

千葉工業大学

博士学位論文

肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の  
力学的挙動に関する研究

平成 24 年 3 月

佐藤 浩幸

## 謝 辞

研究にあたり終始懇切かつ適切なる御指導・御助言を賜りました恩師 千葉工業大学名誉教授 橋本篤秀博士に心から感謝の意を表します。

本研究にあたり恩師 千葉工業大学教授 山田丈富博士には、適切な御助言を頂きましたことを心から感謝申し上げます。

本研究をまとめるにあたり適切な御助言を頂きました千葉工業大学名誉教授 石橋一彦博士，同学教授 船見国男博士，愛知工業大学教授 岡田久志博士，ならびに千葉工業大学教授 畑中宗憲博士に心から感謝の意を表します。

本研究に携わる機会と多大な御援助を頂きました株式会社巴コーポレーション 野澤陸雄特別顧問，山納茂治社長をはじめとする役員の方々に深く感謝申し上げます。論文の作成においても貴重な御助言ならびに十分な環境を賜りました副社長深沢 隆博士，神谷省次専務，田村政明執行役員ならびに川村和彦部長，部長内山政彦博士に深く感謝申し上げます。

実験にあたり御協力を頂きました千葉工業大学工学部建築都市環境学科 橋本研究室の卒業研究の学生諸氏（当時），ならびに三水鐵工株式会社 高橋健司氏，住金精圧品工業株式会社 高浦弘至氏，神鋼ボルト株式会社 寺門三郎氏に御礼申し上げます。

# “Study on Slip Load Behavior of Friction Type High Strength Bolted Joints Having Misalignment on the Contact Plane”

## (SUMMARY OF THESIS)

This paper, which is entitled “Study on Slip Load Behavior of Friction Type High Strength Bolted Joints Having Misalignment on the Contact Plane,” discusses a theoretical calculation method for the slip load of friction type high strength bolted joints having misalignment of the contact plane by finite element method analysis. The slip load of friction type high strength bolted joints can be expressed by the product of the coefficient of slip of the contact plane and the contact force generated at the contact plane. Accordingly, when the coefficient of slip is constant, slip resistance is due uniquely to contact force. On the other hand, the contact force of joints having misalignment of the contact plane varies depending on the bolt tightening method, tightening force, splice plate thickness, and bolt tightening position; therefore, in the analysis, contact force is calculated considering these items as influencing factors. The validity of the analytical method is demonstrated by experimentally verifying all calculated values corresponding to the respective conditions. In this process, contact force is verified using slip load as a substitutional characteristic.

This paper comprises all of the following 6 chapters.

**Chapter 1 “Introduction”** This chapter presents the purpose of this study based on a summary of the background of the study and previous research. Specifically, friction type high strength bolted joints are used in virtually all field joints of steel structures. The friction type high strength bolted joint is a joining method in which the joint materials are pressed together with high strength bolts, and stress is transmitted depending on the frictional force (slip load) generated between the joint materials. A smooth flow of stress and high stiffness of the joint are distinctive features of this joining method.

Misalignment of the contact plane sometimes exists in friction type high strength bolted joints due to the dimensional tolerances and fabrication accuracy of the component products and similar factors. JASS6<sup>1)</sup> allows misalignment of up to 1 mm irrespective of the splice plate thickness. In this paper, misalignment is defined as the amount of misalignment in one joint plane, as illustrated in Fig. 1.

The general tightening methods for high strength bolts are the turn-of-nut method, in which tightening is controlled by the nut rotation angle, and the torque control method, which is controlled by the torque value when the nut is turned. The principles used in controlling bolt tension in the respective methods can be expressed by Eq. (1) and Eq. (2), respectively.

As this implies, the effect of misalignment on introduced bolt tension is different in the two methods. Therefore, in this paper, the treatment of the slip load of joints having misalignment is broadly classified by tightening method.

$$\frac{\theta}{360} p = \left( \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_p} \right) N \quad \dots \quad (1)$$

$$T \propto d \cdot N \quad \dots \quad (2)$$

- Where, N : Bolt tension  
 $\theta$  : Nut rotation angle  
 p : Pitch of screws  
 Kb : Spring constant of bolts  
 Kp : Spring constant of splice plate  
 T : Tightening torque  
 d : Nominal diameter

Previous studies<sup>eg 2)3)</sup> have shown qualitatively that the slip load of friction type high strength bolted joints with misalignment is reduced by influencing factors such as the degree of misalignment, tightening method, splice plate thickness, number of bolts, distance from the step edge to the No. 1 bolt on the misalignment side (inner edge distance), etc. However, no study has attempted on a quantitative evaluation of slip load by a comprehensive study of all influencing factors.

As described above, when misalignment exists in friction type high strength bolted joints, which are used extensively in beam joints in steel structures, failure to secure the designed strength can be foreseen. As this has an important effect on the structural safety of buildings, it is necessary to quantify the slip load of joints with misalignment.

Therefore, the purpose of this paper is to propose an analytical method which has general applicability and can follow the changes in the slip load of friction type high strength bolted joints with misalignment associated with respective changes in influencing factors.

As used in this paper, the turn-of-nut method and torque control method conform to JASS6. Namely, standard tightening methods used herein are a method of rotating a nut 120° ( $\theta_1$ ) after preliminary tightening to the specified torque value (termed

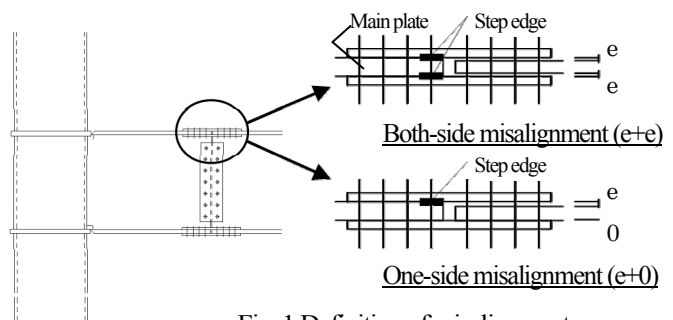


Fig. 1 Definition of misalignment

the “standard turn-of-nut method”) and a method of tightening to the tightening torque which gives the standard bolt tension ( $N_1$ ) (termed the “standard torque method”). The bolt tension and slip load when a joint without misalignment is tightened by the respective methods are used as standard values.

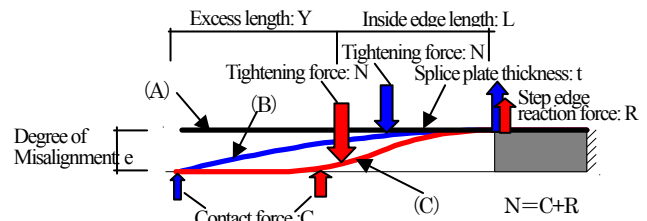
**Chapter 2 “Proposed Analytical Method”** This chapter proposes an analytical method for quantitative evaluation of slip load based on establishment of finite element method model, which is applied to the respective changes in influencing factors. The balance of forces in a joint with misalignment is shown conceptually in Fig. 2. As shown in this figure, the factors which influence contact force  $C$  are the degree of misalignment  $e$ , tightening force  $N$  (tightening method, bolt diameter, number of bolts), splice plate thickness  $t$ , inner edge length  $L$ , and excess length  $Y$ . Accordingly, these are considered to be the influencing factors in the analysis.

The analytical model is a model of a friction type high strength bolted flange joint in an H-shape steel beam joint. Okada et al. <sup>4)</sup> pointed out that not only the effect of the side where the misalignment exists, but also the effect of the fixed side where misalignment does not exist, cannot be ignored when preparing an analytical model. Therefore, a model used in analysis like that shown in Fig. 4 is used in the present research. The model considers the test side, as indicated by the pinkish color in Fig. 3, and the range as far as the position of No. 1 bolt on the fixed side. Among the influencing factors, in this analytical model, it is possible to change the degree of misalignment, bolt diameter, number of bolts, splice plate thickness, inner edge length, and excess length by changing  $e$ ,  $t$ ,  $L$ , and  $Y$ .

The boundary conditions of the analytical model are the fixed side main plate and splice plate, X direction constraint; one side corresponding to the center position of No. 1 bolt on the fixed side, X, Y, and Z direction constraints; and bottom side of main plate, Z direction constraint. Three-dimensional contact surfaces are set as boundary conditions for the friction joint planes of the washer and splice plate, the splice plate and filler plate, and the splice plate and main plate.

The analytical model uses 8-node solid elements and has a maximum of 2,392 elements with an arrangement of 3 bolts. To secure calculation stability, the gap between the main plate is connected by elements with 1/100 of Young’s modulus of other elements. The general-purpose nonlinear structural analysis program ADINA8.6 is used in the analysis.

High strength bolts were modeled assuming the bolt head and washer comprise a unitary body and the shank is a cylinder without threads, and the equivalent stress-strain relationship



(B)  $e$ : large,  $N$ : small,  $t$ : large,  $L$ : small; (C)  $e$ : small,  $N$ : large,  $t$ : large,  $L$ : large  
Fig. 2 Schematic diagram showing condition of balance of forces

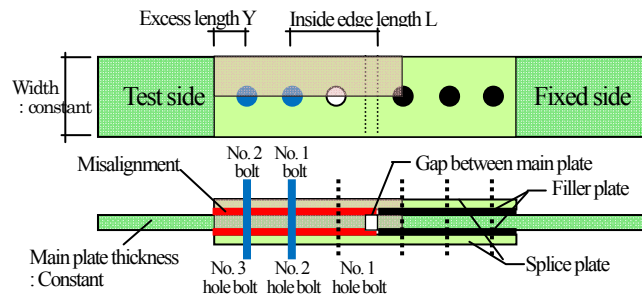


Fig. 3 Object range of model used in analysis

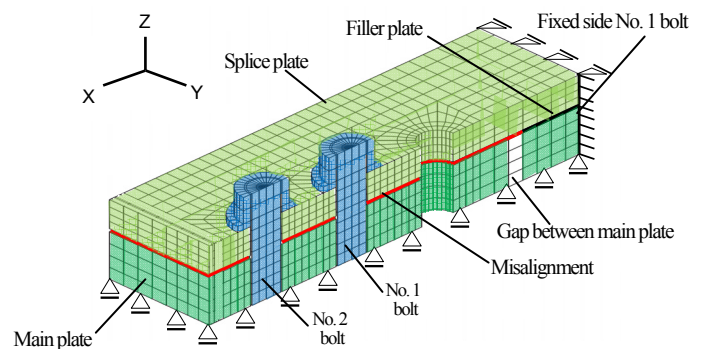


Fig. 4 Model of joint used in analysis

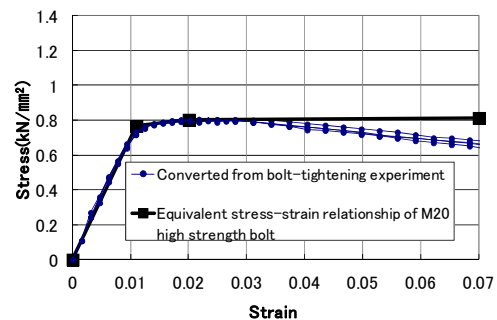


Fig. 5 Equivalent stress-strain relationship of high strength bolts

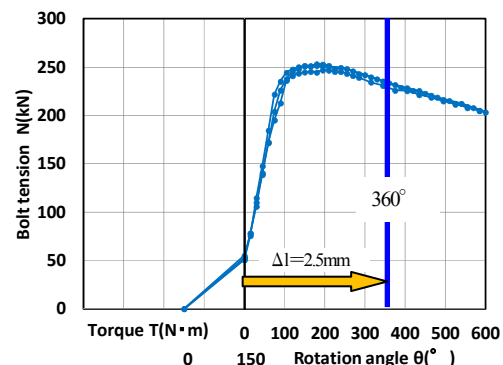


Fig. 6 Relationship of nut rotation angle and bolt tension

shown in Fig. 5 is set. As the method of setting this equivalent stress-strain relationship, strain and stress are converted from the measured values of the relationship of nut rotation angle and bolt tension (Fig. 6) in a bolt tightening experiment in which the nut rotation angle, bolt tension, bolt elongation, and bolt torsion were measured when steel plates without misalignment were tightened using high strength bolts. This method was adopted because it was judged to be impossible to use the stress-strain relationship obtained from product tensile tests in the analysis, as torsion occurred in the bolt shank and thread parts and plasticization occurred in the thread part when steel plates were tightened with high strength bolts. Therefore, a new equivalent strain-stress relationship was set for the high strength bolts.

The following presents the detailed method of setting the equivalent stress-strain relationship for high strength bolts for the example of M20, F10T. The relationship is set so that elongation ( $\Delta l$ ) of 2.5 mm, corresponding to one thread ridge pitch, occurs in the bolt at a nut rotation angle of  $360^\circ$  in the nut rotation angle-bolt tension relationship in Fig. 6. This bolt elongation ( $\Delta l$ ) includes elongation of the bolt shank part, incomplete thread part, threaded part, and thread fitting part in the nut, and compressive deformation of the steel plates. The length ( $l$ ) used in calculations of strain is the thickness of the steel materials including the washer thickness. Strain is calculated as the value obtained by dividing the bolt tension ( $N$ ), which is converted from the measured value obtained with a strain gauge attached to the bolt shank, by the cross-sectional area of the bolt shank ( $A_b$ ). In this equivalent stress-strain relationship, yield stress is regarded as a value which expresses plasticization of the threaded portion, etc. Figure 5 shows an example of the equivalent stress-strain relationship set by the method described above. Because the nominal diameter and grade are changed experimentally in this study as a means of changing the tightening force, equivalent stress-strain relationships were also set for F10T, M16 and F14T, M22 using the same method.

Next, the following presents the method of inputting the bolt tension in the analysis with the two tightening methods.

i) As the method of inputting bolt tension in the case of tightening by turn-of-nut control, the progress of the nut, corresponding to the nut rotation angle, is converted to imposed displacement following the principle of the turn-of-nut method described previously. That is, in the case of one-side misalignment, the relationship between the nut rotation angle and imposed displacement is assumed to be imposed displacement of one thread ridge pitch at a nut rotation of  $360^\circ$ . Therefore, the imposed displacement is 2.5 mm for M20 and M22 and 2.0 mm for M16. In the case of both-side misalignment, the progress of nut rotation for one-side

misalignment is treated as one-half. This means the imposed displacement at a nut rotation of  $360^\circ$  is 1.25 mm for M20 and M22 and 1.0 mm for M16.

ii) In tightening high strength bolts by torque value control, it is clear from the above-mentioned Eq. (2) that bolt tension ( $N_{pin}$ ) will be uniform irrespective of misalignment or other influencing factors. Therefore, in the case of tightening by torque value control, bolt tension is input by a procedure in which the relationship of bolt elongation corresponding to bolt tension corresponding to the specified torque value is converted to imposed displacement, in accordance with the principle of this torque control method. As the concrete method of inputting bolt tension in the analysis, an incremental displacement analysis is performed, in which imposed displacement is given at the tip of the bolt, and the point in time when bolt elongation corresponding to the bolt tension ( $N_{pin}$ ) corresponding to the specified torque value is achieved, is considered to be completion of inputting of the bolt tension in tightening by the standard torque method. In the present study, Torshear type high strength bolts, in which the torque value becomes constant, were used as the test bolts in place of tightening to the specified torque value using a torque wrench.

iii) As the method of inputting bolt tension when using 2 or more bolts, after giving the imposed displacement at which the bolt tension after preliminary tightening in order from No. 1 bolt reaches the tension for the nominal diameter (M16: 28 kN, M20: 50 kN, M22: 85 kN, these being values obtained in the bolt tightening experiment) at the bolt tip, the imposed displacement set in each tightening method described above is given in the same manner from No. 1 bolt.

The main output items in the calculated results are bolt tension  $calN$ , contact force at the frictional contact surface  $calC$ , and the nut rotation angle when tightened to the specified torque value  $cal\theta_{pin}$ . Here,  $calN$  is a value obtained by multiplying the normal unit stress of a bolt shank cross-sectional element by the cross-sectional area of the element,  $calC$  is the integrated value of the normal unit stress generated in 3-dimensional contact elements set at the frictional contact plane, and  $cal\theta_{pin}$  is converted using the fact that the nut rotation angle and imposed displacement (number of analytical steps) have a proportional relationship.

**Chapter 3 “Application to Tightening by Turn-of-Nut Control”** In this chapter, the validity of the analytical method in this paper is verified by calculating contact force when the analytical method in the paper, as proposed in Chapter 2, is applied to the case of tightening a joint with misalignment by turn-of-nut control, and comparing the calculated value with the

experimental value of slip load, which is a substitutional characteristic for contact force.

The principle of the turn-of-nut method uses the fact that a proportional relationship between the nut rotation angle and bolt tension can be obtained by causing contact between tightened materials by tightening to the standard preliminary tightening torque ( $T_1$ ), as shown by the black line in the schematic diagram in Fig. 7. Accordingly, when a joint with misalignment is tightened by the standard turn-of-nut method (red), the tightened materials are not forced into contact, and the standard bolt tension ( $N_1$ ) cannot be secured. Generally, the conceivable methods of securing  $N_1$  are a turn-of-nut method (blue broken line) in which the preliminary tightening torque value is increased ( $T_2$ ) and tightening is performed through a nut rotation angle of  $120^\circ$  ( $\theta_1$ ), and a turn-of-nut method (green broken line) in which the nut rotation angle is increased ( $\theta_\Delta = 120^\circ + \Delta\theta$ ) without changing the preliminary tightening torque value. Therefore, in this chapter, the validity of the analytical method proposed in this paper is verified by calculating the contact force by applying the analytical method to these three turn-of-nut methods and comparing the calculated values with the slip load obtained in experiments corresponding to the respective conditions.

First, the relationship between the nut rotation angle and bolt tension is calculated for the case where a joint with misalignment was tightened with 1 bolt in order to grasp the fundamental properties, and the change in bolt tension due to the mutual influence of the bolts is calculated for a case where two bolts are tightened by the standard turn-of-nut method, using the degree of misalignment, number of misalignment planes, tightening force (nominal diameter, grade), splice plate thickness, number of bolts, inner edge length, and excess length as variables.

Next, contact force is calculated for cases in which joints with both-side misalignment ( $e+e$ ) and one-side misalignment ( $e+0$ ) are tightened by the standard turn-of-nut method. The influencing factor variables in the case of both-side misalignment ( $e+e$ ) are as shown in Table 1. In the case of one-side misalignment ( $e+0$ ), the influencing factor variables are the degree of misalignment and splice plate thickness. Here, it is assumed that the slip load for one-side misalignment ( $e+0$ ) can be evaluated by the contact force  $C_e + {}_0C$ , which is obtained as the sum of the contact force of the side with misalignment  $C_e$  and the contact force of the side without misalignment  ${}_0C$ . In other words,  $C_e$  is the calculated value of the contact force for both-side misalignment, and  ${}_0C$  is regarded as the sum total of the bolt tension analysis values  $\sum calN$ . In verification experiments, the both-side shear type slip specimen shown in

Fig. 3, which models the flange joint of an H-shape steel beam joint, was used for both-side misalignment ( $e+e$ ), in the same manner as the analytical model described previously, and the slip specimen in which the both-side shear type joint was set at the upper and lower flange parts of the H-shape cross section shown in Fig. 8 was used for one-side misalignment ( $e+0$ ). Among the test specimen dimensions, the width and main plate thickness were held constant in all test pieces in order to eliminate the effect of geometry.

Further, the contact force of a joint having both-side misalignment ( $e+e$ ) is calculated by applying the analytical method proposed in this paper to the turn-of-nut method in which tightening is performed by increasing the preliminary tightening torque value to two times  $T_1$  ( $= T_2$ ) and turning the nut through an angle of  $120^\circ$ , and the turn-of-nut method in which the preliminary tightening torque value is not changed and the turning angle is increased until the standard bolt tension is secured. The influencing factor variables of these respective methods are the degree of misalignment, and the splice plate thickness and number of bolts. The verification experiments are the same as the both-side misalignment slip experiment in Fig. 3.

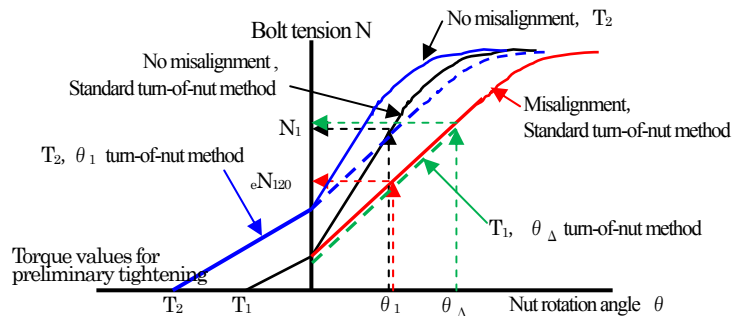


Fig. 7 Schematic diagram of the turn-of-nut methods

Table 1 Variables in analysis of standard turn-of-nut method (Both-side misalignment)

Nominal bolt size	Misalignment : e(mm)	Splice plate : t(mm)	No. of bolts	Torque values for preliminary tightening: T (N·m)	Inside edge length: L(mm)	Excess length: Y(mm)
M20 (F10T)	0 1.2 2.3	12 22	1 2 3	T1 : 150	60 120	40 100 160

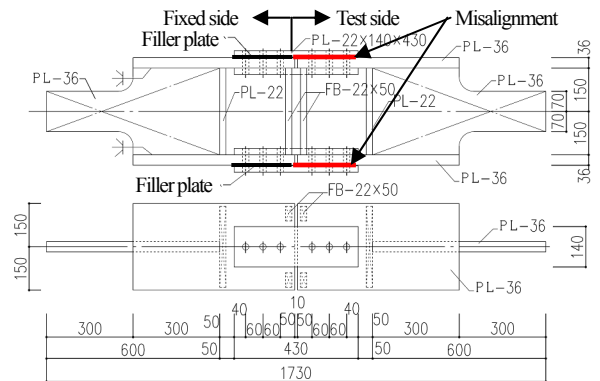


Fig. 8 One-side misalignment test specimen

The following summarizes the conclusions obtained in Chapter 3.

1) The calculated value of slip load calPs was calculated by applying the analytical method in this paper to the case in which a joint with misalignment is tightened by turn-of-nut control, using the degree of misalignment, number of misalignment planes, splice plate thickness, number of bolts, inner edge length, and excess length as influencing variables. The validity of the analytical method in this paper could be verified from the fact that this value was in good agreement with the experimental values consistent with the respective analytical conditions.

2) The calculated values for nut rotation angle and bolt tension in the case of tightening with 1 bolt, in which all the influencing factors were changed, showed good consistency with the experimental values, as shown in Fig. 9. The variation of bolt tension due to the mutual influence of the bolts in the case where 2 bolts were tightened by the standard turn-of-nut method were in good agreement with the experimental values, independent of influencing factors, as shown in Fig. 10.

3) In the case in which a joint with both-side misalignment (e+e) was tightened by the standard turn-of-nut method, the calculated value of slip load calPs when the influencing factors were changed and the experimental values were in good agreement, respectively, as shown in Fig. 11.

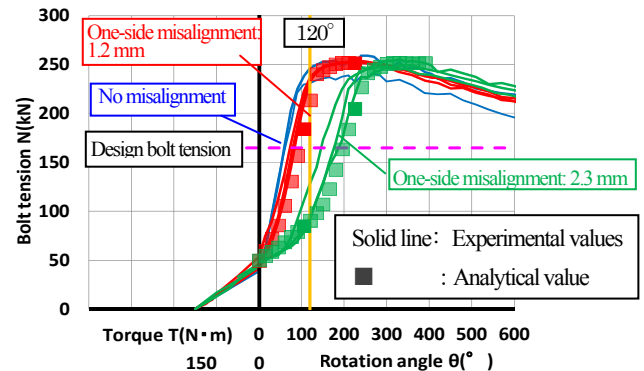
4) The distribution of contact force obtained by the analytical method in this paper was in good agreement with the experimental values, as shown in Fig. 12. From this fact as well, it can be said that the contact force (C) obtained by this analytical method is appropriate.

5) Although few experimental values were available for the case in which a joint having one-side misalignment (e+0) was tightened by the standard turn-of-nut method, the calculated values of slip load for this case were also in good agreement with the experimental values, as shown in Fig. 13.

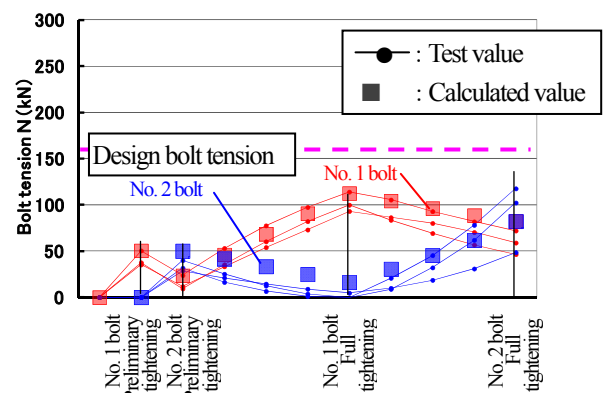
6) The calculated value of slip load calPs obtained by applying the analytical method in this paper to the turn-of-nut method in which the preliminary tightening torque value is increased to  $T_2$  and the nut is turned through an angle of  $120^\circ$ , and turn-of-nut method in which the preliminary tightening torque value is not changed and the nut rotation angle is increased, showed good agreement with the experimental values, as shown in Fig. 14 and Fig. 15, respectively. Furthermore, the correlation of all calculated values and experimental values for the case in which tightening is performed by turn-of-nut control in this chapter displays extremely good agreement, as shown in Fig. 16.

Accordingly, it can be concluded that the analytical method proposed in this paper is a method with general applicability, which can also be applied to cases in which tightening is

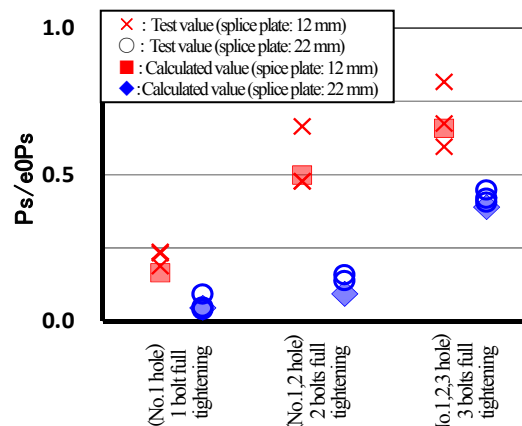
performed to an arbitrary preliminary tightening torque value or an arbitrary nut rotation angle.



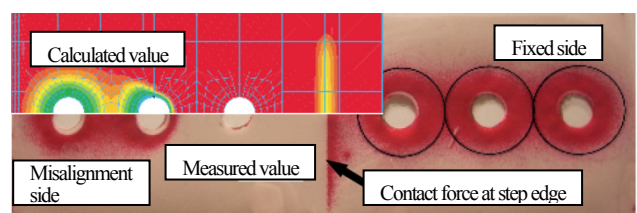
3-hole specimen, No. 1 hole bolt position, splice plate : 12 mm  
Fig. 9 Relationship of nut rotation angle and bolt tension (M20)



3-hole specimen, tightening at No 1 and 2 hole bolt positions  
(Both-side misalignment 1.2 mm + 1.2 mm, splice plate: 22 mm)  
Fig. 10 Variation of bolt tension (M20)



(Standard turn-of-nut method)  
Fig. 11 Slip load with both-side misalignment (1.2+1.2)



Both-side misalignment 2.3 +2.3 , First 3 bolt arrangement, splice plate: 12 mm  
Fig. 12 Distribution of contact force (standard turn-of-nut method)



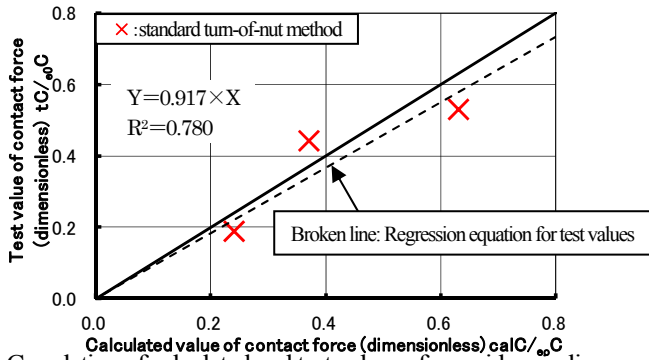
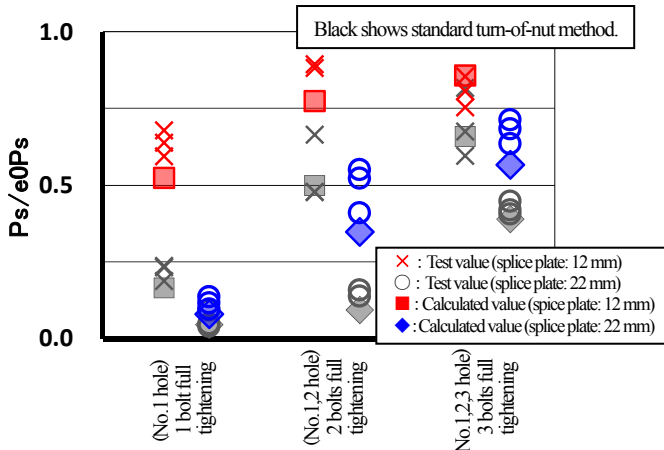
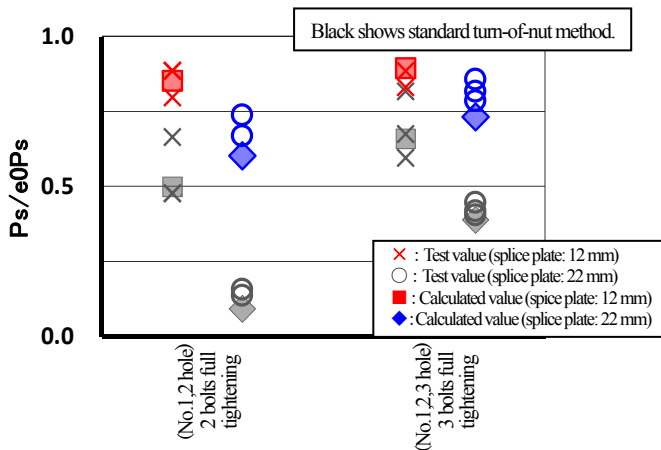


Fig. 13 Correlation of calculated and test values of one-side misalignment



(Both-side misalignment: 1.2+1.2)  
Fig. 14 Slip load of  $T_2 \cdot \theta_1 (120^\circ)$



(Both-side misalignment: 1.2+1.2)  
Fig. 15 Slip load of  $T_2 \cdot \theta_\Delta (120^\circ + \Delta\theta)$

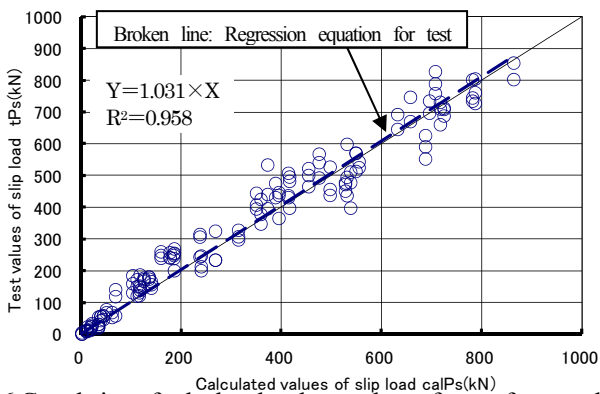


Fig. 16 Correlation of calculated and test values of turn-of-nut methods

#### Chapter 4 “Application to Case of Tightening by Torque Value Control”

The slip load (Ps) in cases where joints with misalignment are tightened using torque value control is calculated by the proposed method, and the possibility of application of the method proposed in this paper to tightening using torque value control is verified by comparing the calculated values and experimental values.

First, slip load is calculated for the case in which a joint having both-side misalignment (e+e) is tightened by the standard torque method. Here, the variable influencing factors are as shown in Table 2. Verification experiments are performed in the same manner as the both-side misalignment slip experiment in Fig. 3.

Next, slip load is calculated for the case in which a joint having one-side misalignment (e+0) is tightened by the standard torque method, considering the degree of misalignment and number of bolts as variables. Here, the slip load for one-side misalignment is calculated using the calculated value of contact force calC for both-side misalignment, as in Chapter 3. In the verification test, the test specimen shown in Fig. 8 is used, as in Chapter 3.

The conclusions obtained in Chapter 4 are summarized below.

- 1) The calculated slip load calPs for the case in which a joint with misalignment was tightened by torque control was calculated using the analytical method in this paper. The validity of the analytical method proposed in this paper could be verified by all calculated values when the influencing factors used here (i.e., degree of misalignment, number of misalignment planes, nominal diameter of bolts, splice plate thickness, number of bolts, inner edge length, and excess length) were varied with the experimental values corresponding to the respective conditions.
- 2) The calculated value of slip load for the case in which a joint with both-side misalignment (e+e) was tightened by the standard torque method showed good agreement with the experimental values consistent with the respective analytical conditions when the influencing factors were varied, as shown in Fig. 17 and Fig. 18.
- 3) The calculated values of slip load for the case in which a joint with one-side misalignment (e+0) was tightened by the standard torque method were in good agreement with the experimental results, as shown in Fig. 19. From this, it can be said that slip load for one-side misalignment (e+0) can be evaluated by taking the sum of the contact force on the side with misalignment and the contact force on the side without misalignment.

From the results outlined above, it can be concluded that the analytical method proposed in this paper is an analytical method which enables quantitative calculation of the slip load (contact

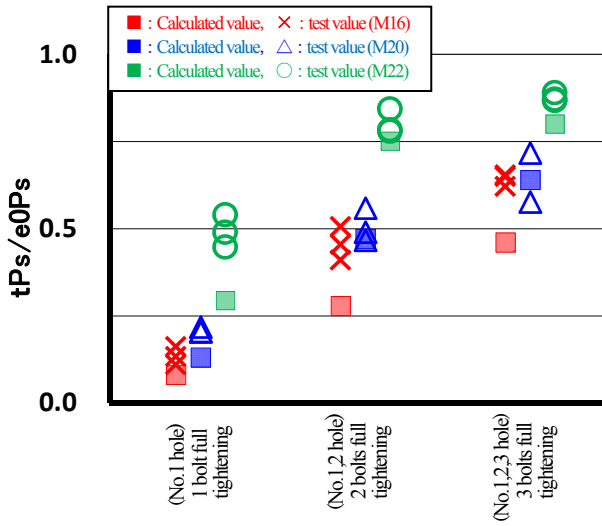


force C) when various influencing factors are changed, including cases in which tightening is performed by torque control, in the same manner as with turn-of-nut control.

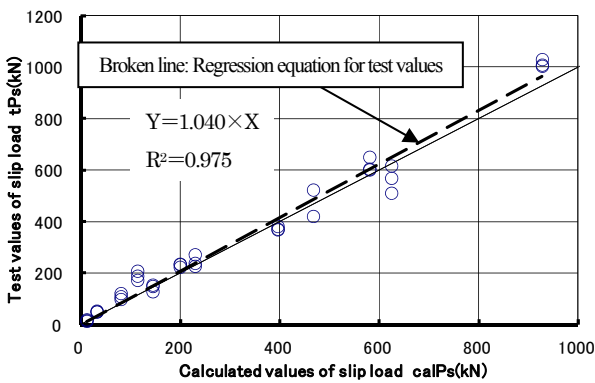
Table 2 Variables in analysis of standard torque control method (Both-side misalignment)

Nominal bolt size	Misalignment : e (mm)	Splice plate thickness : t (mm)	No. of bolts	Torque values for preliminary tightening: T(N·m)	Inside edge length: L(mm)	Excess length: Y(mm)
M16(S10T)	0	12* <sup>1</sup>	1	T <sub>1</sub> * <sup>2</sup>	60	40
M20(S10T)	1.2	22	2		120	100
M22(S14T)	2.3				180	160

\*1: Only M20, \*2: 100(M16), 150(M20), 300(M22)



(Standard torque control method)  
Fig. 17 Slip load with both-side misalignment (1.2+1.2)



(Standard torque control method)  
Fig. 18 Correlation of calculated and test values

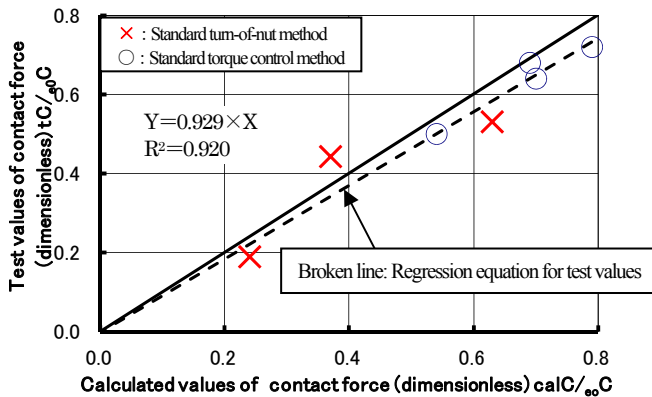


Fig. 19 Correlation of calculated and test values of one-side misalignment

## Chapter 5 “Examples of Application to Actual Work”

This chapter presents examples of two methods in which the slip load of joints that were found to have misalignment during execution and during design was studied using the analytical method proposed in this paper.

In one method, the calculated slip load calPs in Chapter 3 and Chapter 4, as calculated by the tightening methods in the analytical method proposed in this paper, is converted to the equivalent number of bolts by dividing calPs by the slip load of a joint without misalignment, which is used as a standard, and the bolt effectiveness ratio is then calculated for each bolt tightening position.

In the second method, an analysis is performed considering the degree of misalignment and splice thickness as variables, using the analytical method in this paper for each of the tightening methods, and a condition in which slip load is reduced in a joint tightened with multiple bolts is studied. As the object of analysis, an analytical model of a 3-bolt arrangement with a 3-hole test piece is used because slip load does not decrease with No.4 hole bolt position using bolts with a nominal diameter of M20. Variables in analysis used with the two tightening methods are shown in Table 3 and Table 4, respectively.

The conclusions obtained in Chapter 5 are presented below.

1) The equivalent number of bolts in case of tightening of a joint with misalignment by the standard turn-of-nut method is shown in Fig. 20; the equivalent number of bolts in tightening by the standard torque method is shown in Fig. 21. It can be understood that this equivalent number of bolts decreases as the splice plate thickness increases or the tightening force decreases, and the effectiveness ratio of the bolts at each tightening position differs depending on the splice plate thickness and tightening method. Table 5 shows the effective bolt ratio at each bolt tightening position calculated based on this equivalent number of bolts. However, it can be confirmed that the slip load of a joint with misalignment is of a order that ignores No. 1 bolt.

2) For a joint with 3-bolt arrangement of bolts with a diameter of M20, F10T, which are tightened by the standard turn-of-nut method, the slip load decrease ratio relative to the slip load of a standard joint without misalignment in the case of a joint with both-side misalignment of 1 mm + 1 mm (slip load decrease ratio:  $\beta_{(1+1)}$ ) and a joint with one-side misalignment of 1 mm + 0 mm (slip load decrease ratio:  $\beta_{(1+0)}$ ) can be expressed by the following equations as a function of the splice plate thickness (t), as shown in Fig. 22.

$$\beta_{(1+1)} = -0.0222 \cdot t + 0.945 \quad \dots (3)$$

$$\beta_{(1+0)} = -0.0143 \cdot t + 1.072 \quad \dots (4)$$

$$\text{where, } 9 \text{ mm} \leq t \leq 36 \text{ mm}$$

3) For a joint with 3-bolt arrangement of bolts with a diameter of

M20, F10T, tightened by the standard torque method, the slip load decrease ratio relative to the slip load of a standard joint without misalignment in the case of a joint with both-side misalignment of 1 mm + 1 mm (slip load decrease ratio:  $\gamma_{(1+1)}$ ) and a joint with one-side misalignment of 1 mm + 0 mm (slip load decrease ratio:  $\gamma_{(1+0)}$ ) can be expressed by the following equations as a function of the splice plate thickness (t), as shown in Fig. 23.

$$\gamma_{(1+1)} = -0.0185 \cdot t + 1.097 \quad \dots (5)$$

$$\gamma_{(1+0)} = -0.0120 \cdot t + 1.067 \quad \dots (6)$$

where,  $6 \text{ mm} \leq t \leq 28 \text{ mm}$

4) As shown in Fig. 23, it can be said that the slip load of joints with both-side misalignment of 1 mm + 1 mm and one-side misalignment of 2 mm + 0 mm, which have the same degree of misalignment, display similar decrease ratios relative to the slip load of the standard joint without misalignment. The applicable range is splice plate thicknesses from 9 mm to 28 mm and a bolt diameter of M20, F10T. This phenomenon can be confirmed in tightening by both the standard turn-of-nut method and the standard torque method.

Table 3 Variables in analysis of standard turn-of-nut method

Nominal bolt size	Bolt arrangement	Misalignment e+e (mm)	Splice plate thickness (mm)
M20	3 bolts	1.0+1.0	6
		<u>1.2+1.2</u>	<u>12</u>
		<u>2.3+2.3</u>	16
		1.0+ 0	<u>22</u>
		2.0+ 0	36

○ Circled items indicate item was verified experimentally.

Table 4 Variables in analysis of standard torque control method

Nominal bolt size	Bolt arrangement	Misalignment e+e (mm)	Splice plate thickness (mm)
M20	3 bolts	1.0+1.0	9
		<u>1.2+1.2</u>	<u>12</u>
		<u>2.3+2.3</u>	16
		1.0+ 0	<u>22</u>
		2.0+ 0	28

○ Circled items indicate item was verified experimentally.

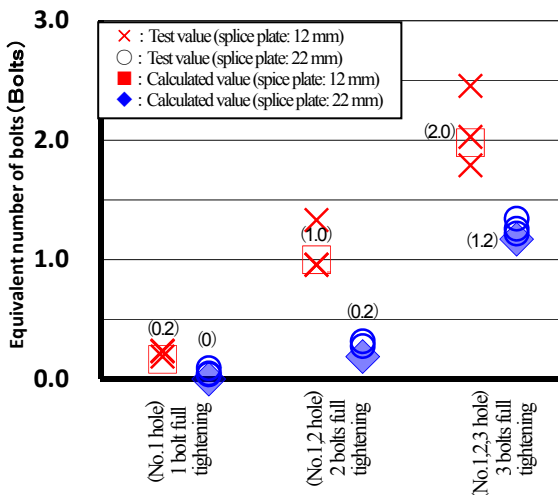


Fig. 20 Equivalent number of bolts (standard turn-of-nut method)

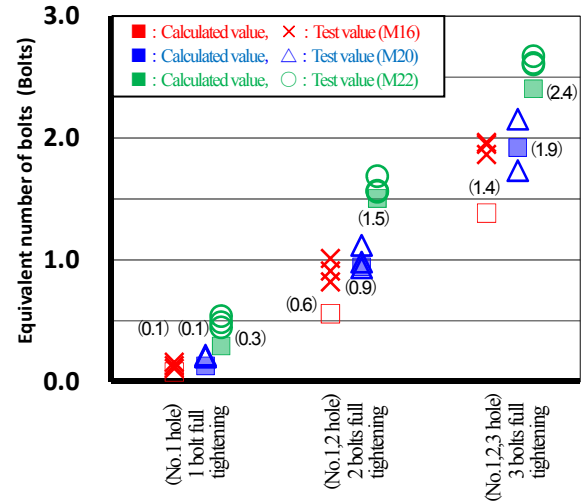
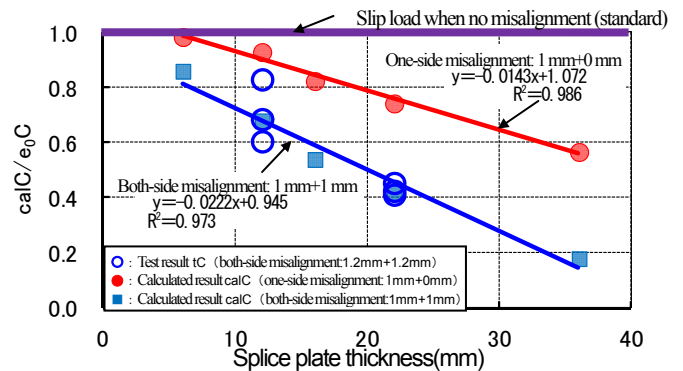


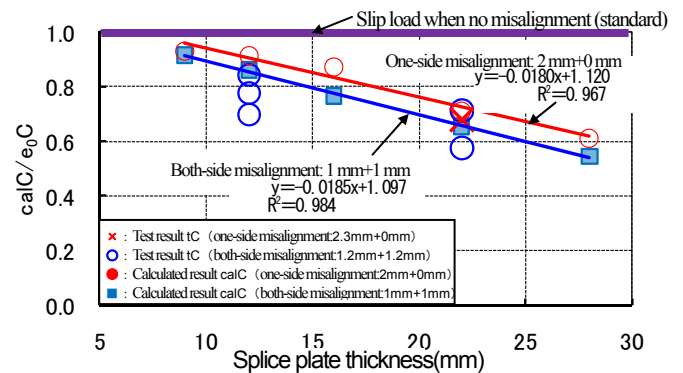
Fig. 21 Equivalent number of bolts (standard torque control method)

Table 5 Effective bolt ratio at each bolt tightening position

Tightening method	Nominal bolt size	Misalignment e (mm)	Splice plate t (mm)	No. 1 hole position $\rho_1$	No. 2 hole position $\rho_2$	No. 3 hole position $\rho_3$	No. 4 hole position $\rho_4$
Standard turn-of-nut method	M20	1.2+1.2	12	0.2	0.8	1.0	1.0
			22	0.0	0.2	1.0	1.0
		2.3+2.3	12	0.0	0.6	1.0	1.0
			22	0.0	0.1	0.3	1.0
Standard torque control method	M20	1.2+1.2	22	0.1	0.5	0.8	
			12	0.6	1.0	1.0	
		1.2+1.2	22	0.1	0.8	1.0	
			M22	1.2+1.2	22	0.3	1.0



(Both-side misalignment: 1 mm+1 mm, One-side misalignment: 1 mm+0) Fig. 22 Relationship of slip load and splice plate thickness with standard turn-of-nut method



(Both-side misalignment: 1 mm+1 mm, One-side misalignment: 1 mm+0) Fig. 23 Relationship of slip load and splice plate thickness with standard torque control method

## Chapter 6 “Conclusions of this Study”

The results obtained in this study are summarized. The main conclusions are presented below.

This paper proposed an analytical method for quantification of slip load in friction type high strength bolted joints having misalignment in the contact plane, and is also applicable to changes in influencing factors such as the tightening method, degree of misalignment, bending stiffness of the splice plates, bolt arrangement, etc. The validity of this analytical method was demonstrated by verification that the calculated values of slip load obtained with this method are in good agreement with the slip loads obtained in experiments corresponding to the analytical conditions when the respective influencing factors are changed.

The knowledge obtained in connection with this analytical method is summarized below.

- 1) In cases where misalignment exists in a friction type high strength bolted joint, such as an ordinary beam joint or the like, decreased slip load is unavoidable irrespective of the splice plate thickness, degree of misalignment, and tightening method, and the strength after decrease is roughly on an order which ignores No. 1 bolt.
- 2) In the case of misalignment of 1 mm, the slip load of friction type high strength bolted joints is the strength reduced by Eqs. (3), (4), (5), and (6), which are expressed as functions of the number of misaligned surfaces and the splice plate thickness with the respective tightening methods.

### [References]

- 1) 建築工事標準仕様書・同解説 JASS 6 鉄骨工事, 日本建築学会
- 2) 内田直樹, 降井繁蔵, 西仁, 西田芳弘, 福井実, 川村政美: 高力ボルト摩擦接合部の肌すきの影響に関する実験(その1, その2), 日本建築学会大会学術講演梗概集(東海), 構造系, pp.1199-1202, 1976.10
- 3) 矢部喜堂, 高橋正明, 菊川春三, 草深博道: 高力ボルトの締付け施工に関する実験的研究(その1~3), 日本建築学会大会学術講演梗概集(東北), 構造系, pp.1849-1854, 1982.10
- 4) 岡田久志, 志水和宏: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合重ね継手のすべり耐力に関する研究, 日本建築学会構造系論文集, 第570号, pp.159-166, 2003.8

### [Related papers]

- 1) 高浦弘至, 橋本篤秀, 佐藤浩幸, 鎌形吉伸: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究(その1) 締付け方法と導入軸力, 日本建築学会大会学術講演梗概集(九州), C1, 構造III, pp.879-880, 2007.8
- 2) 佐藤浩幸, 橋本篤秀, 内山政彦, 高浦弘至: 肌すきを有する

高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究(その2) すべり耐力と接触圧, 日本建築学会大会学術講演梗概集(九州), C1, 構造III, pp.879-880, 2007.8

- 3) 高浦弘至, 橋本篤秀, 佐藤浩幸, 鎌形吉伸: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究(その3) トルクコントロール法による導入軸力とすべり耐力, 日本建築学会大会学術講演梗概集(中国), C1, 構造III, pp.643-644, 2008.9
- 4) 佐藤浩幸, 橋本篤秀, 内山政彦, 高浦弘至: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究(その4) ナット回転法による導入軸力とすべり耐力, 日本建築学会大会学術講演梗概集(中国), C1, 構造III, pp.643-644, 2008.9
- 5) 風間恵里香, 橋本篤秀, 佐藤浩幸, 神田明, 高浦弘至, 鎌形吉伸: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究(その5) 高力ボルトで締付けた場合の導入張力, 日本建築学会大会学術講演梗概集(東北), A1, pp.657-658, 2009.8
- 6) 神田明, 橋本篤秀, 佐藤浩幸, 風間恵里香, 高浦弘至, 鎌形吉伸: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究(その6) 高力ボルトで締付けた場合のすべり耐力, 日本建築学会大会学術講演梗概集(東北), A1, pp.659-660, 2009.8
- 7) 佐藤浩幸, 橋本篤秀, 内山政彦, 風間恵里香, 高浦弘至, 鎌形吉伸: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究(その7) ナット回転法によるボルト張力の解析的評価, 日本建築学会大会学術講演梗概集(東北), A1, pp.661-662, 2009.8
- 8) 佐藤浩幸, 橋本篤秀: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究(その1, 一定ナット回転角で締付けた場合のボルト導入張力とすべり耐力), 日本建築学会構造系論文集, 第644号, pp.1869-1878, 2009.10
- 9) 風間恵里香, 佐藤浩幸, 内山政彦, 高浦弘至, 橋本篤秀: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究(その8) 標準ナット回転法で締付けた場合の接触圧分布, 日本建築学会大会学術講演梗概集(北陸), C1, pp.659-660, 2010.9
- 10) 佐藤浩幸, 風間恵里香, 内山政彦, 高浦弘至, 橋本篤秀: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究(その9) 増し締めナット回転角で締付けたすべり耐力, 日本建築学会大会学術講演梗概集(北陸), C1, pp.661-662, 2010.9
- 11) 佐藤浩幸, 橋本篤秀: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究(その2, すべり耐力を改善する修正ナット回転法とボルト締付け位置の効果), 日本建築学会構造系論文集, 第660号, pp.417-426, 2011.2
- 12) 佐藤浩幸: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究(その3, 一定トルク値で締付けた場合のすべり耐力), 日本建築学会構造系論文集投稿中

# 目 次

第1章 序 論	1~12
1. 1 本研究の背景	1
1. 2 本研究に関する既往の研究	5
1. 3 本研究の目的	9
1. 4 本論の構成	10
第2章 提唱する解析法	13~37
2. 1 はじめに	13
2. 2 肌すきのある接合部の力と変形の釣り合い状態	14
2. 3 接合部の解析用モデル	16
2. 3. 1 解析用モデルの設定	
2. 3. 2 解析の初期条件	
2. 3. 3 高力ボルトのモデル化	
2. 4 解析におけるボルト張力の入力方法	28
2. 4. 1 ナット回転角制御で締付ける場合	
2. 4. 2 トルク値制御で締付ける場合	
2. 4. 3 ボルト複数本締付ける場合	
2. 5 解析結果の主な出力項目	32
2. 6 解析値の検証のための実験	33
2. 6. 1 試験体形状	
2. 6. 2 摩擦接合面の表面処理	
2. 6. 3 実験方法	
第3章 ナット回転角制御で締付ける場合への適用	38~106
3. 1 はじめに	38
3. 2 肌すきのある接合部のナット回転角とボルト張力	40
3. 2. 1 実験概要	
3. 2. 2 片面肌すきボルト1本の解析結果および考察	
3. 2. 3 片面肌すきボルト2本の解析結果および考察	
3. 2. 4 両面肌すき解析結果および考察	
3. 3 基準ナット回転法のすべり耐力	69
3. 3. 1 両面肌すきのすべり耐力	
3. 3. 1 (a) 実験概要	
3. 3. 1 (b) 解析結果, 実験結果および考察	
3. 3. 2 片面肌すきのすべり耐力	
3. 3. 2 (a) すべり耐力の算定	
3. 3. 2 (b) 実験概要	
3. 3. 2 (c) 解析結果, 実験結果および考察	

3. 4	1次締めトルク値を増加させたナット回転法のすべり耐力	・・・	94
3. 4. 1	解析概要		
3. 4. 2	解析結果, 実験結果および考察		
3. 5	ナット回転角を増加させたナット回転法のすべり耐力	・・・	99
3. 5. 1	増締めナット回転角の設定		
3. 5. 2	解析結果, 実験結果および考察		
3. 6	まとめ	・・・	105
<b>第4章</b>	<b>トルク値制御で締付ける場合への適用</b>	・・・	<b>107~130</b>
4. 1	はじめに	・・・	107
4. 2	基準トルク法で締付けた両面肌すきのすべり耐力	・・・	108
4. 2. 1	実験概要		
4. 2. 2	解析結果, 実験結果および考察		
4. 2. 2 (a)	ボルト張力変動の考察		
4. 2. 2 (b)	すべり耐力の考察		
4. 2. 2 (c)	任意のトルク値で締付けたナット回転角		
4. 3	基準トルク法で締付けた片面肌すきのすべり耐力	・・・	121
4. 3. 1	すべり耐力の算定		
4. 3. 2	実験概要		
4. 3. 3	解析結果, 実験結果および考察	・・・	127
4. 4	まとめ	・・・	128~151
<b>第5章</b>	<b>実務への適用例</b>	・・・	<b>128</b>
5. 1	はじめに	・・・	128
5. 2	締付位置ごとのボルト有効率		
5. 2. 1	基準ナット回転法の等価ボルト本数		
5. 2. 2	基準トルク法の等価ボルト本数		
5. 2. 3	締付方法ごとのボルト有効率	・・・	137
5. 3	複数本接合部すべり耐力の低下する状況		
5. 3. 1	基準ナット回転法の場合		
5. 3. 1 (a)	両面肌すきのすべり耐力		
5. 3. 1 (b)	片面肌すきのすべり耐力		
5. 3. 2	基準トルク法の場合		
5. 3. 2 (a)	両面肌すきのすべり耐力		
5. 3. 2 (b)	片面肌すきのすべり耐力	・・・	151
5. 4	まとめ	・・・	152
<b>第6章</b>	<b>本研究の結論</b>		
	参考文献	・・・	153
	本研究に関連して発表した論文	・・・	155

## 第 1 章 序章

### 1. 1 本研究の背景

我が国における高力ボルトによる接合は、1964（昭和 39）年に JIS B 1186「摩擦接合用高力六角ボルト・六角ナット・平座金のセット」が制定された後に、1975（昭和 40）年に日本建築学会規準「高力ボルト摩擦接合設計施工規準・同解説」が成案されて、本格的に高力ボルト接合が使用されるようになった。建築鋼構造物の現場施工における接合は高力ボルトによる摩擦接合が殆どである。

高力ボルト摩擦接合は、高力ボルトで接合部材を締付け、部材間に生じる摩擦力によって応力を伝達する接合法で、応力の流れが円滑で、継手の剛性が高い特徴がある。接合部材間の摩擦力の大きさ（以下“すべり耐力（Ps）”と称す）は、高力ボルトで締付けた摩擦接合面に生じる材間圧縮力（以下“接触圧（C）”と称す）とすべり係数  $\mu$  の積として（1. 1）式で表示できる。ここで、高力ボルト摩擦接合部のすべり耐力（Ps）は、すべり係数  $\mu$  を一定とすれば接触圧（C）に負うことは自ずと明らかである。したがって、接触圧（C）を定量的に求めることがすべり耐力（Ps）を算定する上で不可欠である。

$$Ps = \mu \cdot C \quad \dots\dots (1. 1)$$

$\mu$  : 接合面のすべり係数

C : 摩擦接合面の接触圧

ところで、鋼材の JIS 製品には寸法公差がある。熱間圧延 H 形鋼の JIS G 3192（2000）における H 形鋼の高さの許容差は、成によって  $\pm 2.0\text{mm} \sim \pm 4.0\text{mm}$ 、かつフランジ板厚の許容差は板厚によって  $\pm 1.0\text{mm} \sim \pm 2.0\text{mm}$  と規定されている。

また、建築鋼構造物は鋼材を工場加工し現場で組み立てるものであり、工場で鉄骨製作する場合においても寸法許容差が認められている。このような許容差などによって、H 形鋼梁継手のフランジ高力ボルト摩擦接合部の母材と添板の間には隙間（以下“肌すき”と称す）が生じる場合が容易に想定できる。

『JASS6』<sup>1)</sup> ではこのような肌すきが生じた場合には、添板厚に拘らずフィラーを挿入して肌すきを 1mm 以下とすることが規定されている。ただし、入手できるフィラーの厚みは肌すきと一致することは困難であるので、肌すきを無くすことは不可能と言える。

肌すきは図 1.1 に示すように、母材の両面に肌すきが生じる場合（以下“両面肌すき（ $e+e$ ）”と称す）と母材の片面のみに肌すきが生じる場合（以下“片面肌すき（ $e+0$ ）”と称す）があるが、本研究では肌すき量は片側の接合面に生じる肌すき量と定義する。

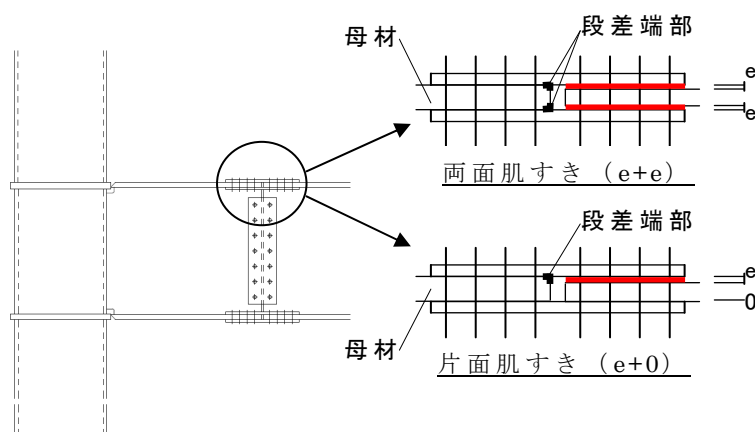


図 1. 1 肌すき量の定義

『JASS6』<sup>1)</sup> や『高力ボルト接合設計施工ガイドブック』<sup>2)</sup> では、『肌すき 1mm 以下のときには、通常の添板厚のものではボルトの締付けによって材が密着するので、フィラーの挿入は不要である。極厚材の場合は材の密着が難しくなるので、より慎重に対処することが必要である。』と規定されているが、その対象板厚および対処方法は明確にされていない。また、『鋼構造接合部設計指針』<sup>3)</sup> では、『肌すきに関する多くの実験結果から、すべり耐力 ( $P_s$ ) の低下率を 10% 程度まで認めるとすると肌すきは 1mm まで許容できる。ただし、曲げ剛性の大きい極厚の添板を用いる場合は 1mm 以下でも面の密着が確保できない場合も考えられるので、このような場合には実験や解析によってすべり耐力 ( $P_s$ ) を確認する必要がある。』とされているが、ここでの実験は添板厚が 4.5mm, 6mm, 9mm と比較的薄い板厚を対象としたものである。上記のように規定類でも肌すきのある場合にはすべり耐力 ( $P_s$ ) が低下することを危惧しているが、現在まで肌すきのある高力ボルト摩擦接合部のすべり耐力 ( $P_s$ ) と肌すき量、添板厚などの影響因子との関係は定量的に示されていない。

一方、高力ボルトの一般的な締付方法には、ナットを回転した時に得られるボルト張力と伸びの関係に基づいてナット回転角でボルト張力



を制御する方法（以下“ナット回転法”と称す）とナットを回すトルク値とボルトに導入される張力が比例関係にあることに基づいて締付トルク値でボルト張力（N）を制御する方法（以下“トルクコントロール法”と称す）がある。

前者のナット回転法は幾何的原理によるもので（1. 2）式に示す関係で示せる。このとき被締付材の縮みを無視すればナットが一回転すると、ねじ山 1 ピッチ（p）分伸びることになる。

$$\frac{\theta}{360}p = \left(\frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_p}\right) N \quad \cdots \quad (1. 2)$$

ここで、

- N : ボルト張力
- $\theta$  : ナット回転角
- p : ねじ山のピッチ
- K<sub>b</sub> : ボルトのばね定数
- K<sub>p</sub> : 被締付材のばね定数

後者のトルクコントロール法はナットを回転して締付けるときのトルク値（T）とボルト張力（N）が比例する（1. 3）式に示す関係に従っている。なお、トルシア形高力ボルトは締付トルク値が常にピンテール破断トルク値（T<sub>pin</sub>）と等しく、トルクコントロール法の原理により締付けを行なうボルトである。

$$T \propto d \cdot N \quad \cdots \quad (1. 3)$$

ここで、

- T : 締付トルク値
- N : ボルト張力
- d : ボルトの呼び径

上記のように、ボルト張力（N）導入の制御には締付方法によって異なる原理を利用していることから、ボルト張力（N）に対する肌すきの影響が異なることとなる。したがって、肌すきのある高力ボルト摩擦接合部のすべり耐力（P<sub>s</sub>）は締付方法に区分して論ずる必要がある。

肌すきのある高力ボルト摩擦接合部の力の釣り合い状態を模式的に示すと図 1. 2 となる。ボルト張力（N）は添板の曲げ剛性によってその一部が段差端部の反力（R）となり接触圧（C）が減少する。この現象は、先に述べた（1. 1）式ですべり係数（ $\mu$ ）を一定とするとすべり耐力（P<sub>s</sub>）を肌すきの無い場合に比べて低下させることとなる。また、締付方法や締付順序により先に締付けたボルト張力の低下を引き起こすこととなる。

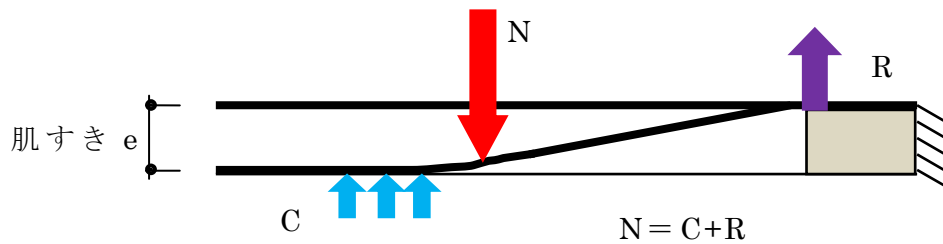


図 1. 2 肌すきのある摩擦接合部の力の釣り合い状態

この接触圧 ( $C$ ) の影響因子としては、肌すき量の他に締付方法、締付順序、添板厚、ボルト張力、ボルト本数、段差端部から肌すき側の第 1 ボルトまでの距離 (以下“内側縁端距離”と称す)、1 次締めトルク値であることが、これまで多くの研究<sup>4)~17)</sup>によって指摘されている。

本研究の背景は、以上概観したように鋼構造建築物の H 形鋼梁継手のフランジ部に多用されている高力ボルト摩擦接合部には、鋼材 JIS 製品の寸法公差や工場製作時の許容差によって肌すきが生じる場合がある。肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部では接触圧 ( $C$ ) が減少することから、肌すきを考慮していない設計時のすべり耐力 ( $P_s$ ) を確保できないことが予想される。このことは、建築鋼構造物の構造安全性に重大な影響を及ぼすものである。したがって、肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の接触圧 ( $C$ ) を正確に算定し、すべり耐力 ( $P_s$ ) を定量的に評価する必要がある。

## 1. 2 本研究に関連する既往の研究

肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部に関する研究は、高力ボルトが建築で使用された 1964 年頃から始まり多数<sup>4)~17)</sup>のものがある。

すべり耐力 (Ps) に関連する既往の研究では肌すき量、添板厚の違いによるすべり耐力低下を実験的に確認している。安田は<sup>5)</sup> F10T ボルト呼び径 M20 のボルト 2 本の実験を行っている。実験変数は肌すき量を 0mm, 0.5mm+0.5mm, 1mm+1mm, 1.5mm+1.5mm, 2.5mm+2.5mm の 5 水準, 添板厚を比較的薄い 4.5mm, 6mm, 9mm の 3 水準, 母材厚を 6mm, 9mm, 12mm の 3 水準としている。肌すき量が大きいほどすべり耐力 (Ps) が低下することを定性的に示している。この実験における両面肌すき 0.5mm+0.5mm の試験体のすべり耐力低下が肌すきの無い試験体に対して約 10%であったことが、鋼構造接合資料集成<sup>18)</sup>や鋼構造接合設計指針に取り上げられ、現在まで肌すき量を 1mm まで許容する基となっている。

ナット回転法を用いた本研究に関連する既往の研究としては橋本ら<sup>6)</sup>の実験的研究がある。橋本らは F10T ボルト呼び径 M20 の高力ボルトをナット回転法で締付け、すべり耐力 (Ps) と肌すき、フィラープレート挿入の効果を確かめた研究を行なっている。実験変数は、肌すき量を 0, 1.5mm+1.5mm, ナット回転角を 90°, 120°, 360°, 添板厚を 16mm, 22mm, ボルト本数を 4 本と 2 本, 肌すき側のボルト 2 本の締付け位置, 締付け順序, フィラー 2.3mm の有無としている。すべり耐力 (Ps) は、添板 22mm で肌すきの無いものに比べ肌すきのあるものでは 50%程度, フィラーを挿入したもので 70%程度となり, 添板の厚みが 16mm と 22mm では後者のすべり耐力 (Ps) は、前者の約 60%となることを示している。また、ボルト呼び径に対して添板が厚くなるとすべり耐力低下への影響が大きく、ナット回転角度を 360°としても設計ボルト張力に対応するすべり耐力 (Ps) を確保できないことを示している。さらに、締付け位置が前 2 本と後 2 本でのすべり耐力 (Ps) は、1:3 程度の割合となることを確認している。

また、橋本ら<sup>7)</sup>はナット回転法を用いて肌すきとボルト導入張力の関係を実験的に研究している。実験変数は、肌すき量を 0, 3.0mm, ナット回転角を 90°, 120°, 150°, 360°, 添板厚を 16mm, 19mm, 22mm, ボルト本数を 4 本, 締付け順序, フィラープレート 2.3mm の有無, 片面肌すき (3mm+0) と両面肌すき (1.5mm+1.5mm) としている。肌すきがある場合、他のボルトを締付けることによるボルト張力の低下は、添板厚に関係なく第 1 ボルトで 80%, 第 2 ボルトで 10~15%, 第 3,

第 4 ボルトで 1~4%低下となり，全ボルト締付け終了時のボルト張力は，第 1 ボルトで 0 に等しく，第 2 ボルトで 50%程度となるとしている。フィラーを挿入し肌すき 1mm 以下としても第 1 ボルトの張力は添板 19mm で 60%程度に低下し，第 2~第 4 ボルトは肌すきが無い場合と同等であることを示している。なお，ボルト導入張力は，両面肌すきの場合と片面肌すきの場合で同じ張力となることから，肌すきの絶対量に関係があるとしている。

次に，トルクコントロール法を用いた本研究に関連する既往の実験的研究を以下に示す。内田ら<sup>8)</sup>はナットにシアピンを加工したもので高力ボルト F10T ボルト呼び径 M20 を用いて，肌すき量，添板厚，ボルト本数，内側縁端距離の違いによるすべり耐力低下の度合いを確認する実験的研究を行っている。内田らの研究における実験変数は，肌すき量を 0, 1mm+1mm, 3mm+3mm, 5mm+5mm, 添板厚を 12mm, 16mm, 22mm, ボルト本数を 2 本, 3 本, 5 本, 内側縁端距離を 40mm, 60mm, 80mm としている。すべり耐力 (Ps) は肌すき量が大きく，ボルト本数が少ないほど肌すきの無い接合部に比べ低下すること，添板と母材の密着状態を実験後の摩擦面から調べボルト張力の一部が段差端部の反力となり接触圧 (C) が低下していることを定性的に示している。また，内側縁端距離を大きくすることがすべり耐力低下に対して有効的な防止策と述べている。

蔵田ら<sup>9)</sup>は，片面肌すきのある接合部にトルシア形高力ボルト F10T, ボルト呼び径 M22 を用いて複数本締付けた場合の軸力変動について確認している。実験変数は，片面肌すき量を 1.2mm, 2.4mm, 添板厚を 12mm, 22mm, ボルト本数を 2 本, 3 本, 6 本 (3 本配置 2 列), 1 次締めトルク値を 150N・m と本締めトルクの 50%程度トルク値としている。1 次締めトルクが小さい場合には，第 1, 2 ボルトの 1 次締めボルト導入張力が 3 列目のボルトの締付けにより殆ど 0 となり，本締め後のボルト張力にバラツキが若干大きいことを示している。

守谷ら<sup>10)</sup>は，実工事現場において肌すきのある接合部をトルシア形高力ボルトで締付けた場合のボルト張力測定と 2 次締め (本締め) 完了後のナット回転量の調査結果を報告している。なお，添板厚は 9mm と 12mm, 肌すきは公称寸法に対してフィラープレートを使用して 1mm 以下，1 次締めトルク値は 150N・m としている。ボルト張力の変動は，1 次締め後の段階において隣接するボルトの締付けにより最大約 20%のボルト張力低下が見られるが，本締め後の軸力変動は小さいことを示している。本締め後のナット回転量は添板が厚いほどバラツキが大きくなる。特に第 1 ボルトは他のボルト位置に比べ添板厚によらず

30° ～150° とバラツキが大きいことを示している。

矢部ら<sup>11)</sup>は、締付方法の違いによるボルト張力の変動、接触圧分布および継手のすべり耐力(Ps)を実験的に研究している。実験変数は、締付方法をナット回転法、トルクコントロール法、耐力点検出法、肌すき量を0, 1.15mm+1.15mm, 添板厚を12mm, 20mm, F10Tのボルト呼び径をM22, M24としている。ボルト本数は、ボルト張力の変動実験で4本配置4列の16本、接触圧分布の実験で3本配置3列の9本、すべり耐力(Ps)の実験で3本配置4列の12本である。ナット回転法では、肌すきを埋めるためにナットが回転しボルトに所定の伸びが得られないため、第1ボルトの張力が大きく低下し、第2ボルト以降は肌すきが無い場合と大差の無い結果を示している。耐力点検出法、トルク法では、その締付機構から肌すきが無い場合とボルト張力は同程度であった。接触圧分布を圧力測定フィルムで測定した結果、固定側の段差端部では幅方向に高い接触圧域が帯状に分布している。一方、肌すき側ではボルトゲージライン上の第1ボルト周辺から第2ボルトとの間に高い接触圧分布域が見られ、この傾向は添板が厚いほど顕著に現れ、第1ボルトのボルト張力が段差端部の反力となることを示している。すべり耐力(Ps)は肌すきがある場合には、ナット回転法で肌すきの無い場合と比較して45%と大きく低下し、導入張力に影響の少ないトルク法でも約35%低減することを示している。

解析的研究<sup>12)～14)</sup>では、一定ボルト張力の状態について幾つか行われている。

竹内、脇山<sup>13)</sup>らは、F10T, M20高力ボルト2本の摩擦接合部を対象として、ボルト張力の導入方法をボルト軸部先端に標準ボルト張力までの漸増等分布荷重として与えたFEM解析により、肌すき、添板厚、内側縁端距離と材間接触圧の関係を考察している。解析結果から、「接触圧は両面肌すき0.5mm+0.5mm～1mm+1mmまでは影響されるがそれ以上の肌すき量では添板が降伏し接触圧の変化が小さい」と報告している。また、添板厚20mmで両面肌すき0.5mm+0.5mmの場合でも、第1ボルトが接触圧にほとんど寄与しないことを示している。

岡田ら<sup>14)</sup>は、固定側と肌すきのある側に分けた梁モデルから誘導したすべり耐力評価式と、F10T, M20のJIS高力ボルト2本を標準ボルト張力で締付けたすべり耐力実験結果と比較検討し定量的な評価を試みている。実験は、肌すき量を0, 2mm+2mmとして添板厚を9mm, 12mm, 16mm, 19mm, 22mmの5水準と変化させたものと、添板を19mmとして、肌すき量を0, 0.5mm+0.5mm, 1mm+1mm, 2mm+2mm, 3mm+3mmの5水準と変化させたものがある。ボルト軸部に貼付した

歪ゲージを確認しながら標準ボルト張力まで締付け、リラクゼーションを考慮し締結後 3 日以上経たボルト 2 本の張力平均値は、肌すきの有無に関係なく約 10%低下したと報告している。また、解析に用いたボルト張力は、リラクゼーションを考慮して標準ボルト張力の 0.9 倍としている。岡田らが提案した評価式は添板に形成される塑性ヒンジ発生位置の違いによる場合分けを行い、部材間に生じる接触圧を算出するものである。耐力評価式と実験結果が良く一致すると述べているが、実験結果および解析に用いたボルト導入張力は、複数本締付けた場合のボルト相互干渉による張力変動に言及せず評価を行っている。

この提言に対して筆者は、通常対象となる肌すき量は 2~3mm であることから、添板に大きな曲率を与えるほどの変形は生じず全塑性曲げ状態に至らないと考える。したがって、肌すきのある接合部を対象として梁モデルを用いる場合には、すべり耐力 ( $P_s$ ) を過大に算定し危険側の評価となる恐れがある。

これらの多くの既往の研究は、肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部のすべり耐力 ( $P_s$ ) に影響する肌すき量、締付方法、添板厚、ボルト本数、内側縁端距離などの因子を個別に扱ったもので網羅的に研究したものはない。また、これらの影響因子とボルト締付手順におけるボルト相互の干渉によるボルト張力の変動を包含してすべり耐力 ( $P_s$ ) を定量的に評価するに至っていない。

### 1. 3 本研究の目的

本研究は，肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部のさまざまな影響因子の変動によるすべり耐力（ $P_s$ ）を定量的に評価する汎用性のある解析法を提唱することを目的とする。

先に述べたように高力ボルトの締付方法によってボルト張力（ $N$ ）を制御する原理が異なることから，締付方法は肌すきのあるすべり耐力（ $P_s$ ）に大きく影響する。そこで，本論では高力ボルトの締付方法をナット回転法とトルクコントロール法に大別して扱うこととする。

その上で，締付方法の他に本研究における影響因子は肌すきのある接合部の力の釣り合い状態（前出の図 1. 2 参照）から，肌すき量，肌すき面の数（両面と片面肌すき），ボルト張力，添板厚，ボルト本数，ボルト配置とする。

一方，本研究の背景でも述べたように，肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部のすべり耐力（ $P_s$ ）を評価することは，摩擦接合面に生じる接触圧（ $C$ ）を正確に求めることとなる。そこで，本研究では肌すきのある接合部を締付方法ごとに高力ボルトで締付けた場合に，各々の影響因子によって変動する摩擦接合面の接触圧（ $C$ ）を算定する。この接触圧解析値はそれぞれの解析条件に整合する実験で全て検証することで，本論の解析法の妥当性を実証している。ただし，この接触圧（ $C$ ）は実験で計測が不可能なため，接触圧（ $C$ ）の代用特性としてすべり耐力（ $P_s = \mu \cdot C$ ）を用いることとした。そのため，本論の実験に際してはすべり係数（ $\mu$ ）を一定となるように十分な摩擦面処理の管理を行った。

なお，本研究ではナット回転法とトルクコントロール法の締付方法は JASS6 に準拠している。即ち，規定のトルク値（ $T_1$ ）で 1 次締め後に，ナットを  $120^\circ$ （ $\theta_1$ ）回す方法（以下“基準ナット回転法”と称す）と標準ボルト張力（ $N_1$ ）となる締付トルク値で締付ける方法（以下“基準トルク法”と称す）を基準締付法とした。なお，肌すきの無い接合部をこの締付法で締付けたボルト張力とすべり耐力（ $P_s$ ）がそれぞれの基準値と設定した。



## 1. 4 本研究の構成

本論文は以下の 1 章から 6 章で構成されている。これらの相互の関係はフローチャートで図 1. 3 に示す通りである。

第 1 章「序論」では、本研究の背景と既往の研究を取り纏めた上で本研究の目的を述べている。

第 2 章「本論の解析法」では、肌すきのある H 形鋼梁継手のフランジ高力ボルト摩擦接合部を対象として、ナット回転角制御とトルク値制御で締付ける場合の接触圧(C)を算定する解析法を提唱する。まず、肌すきのある接合部の力と変形の釣り合い状態を示す模式図で接触圧(C)に影響する因子を設定する。次に、この影響因子の変動に対処できるように有限要素法解析用モデルを設定し、解析用モデルの境界条件などの初期条件を設定する。また、ボルトを締付ける解析用モデルに用いることができるように高力ボルトをモデル化する。さらに、解析におけるボルト張力の導入する手順は、ボルト張力を制御する原理が締付方法ごとに大きく異なることから、ナット回転角制御で締付ける場合とトルク値制御で締付ける場合に区分した。なお、本研究では解析値の妥当性はすべて実験(3章と4章)で検証しているので、解析条件に対応する実験の概要を説明している。

第 3 章「ナット回転角制御で締付けた場合への適用」では、肌すきのある接合部をナット回転角制御で締付けた場合の接触圧(C)を 2 章で提唱した本論の解析法を適用して各影響因子を変動させて算定する。ここでは、肌すき量、肌すき面の数、ボルト呼び径、添板厚、ボルト本数、ボルト配置を影響因子としてナット回転角制御法を変動させた解析を行っている。即ち、基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ )、1 次締めトルク値を増加させて ( $T_2$ ) ナット回転角  $120^\circ$  ( $\theta_1$ ) で締付けるナット回転法と 1 次締めトルク値を変えないで ( $T_1$ ) ナット回転角を増加させる ( $\theta_\Delta = 120^\circ + \Delta\theta$ ) ナット回転法の三つのナット回転法に本論の解析法を適用している。なお、全ての解析値は解析時に変動させた各影響因子の条件に対応する実験で検証することで、本論の解析法の妥当性を実証することとした。まず、基本性状を把握するために肌すきのある接合部をボルト 1 本で締付けた場合のナット回転角とボルト張力の関係とボルト 2 本を基準ナット回転法で締付けた場合のボルト相互の干渉によるボルト張力の変動を調査する。次に、基準ナット回転法で両面肌すき ( $e+e$ ) と片面肌すき ( $e+0$ ) のある接合部の接触圧(C)を算定する。更に、1 次締めトルク値を増加させたナット回転法 ( $T_2, \theta_1$ ) とナット回転角を増加させるナット回転法 ( $T_1, \theta_\Delta$ ) に本論の解析法を適用し

て両面肌すき ( $e+e$ ) のある接合部の接触圧(C)を算定する。

第 4 章「トルク値制御で締付けた場合への適用」では、肌すきのある接合部をトルク値制御で締付けた場合の接触圧 (C) を本論の解析法を適用して各影響因子を変動させて算出し、本論の解析法がトルク値制御で締付けた場合でも適用できることを検証する。ここでも、全ての解析値は影響因子を変動させた解析条件に対応する実験で検証することで、本論の解析法の汎用性を実証する。まず、基準トルク法で両面肌すき ( $e+e$ ) のある接合部を締付けた場合の接触圧 (C) を算定する。次に、基準トルク法で片面肌すき ( $e+0$ ) のある接合部の接触圧 (C) を算定する。

第 5 章「実務への適用例」では、本論の解析法を適用して、設計時や施工時に肌すきが判明している接合部のすべり耐力 ( $P_s$ ) を検討する二つの方法を例示している。一つは、本論の解析法で締付方法ごとに算定した 3 章、4 章それぞれのすべり耐力 ( $P_s$ ) を基準とする肌すきの無い接合部のすべり耐力 ( $e_0P_s$ ) で除すことで等価ボルト本数に換算し、ボルト締付位置ごとのボルト有効率を求めることで、すべり耐力 ( $P_s$ ) を検討する。二つ目として、締付方法ごとに本論の解析法を用いて肌すき量と添板厚を変数とした解析を行い、ボルト複数本締付けた接合部すべり耐力 ( $P_s$ ) の低下する状況を検討することで、低下したすべり耐力を算定する式を示す。

第 6 章「本研究の結論」では、本研究で得られた結果を総括している。

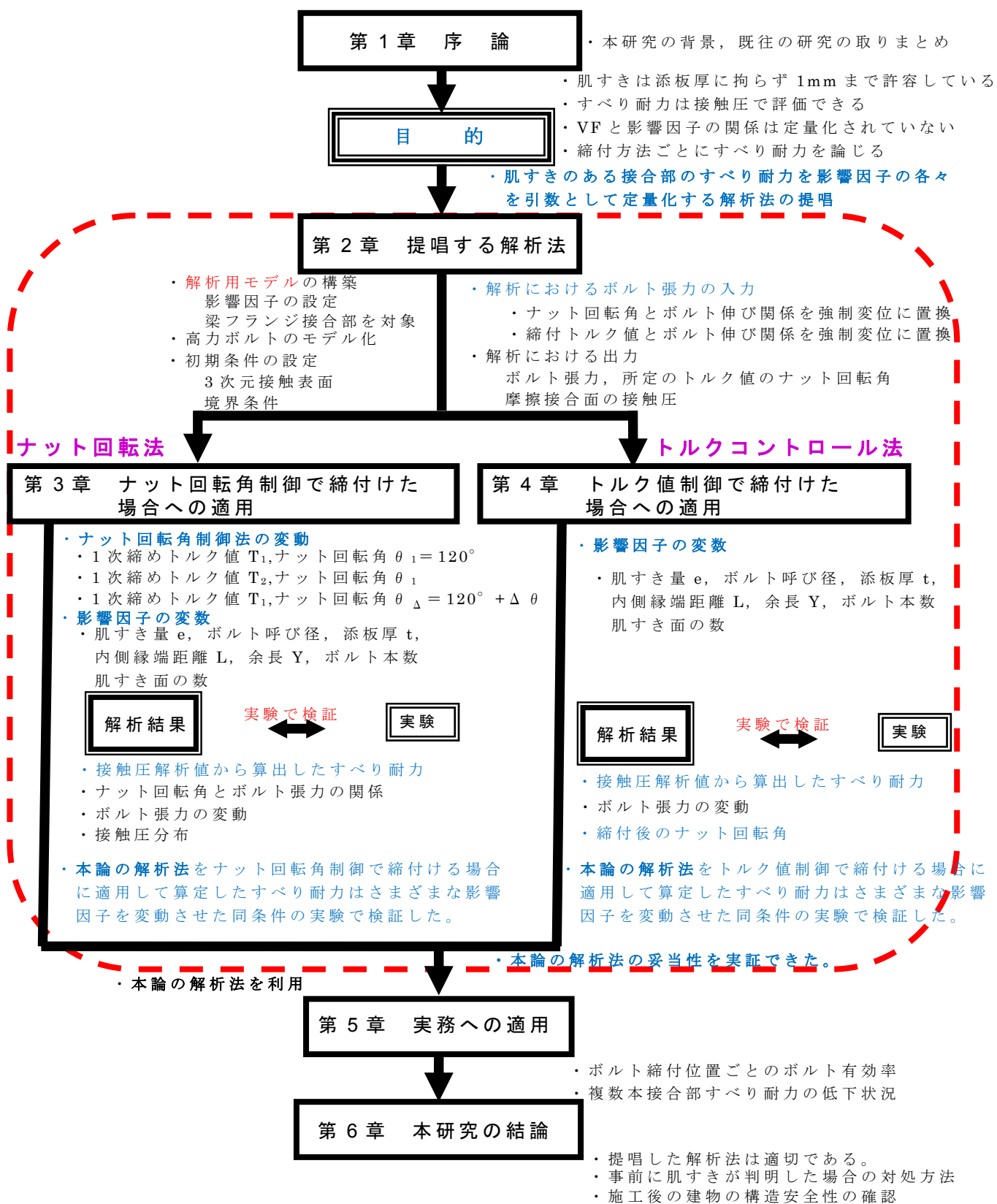


図 1. 3 本研究のフローチャート

## 第 2 章 提唱する解析法

本章では肌すきのある摩擦接合部で締付方法，肌すき量 ( $e$ )，肌すき面の数（両面と片面），ボルト張力 ( $N$ )，添板厚 ( $t$ )，ボルト配置の各々の影響因子の変動に適用できる解析用モデルを設定した上で，有限要素法解析を利用して接触圧 ( $C$ ) を定量的に算定する解析法を提唱する。

### 2. 1 はじめに

解析法を提唱するにあたり，本章の構成を示すと以下の通りである。

まず，肌すきのある摩擦接合部を高力ボルトで締付けた場合の力と変形の釣り合い状態を示す模式図を用いてボルト張力 ( $N$ ) と母材摩擦接合面の接触圧 ( $C$ )，段差端部反力 ( $R$ ) の関係を説明することで，ボルト張力 ( $N$ ) が主変数であること述べる。また，接触圧 ( $C$ ) に影響する因子を設定する。(2. 2)

次に，この肌すきのある接合部の力と変形の釣り合い状態に整合できるように，H 形鋼梁継手のフランジ摩擦接合部を対象として接合部の解析用モデルを作成し，この解析用モデルに境界条件などの初期条件を設定する。また，ボルトを締付けた場合の解析に用いることができるように高力ボルトのモデル化を行う。(2. 3)

さらに，解析におけるボルト張力を入力する手順を述べる。ここでは，ボルト張力を制御する原理が大きく異なるナット回転角制御で締付ける場合とトルク値制御で締付ける場合に区分して詳述する。また，解析におけるボルト複数本を締付ける場合の手順を説明する。(2. 4)

そして，この解析結果の主な出力項目である，ボルト張力 ( $N$ )，接合面の接触圧 ( $C$ )，任意のトルク値で締付けたときのナット回転角 ( $\theta_{pin}$ ) を説明する。(2. 5)

なお，本研究では解析値の妥当性は全て実験で検証しているので，解析条件ごとの実験の概要を説明する。(2. 6)

## 2. 2 肌すきのある接合部の力と変形の釣り合い状態

肌すきのある接合部をボルト張力 (N) の力で高力ボルトを締付けた場合の力と変形の釣り合い状態を模式的に示すと図 2. 1 となり、総ボルト張力 ( $\Sigma N$ ) は母材摩擦接合面の総接触圧 ( $\Sigma C$ ) と段差端部の総反力 ( $\Sigma R$ ) を足し合わせた (2. 1) 式で表示できる。この総ボルト張力 ( $\Sigma N$ ) の大きさの違いによって図 2. 1 の ii)~iv) に示す 3 パターンの釣り合い状態が考えられる。パターン 1 は総ボルト張力 ( $\Sigma N$ ) が小さくつま先立ち状態の添板先端に総接触圧 ( $\Sigma C$ ) が生じるもの、パターン 2 はボルト締付位置と添板の先端の間に総接触圧 ( $\Sigma C$ ) が生じるもの、パターン 3 はボルト締付位置の直下に総接触圧 ( $\Sigma C$ ) が生じるものである。即ち、総ボルト張力 ( $\Sigma N$ ) の大きさが変わることで、接合面の総接触圧 ( $\Sigma C$ ) の生じる位置と大きさが、段差端部の総反力 ( $\Sigma R$ ) の大きさが変動することとなる。このことから、総ボルト張力 ( $\Sigma N$ ) が主変数で接合面の総接触圧 ( $\Sigma C$ ) と段差端部の総反力 ( $\Sigma R$ ) が従属変数と言える。

即ち、接合面の総接触圧 ( $\Sigma C$ ) を算定する解析においては、この主変数である総ボルト張力 ( $\Sigma N$ ) を正確に求める必要があると言える。主変数総ボルト張力 ( $\Sigma N$ ) は 1. 1 節で述べたように、締付方法によってボルト張力 (N) の導入を制御する原理が異なることから、肌すきのある接合部のボルト張力に大きく影響することとなる。そこで、2. 4 節で詳述する解析におけるボルト張力 (N) の入力する方法では、ナット回転角制御で締付ける場合とトルク値制御で締付ける場合に区分することとした。

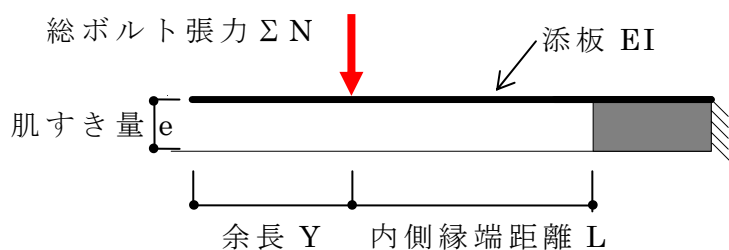
なお、本論ではこのボルト張力 (N) を変動させる手段としてボルト呼び径 (等級) とボルト本数を変化させている。このボルト本数を増加させた場合の総接触圧 ( $\Sigma C$ ) は肌すき側の摩擦接合面の全体の生じる接触圧 (C) を算定することとした。

一方、接合面の接触圧 (C) は図 2. 1 の i)~iii) に示すようにボルト張力 (締付法, ボルト呼び径, ボルト本数) のほかに肌すき量 (e), 添板厚 (t), 内側縁端距離 (L), 余長 (Y) よって接合面に生じる位置と大きさが変動するので、これらを本研究の影響因子と設定した。

本研究では肌すきのある接合部の接触圧 (C) を解析で算定し、この解析値の妥当性は影響因子を変動させた解析条件に整合する実験のすべり耐力 (Ps) で検証している。このことから、本論の解析法は設定した全ての影響因子が独立して変動できるように接合部の解析用モデルを設定することとした。

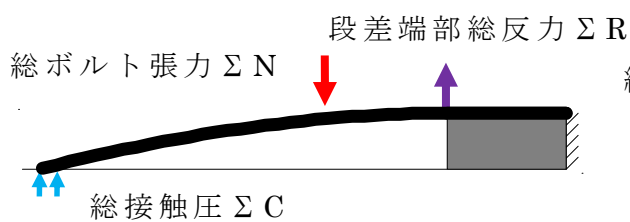
また、接触圧（C）が摩擦接合面で変動する位置と大きさを正確に算定できるように解析用モデルの境界条件などの初期条件を設定した。

なお、本研究ではリラクゼーションの影響は無視した。ただし、先の既往の研究<sup>14)</sup>で示したように肌すきの有無によらず約10%低下する報告があるため、本研究では設計ボルト張力（ $N_0$ ）の1.1倍である標準ボルト張力（ $N_1$ ）を対象とした。



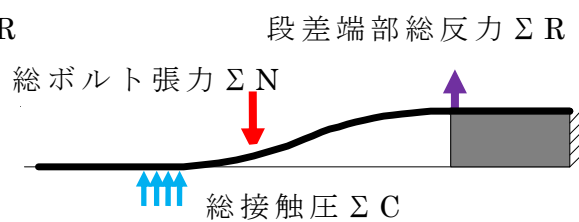
$$\Sigma N = \Sigma C + \Sigma R \quad \dots (2.1)$$

i) <基本形>



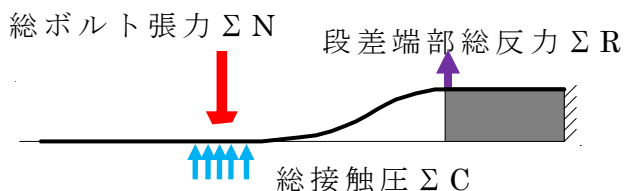
ii) <変形パターン 1>

( $N$ : 小,  $e$ : 大,  $EI$ : 大,  $L$ : 小)



iii) <変形パターン 2>

( $N$ : 中,  $e$ : 中,  $EI$ : 中,  $L$ : 中)



iv) <変形パターン 3>

( $N$ : 大,  $e$ : 小,  $EI$ : 小,  $L$ : 大)

図 2. 1 肌すきのある接合部の力と変形の釣り合い状態

(3 パターン)

## 2. 3 接合部の解析用モデル


本節では，肌すきのある接合部の接触圧（C）を算定する解析に用いる有限要素法解析用モデルを設定する。解析用モデルは H 形鋼梁継手フランジ部を対象として，影響因子のそれぞれの変動に対応できるように作成する。（2. 3. 1）

次に，摩擦接合面で変動する接触圧（C）の位置と大きさを正確に算定できるように，解析用モデルの境界条件などの初期条件を設定する。（2. 3. 2）

さらに，高力ボルトのモデル化はボルトを締付けた解析用モデルに用いることができるように設定する。（2. 3. 3）

### 2. 3. 1 解析用モデルの設定

本研究で採用する解析用モデルは，図 2. 3 に示す H 形鋼梁継手のフランジ高力ボルト摩擦接合部をモデル化したものを対象とする。なお，本研究では肌すきの無い接合部側を固定側，肌すきのある接合部側を試験側と呼び，肌すきのある接合部のボルト位置を固定側に近い順に第 1 孔ボルト，第 2 孔ボルト・・・と呼称する。締付けているボルトを挿入孔位置によらず固定側から第 1 ボルト，第 2 ボルト・・・と呼称する。また，段差端部から第 1 ボルトまでの長さを内側縁端距離（L），段差端部から一番遠い位置のボルトから添板先端までの長さを余長（Y）と定義する。

本研究の解析用モデルは固定側の第 1 ボルトまで含む図 2. 3 の  で囲む範囲を対象とした。これは，肌すきのある接合部の解析用モデルを作成する場合には，図 2. 2 に示すように添板が変形する際に段差端部がローラー支承となり添板に傾斜が生じることと，ボルト間隔が添板厚に比べて十分に大きくないので肌すきの無い固定側のせん断変形を無視できないことを岡田ら<sup>22)</sup>も指摘しているためである。

即ち，解析用モデルは図 2. 3 の梁フランジ接合部をモデル化した形状のうち，長手方向では試験側の添板先端から固定側の第 1 ボルト芯まで，厚さ方向は片側の添板と全母材厚まで，幅方向はボルト中心軸とした範囲を接合部の解析用モデルに設定した。なお，厚さ方向を母材中心で二分割した解析用モデルも確認のため作成し，接触圧解析値に母材厚さが影響しないことを本文には掲載していないが確認した。



このように設定した解析用モデルは寸法諸元を変動させることで、先に述べた影響因子のうち、肌すき量 ( $e$ )、ボルト呼び径、ボルト本数、添板厚 ( $t$ )、内側縁端距離 ( $L$ )、余長 ( $Y$ ) の変動に対処することとした。

なお、本研究ではこの解析用モデルの設定にあたっては、幅と母材厚は形状寸法の影響を排除するために一定とした。

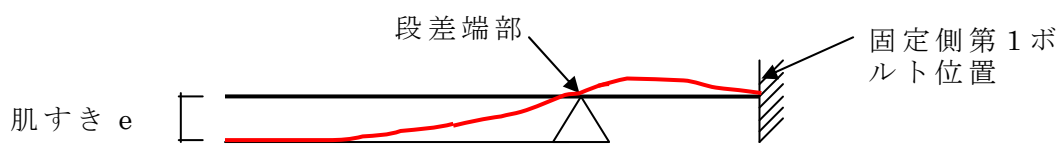


図 2. 2 添板の変形模式図

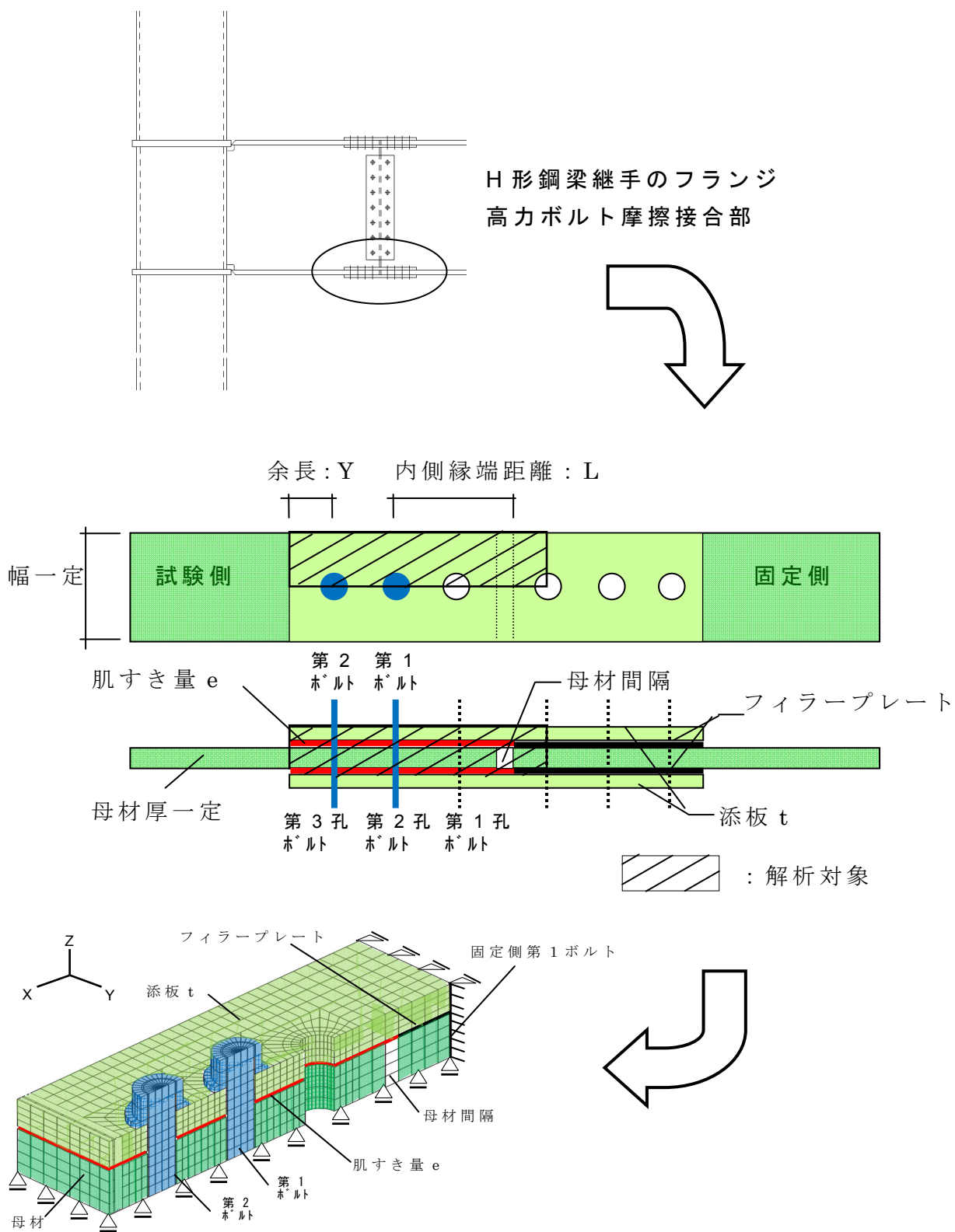


図 2. 3 解析用モデルの対象範囲

### 2. 3. 2 初期条件の設定

解析用モデルの境界条件は図 2. 4 に示すように，幅方向はボルト中心の 1/2 対象条件とし，固定側の母材と添板の切断面全てを X 方向拘束，固定側第 1 ボルト中心位置に相当する 1 辺を X,Y,Z 方向拘束，母材下面全てを Z 方向拘束とする。

鋼板の解析モデルには 8 節点のソリッド要素を，高力ボルトの軸部には 6 接点のソリッド要素を使用する。肌すきに該当する部分は空隙としているが，母材間の隙間は計算の安定性を確保するため，ヤング係数のみ他の 1/100 とした要素で連続させる。なお，肌すきを作るためのフィラープレートと母材は一体と見做した。ソリッド要素数はボルト 3 本配置の場合で最大 2,392 要素である。

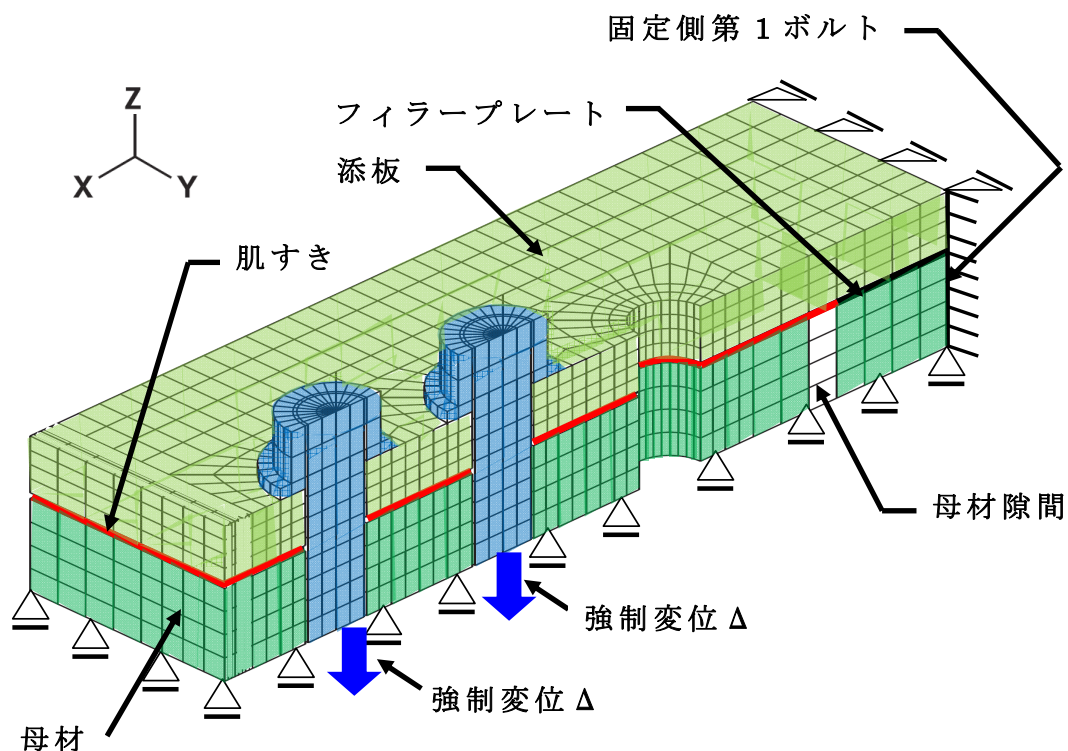


図 2. 4 接合部の解析用モデル

添板の先端が母材と接触してできる支点が添板の変形とともに移動する状況と、先の図 2. 2 に示したように段差端部をローラー支承として添板が傾斜する時の変形に対処できるように、座金と添板、添板とフィラープレート、肌すき側の添板と母材の接合面の境界条件には、図 2. 5 に示すようにそれぞれ 3 次元接触表面を設定する。この設定を行うことで、接触圧 (C) が摩擦接合面で変動する位置と大きさを正確に算定できることとなる。

接触問題には Constraint-function method を採用し、その接触の判定には (2. 2) 式を用いている。(ADINA R&D, Inc., ADINA Theory and Modeling Guide, 09-7, 2009.5)

なお、解析には汎用非線形構造解析プログラム ADINA8.6 を用いた。

基本的な接触条件

$g$  (ギャップ)  $\geq 0$  かつ  $\lambda$  (接触力)  $\geq 0$  かつ  $g\lambda \geq 0$

$$w(g, \lambda) = \frac{g + \lambda}{2} - \sqrt{\left(\frac{g - \lambda}{2}\right)^2 + \epsilon_N} = 0 \quad \dots (2. 2)$$

$$g\lambda = \epsilon_N = 1.0 \times 10^{-12}$$

- ここで、 $g$  : ギャップ (隙間)  
 $\lambda$  : 法線方向の接触力  
 $g\lambda$  : ギャップと接触力の積  
 $\epsilon_N$  : 設定した許容誤差  
 $w$  :  $g, \lambda$  の制約関数

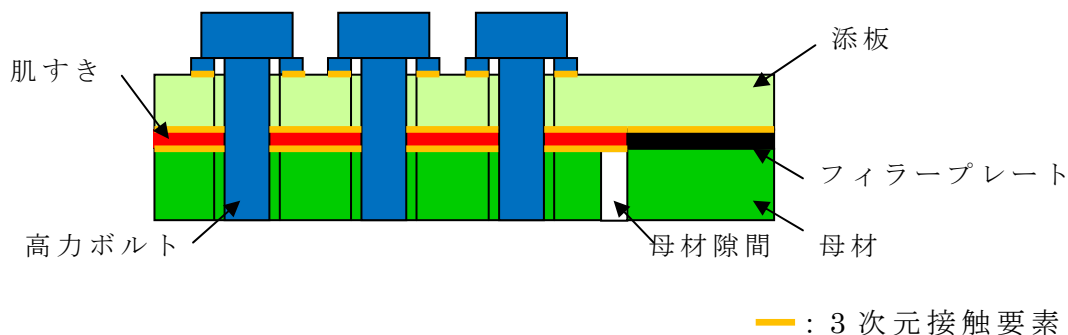
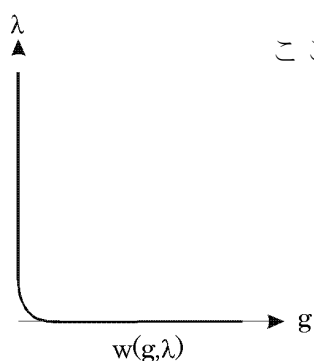


図 2. 5 3 次元接触要素の設定

### 2. 3. 3 高力ボルトのモデル化

高力ボルトは図 2. 6 に示すようにボルト頭と座金を一体とし、解析の便宜を考慮し軸部はねじ形状の無い円筒形にモデル化している。また、この高力ボルトは宙に浮いた状態で、ボルト軸方向に自由に動けるように拘束条件を設定してない。この状態とすることで、ボルト 2 本以上締付けた場合のボルト相互の干渉によるボルト張力 (N) の変動が追跡できることとなる。

ここで、鋼板を高力ボルトで締付ける場合のナット回転角とボルト先端のねじれを計測した結果を図 2. 7 に示す。この図に示すように、ナットを回転させることでボルト軸部とねじ部に捩じれが生じる。この現象によって見かけのボルトの剛性と降伏耐力が低下する。このため、鋼板を高力ボルトで締付けた場合のボルト軸応力と伸びを求める解析には製品引張試験で求めた応力度－ひずみ関係を用いることができないと考えた。そこで、肌すきの無い鋼板を高力ボルトで締付けたときのナット回転角とボルト張力 (N)、ボルト伸び、ボルトねじれを計測する実験 (ボルト締付実験 (3 章 3. 2 参照)) のナット回転角とボルト張力関係実測値に基づいた高力ボルトの等価応力度－ひずみ関係を設定することとした。

高力ボルトの等価応力度－ひずみ関係の設定方法をボルト呼び径 M20 , F10 の場合で例示する。肌すきの無いナット回転角とボルト張力 (N) の関係を示す図 2. 8 においてナット回転角 360° でねじ山 1 ピッチに相当する 2.5mm の伸び ( $\Delta l$ ) が生じたものと仮定する。この伸び ( $\Delta l$ ) にはボルト伸びの概念図 (図 2. 9) に示すようにナットを廻すことによって生じるボルト軸部 ( $K_1$ )、不完全ねじ部 ( $K_2$ )、ねじ部 ( $K_3$ )、ナット内のねじ部 ( $K_4$ ) の伸び、鋼板の圧縮変形 ( $K_p$ ) を含んだものと見做した。なお、ひずみの換算に用いる長さ ( $l$ ) は、座金厚を考慮した鋼板厚とする。即ち、ナット座面とボルト頭座面間距離である。

応力度への換算は軸部に貼付したひずみゲージ値から換算したボルト張力実測値 (N) を軸部断面積 ( $A_b$ ) で除した値とした。また、この高力ボルトの等価応力度－ひずみ関係における降伏応力度はねじ部の塑性化を表すものと見做す。

なお、この換算に用いたナット回転角とボルト張力関係はボルト呼び径ごとに 48mm (36mm+12mm) と 58mm (36mm+22mm) の鋼板をボルト 1 本で締付けたものである。ここでは、鋼板の厚みの違いによる影響は殆ど見られなかった。

上記の手法で換算した等価応力度－ひずみ曲線の形状が F10T と F14T で大きく異なるので、これを忠実に近似するために便宜上、F10T (M16, M20) では初期剛性 (K) と 2%ひずみ接線剛性の交点を第 1 折点に、2%ひずみの応力度を第 2 折点に、第 3 勾配を  $3/1000 K$  としたトリリニアに近似し、F14T (M22) では初期剛性 (K) と  $1/2K$  接線の交点を第 1 折点に、 $1/2K$  接線と  $1.5/10K$  接線の交点を第 2 折点に、 $1.5/10K$  接線と  $3/1000K$  接線の交点を第 3 折点としたマルチリニアに近似した。図 2. 10 の i) ～ iii) に本解析に用いるボルト呼び径ごとの高力ボルトの等価応力度－ひずみ関係を示す。

なお、解析で使用する高力ボルトの等価応力度－ひずみ関係の範囲は、ひずみ値 2% 以下のである。

一方、トルシア形高力ボルト M20 (F10T) を用いて肌すきの無い接合部をトルク値制御で締付けた場合のトルク値とボルト張力 (N) およびナット回転角の関係を図 2. 11 に ■印で示す。図中の縦軸にはボルト張力を、横軸には締付トルク値 (マイナス側) とナット回転角 (プラス側) を示す。なお、図中にはナット回転角制御で締付けたものを ●印で併記する。

トルク値制御で締付けた場合には、図 2. 11 に示すようにナット回転角制御で締付けた場合のナット回転角とボルト張力 (N) の関係はほぼ同じと見做すことができる。このことは、図 2. 12 の i) ～ ii) に示すようにボルトの呼び径やボルトの等級 (M16 (S10T), M22 (S14T)) によらず同様であった。したがって、先に設定したナット回転角とボルト張力の関係から換算した高力ボルトの等価応力－ひずみ関係はトルク値制御で締付けた場合にも適用できるものとした。

なお、鋼板の応力度－ひずみ関係には、表 3. 5 に示す使用した鋼板の機械的性質を用いてバイリニアに近似した。

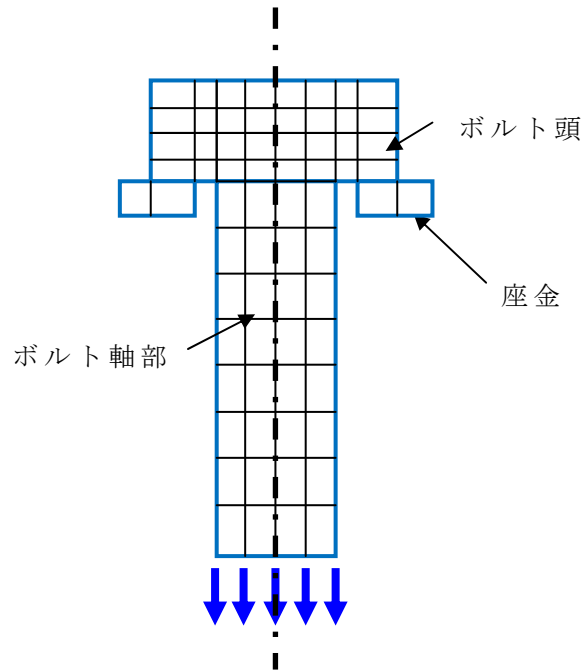


図 2. 6 高力ボルトのモデル化

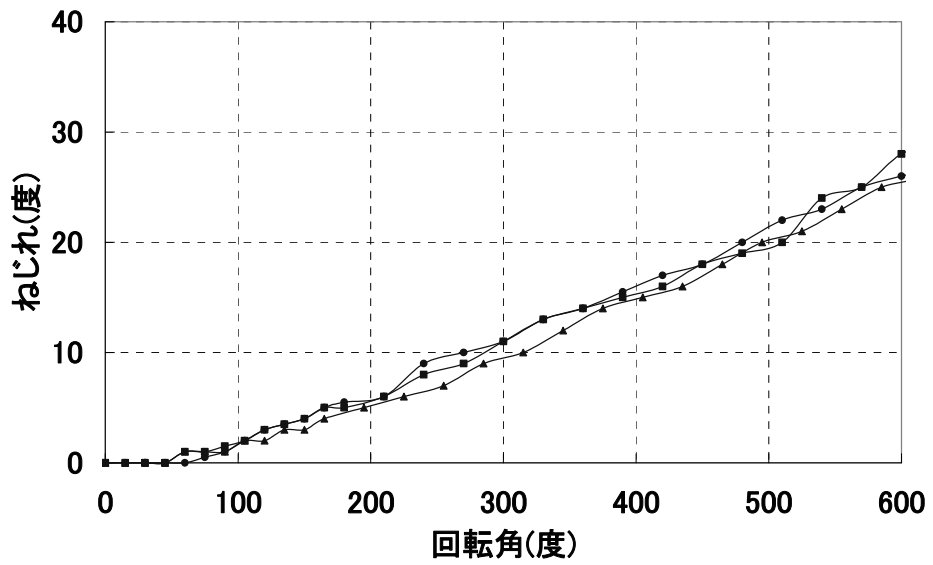


図 2. 7 ナット回転角－ボルトねじれ関係 (M20, 肌すき無し)



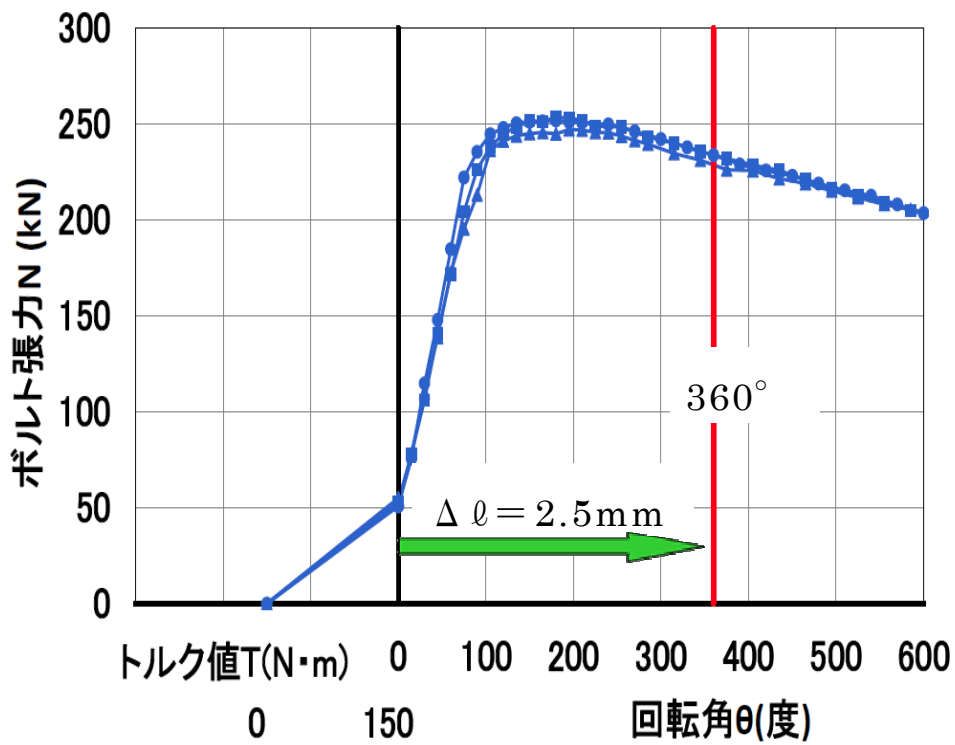


図 2. 8 ナット回転角－ボルト張力関係（M20，肌すき無し）

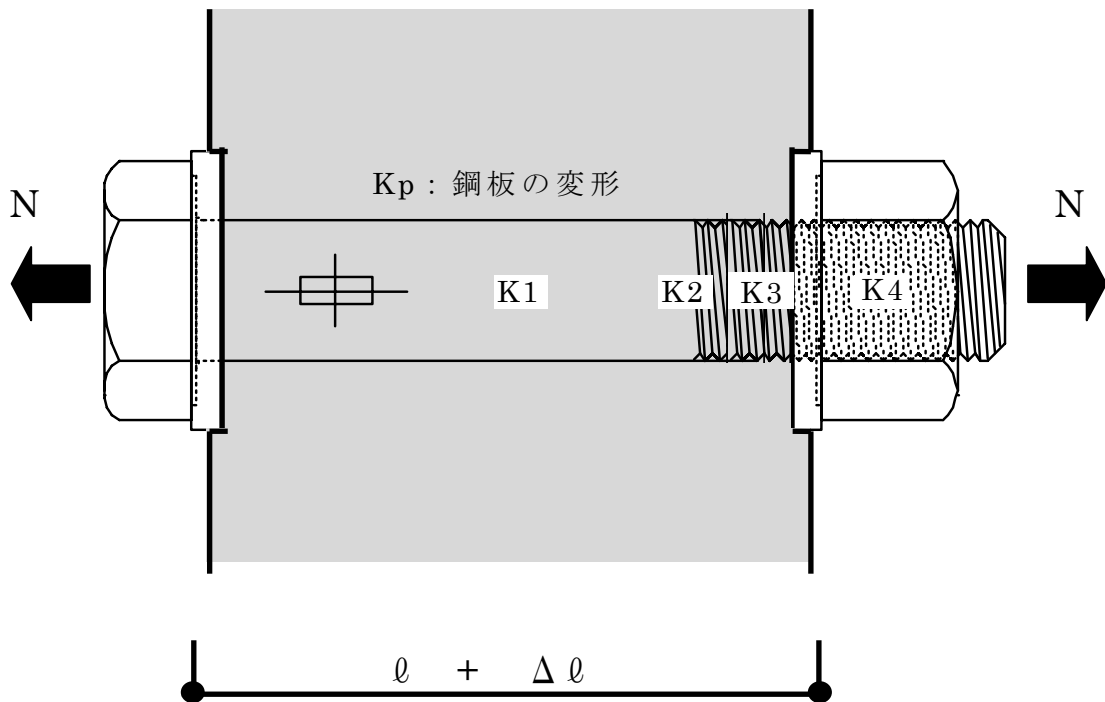
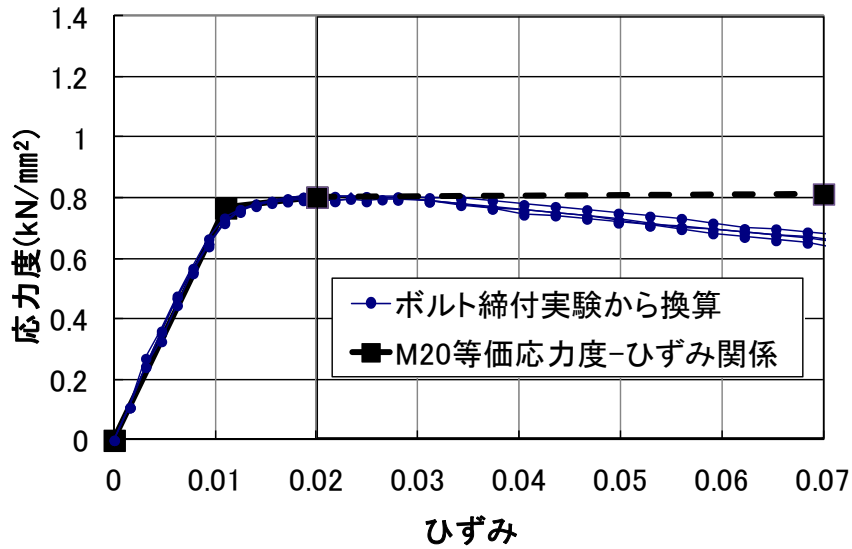


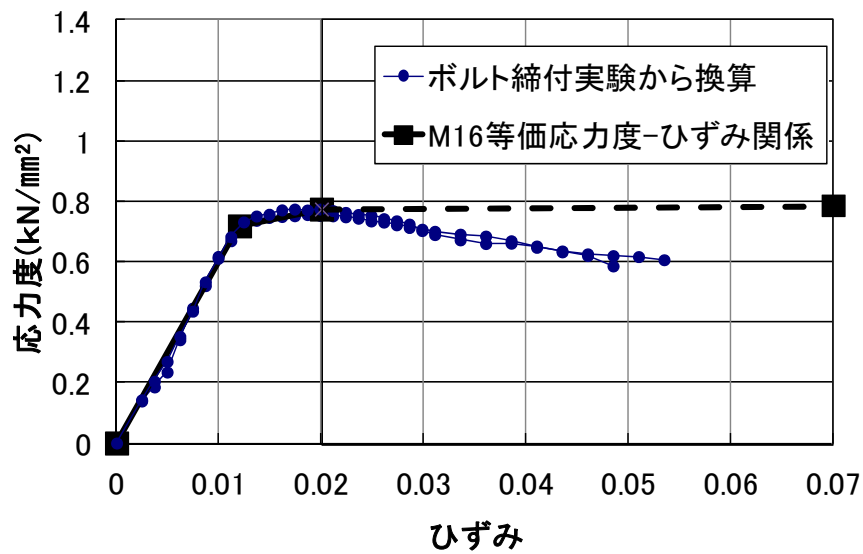
図 2. 9 ボルト伸びの概念図



本解析で使用する範囲      プログラム上入力する範囲

i) < ボルト呼び径 M20 (F10T) >

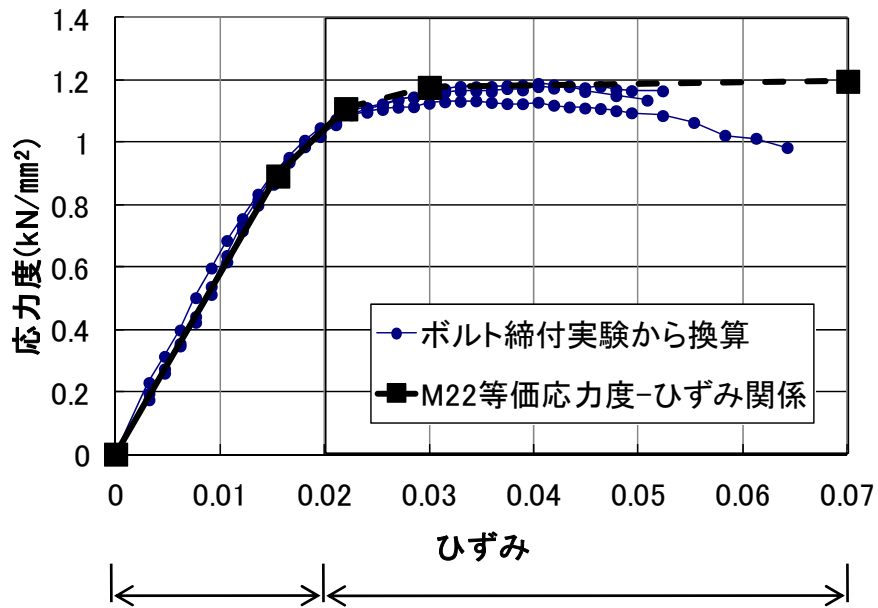
図 2. 10 高力ボルトの等価応力度-ひずみ関係



本解析で使用する範囲      プログラム上入力する範囲

ii) < ボルト呼び径 M16 (F10T) >

図 2. 10 高力ボルトの等価応力度-ひずみ関係



iii) < ボルト呼び径 M22 (F14T) >  
 図 2. 10 高力ボルトの等価応力度-ひずみ関係

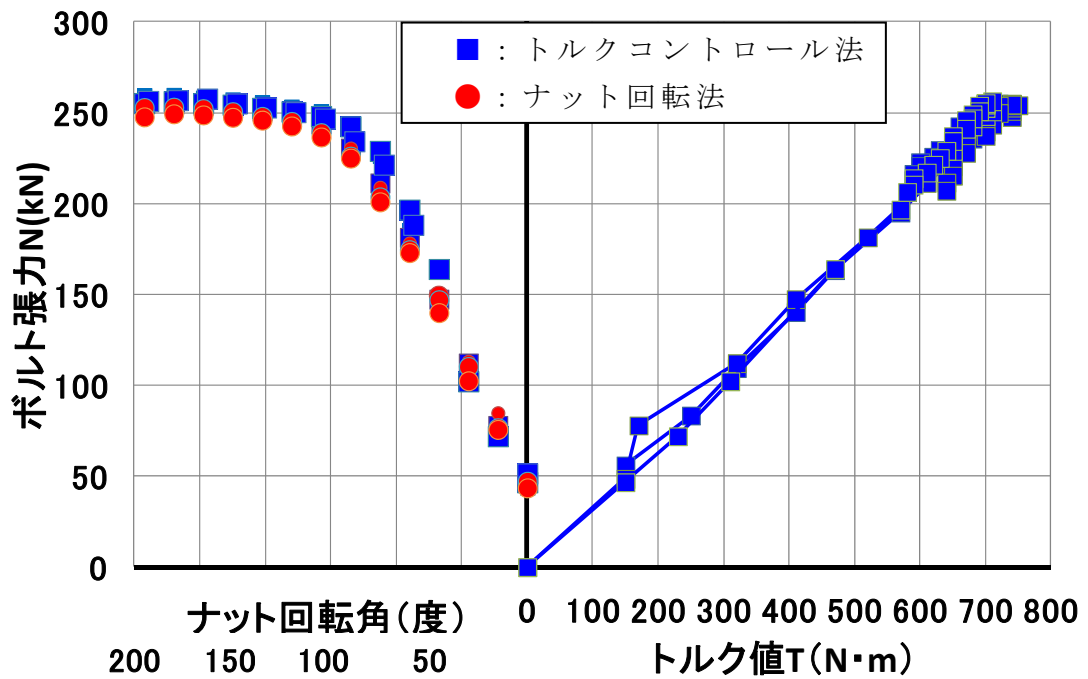
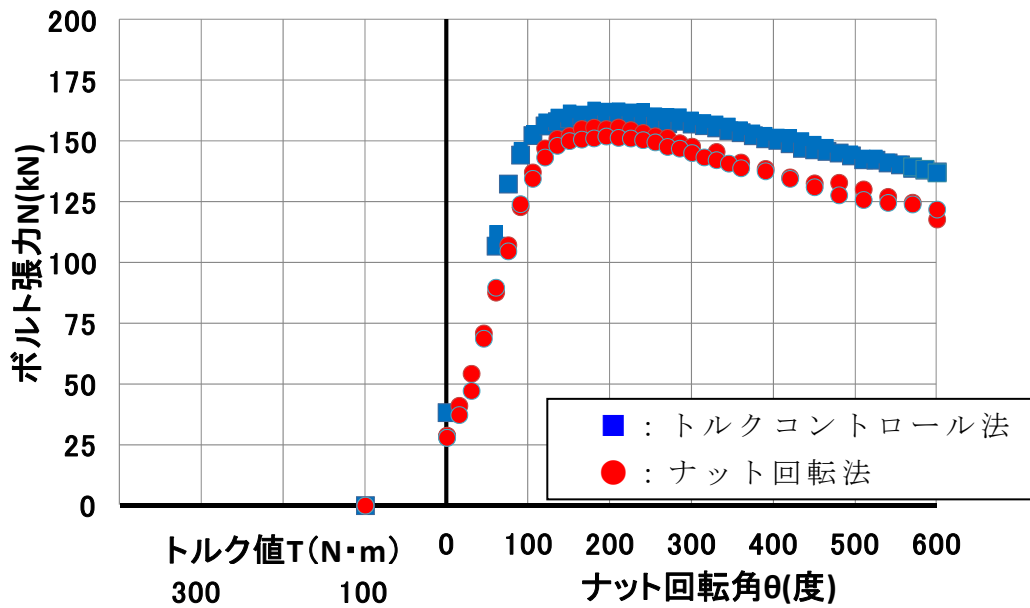
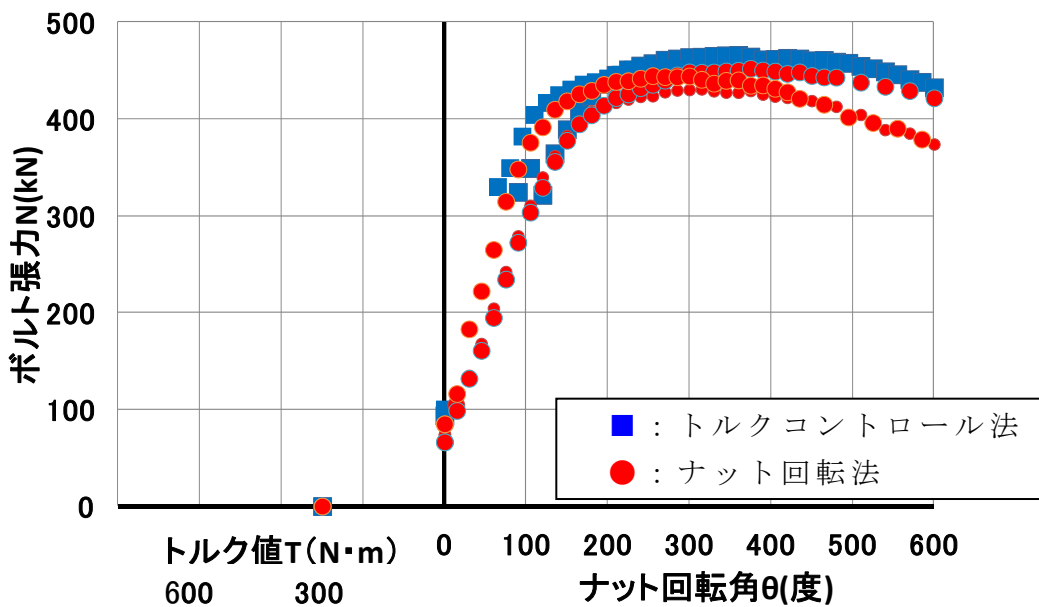


図 2. 11 締付けトルク値-ボルト張力-ナット回転角関係実験値 (M20)



i) < ボルト呼び径 M16 (F10T), 肌すき無し >

図 2. 12 ボルト張力-ナット回転角関係実験値



ii) < ボルト呼び径 M22 (F14T), 肌すき無し >

図 2. 12 ボルト張力-ナット回転角関係実験値

## 2. 4 解析におけるボルト張力の入力方法

本節では，1. 1 節で述べたように，高力ボルトの締付方法によって導入するボルト張力（N）を制御する原理が異なることから，本論の解析におけるボルト張力（N）の入力する手順をナット回転角制御で締付ける場合（3章）とトルク値制御で締付ける場合（4章）に区分してそれぞれ詳述する。また，解析でボルト複数本にボルト張力（N）を入力する場合の手順を説明する。

### 2. 4. 1 ナット回転角制御の場合

本論の解析におけるナット回転角制御で締付ける場合のボルト張力（N）の入力方法は，被締付材の縮みを無視すればナットを一回転するとねじ山 1 ピッチ分（M16：2.0mm，M20，M22：2.5mm）ボルトが伸びる原理を利用する。

即ち，片面肌すき（e+0）の接合部を基準ナット回転法（ $T_1$ ， $\theta_1$ ）で締付ける場合には，ボルト呼び径ごとに 1 次締め時のボルト張力（ボルト締付実験値である M16：28 KN，M20：50KN，M22：85KN）に対応する強制変位を与えた後，ボルト軸部先端にナット回転角  $\theta_1$ （120°）の歩みに相当する（M20，M22 で 2.5/3mm，M16 で 2.0/3mm）強制変位を垂直下向き方向に与える操作を行う。

肌すきのある接合部をナット回転角制御で締付ける場合のナット回転角とボルト張力（N）の関係を模式的に示すと図 2. 13 となり，ナットの歩みが肌すきを埋めるために使われるために，所定のボルト伸びが得られないことからボルト張力（ $e_0N_{120}$ ）が低下する。

このナットの歩みを片面肌すき（e+0）の場合で模式的に示すと図 2. 14 の i）となり， $\delta_1$  が肌すき面のナットの歩み（ $\delta_{ナット}$ ）となる。

ただし，両面肌すき（e+e）の場合には図 2. 14 の ii）に示すように片方の肌すき面に対するナットの回転量の歩みが半分に相当するとしたため，肌すき面のナットの歩み（ $\delta_{ナット}$ ）は  $\delta_2$ （ $=\delta_1/2$ ）となる。即ち，両面肌すき（e+e）の接合部の場合のナット回転角  $\theta_1$ （120°）に対応する強制変位量は M20，M22 で 1.25/3mm，M16 で 1.0/3mm とした。

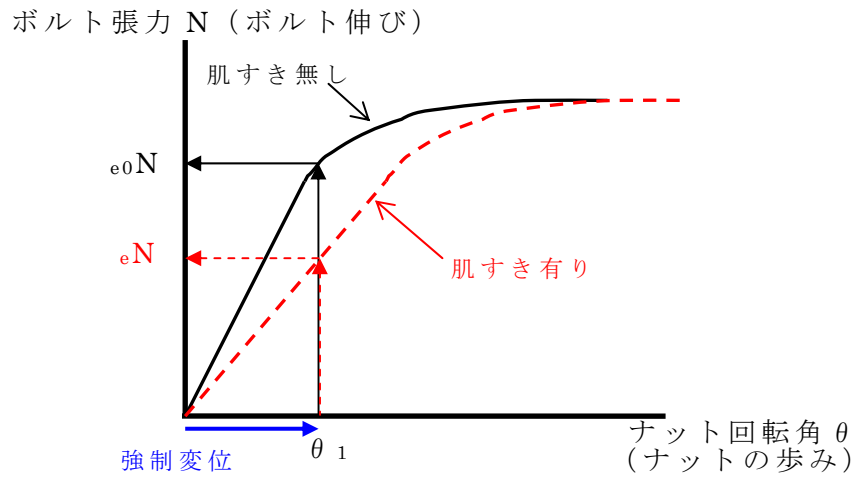
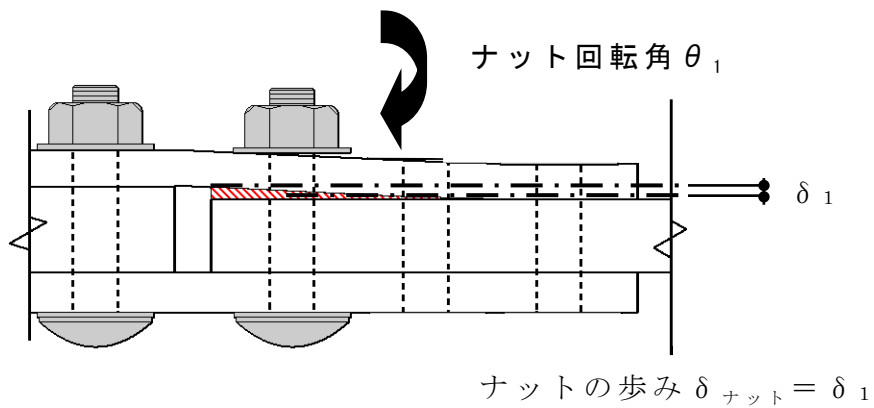
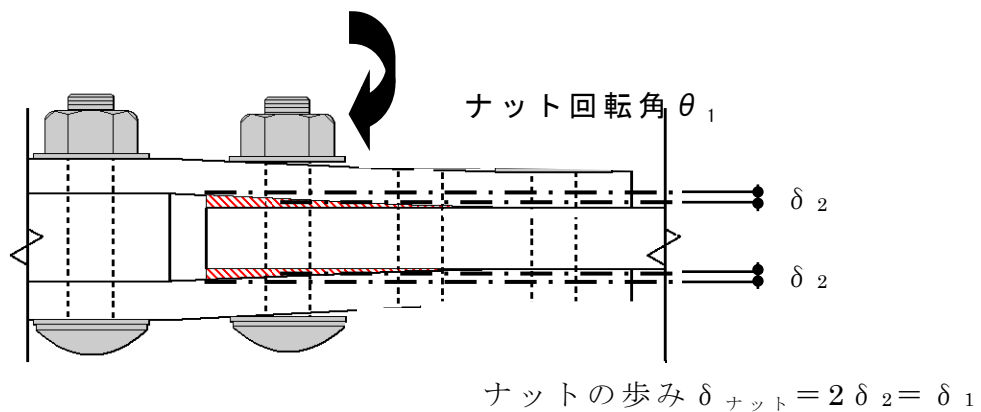


図 2. 13 ナット回転角とボルト張力関係の模式図



i) <片面肌すき場合>



ii) <両面肌すきの場合>

図 2. 14 肌すき面ののナットの歩み

## 2. 4. 2 トルク値制御の場合

1. 1 節で述べたように，トルクコントロール法の原理は締付トルク値（ $T$ ）とボルト張力（ $N$ ）が比例する関係を利用した締付方法であり両者の関係は（2. 3）式で表示できる。

$$T = k \cdot d \cdot N \quad \dots (2. 3)$$

ただし，  $T$ ：締付トルク（ $N \cdot m$ ）

$k$ ：トルク係数值

$d$ ：ボルトの呼び径（ $mm$ ）

$N$ ：ボルト張力（ $N$ ）

このトルクコントロール法の原理を締付トルク値（ $T$ ）とボルト張力（ $N$ ）とナット回転角の関係で模式的に示すと図 2. 15 となる。この図は横軸のプラス側が締付トルク値（ $T$ ）とボルト張力（ $N$ ）が比例する関係を，マイナス側がこの締付トルク値（ $T$ ）に相当するナット回転角（ $\theta$ ）とボルト伸び（ボルト張力）の関係を説明している。

なお，本研究ではトルクレンチを用いて任意のトルク値（ $T_T$ ）で締付ける代わりに，締付トルク値が常に一定（ $T_{pin}$ ）となるトルシア形高力ボルトを供試ボルトとする。高力ボルトを所定のトルク値（ $T_{pin}$ ）で締付けるトルシア形高力ボルトの場合には，（2. 3）式から肌すきなどの影響因子やボルト直下の密着の有無に拘らず所定のボルト張力（ $N_{pin}$ ）が確保されることとなる。（図 2. 15 の赤の矢印参照）

そこで，解析におけるトルク値制御で締付ける場合のボルト張力（ $N$ ）の入力方法は図 2. 15 に示したトルクコントロール法の原理に従って，所定のトルク値（ $T_{pin}$ ）に対応するボルト張力（ $N_{pin}$ ）に相当するボルト伸びの関係を強制変位に置換することとする。即ち，ボルト軸部先端に垂直下向き方向の強制変位を与える増分変位解析を行い，所定のトルク値（ $T_{pin}$ ）に対応するボルト張力（ $N_{pin}$ ）が得られる時点を基準トルク法で締付けたボルト張力入力完了とする。（図 2. 15 の青の矢印参照）具体的には所定のボルト伸びと添板の曲げ変形量が加味された強制変位を与えている。したがって，ボルト呼び径，肌すき量（ $e$ ），添板厚（ $t$ ），内側縁端距離（ $L$ ）の影響因子の変動によって，それぞれ強制変位（ナット回転角）の値は異なることとなる。

ここで，この解析における強制変位量（解析ステップ数）はナット回転角と比例関係にあるように設定した。即ち，ナット回転角  $1^\circ$  に相当

する強制変位量に対応する解析ステップ数を 4 と設定した。

なお、本論では肌すきの無い接合部をトルシア形高力ボルトで締付けたピンテール破断した時のボルト張力平均値 ( ${}_{e_0}\bar{N}_{pin}$ ) を所定のトルク値制御で締付けた場合の基準ボルト張力と定義した。即ち、1次締め時のボルト張力は M16 で 28kN, M20 で 50 kN, M22 で 85 kN とし、基準ボルト張力 ( ${}_{e_0}\bar{N}_{pin}$ ) は M16 で 105kN, M20 で 188 kN, M22 で 312 kN と設定した。

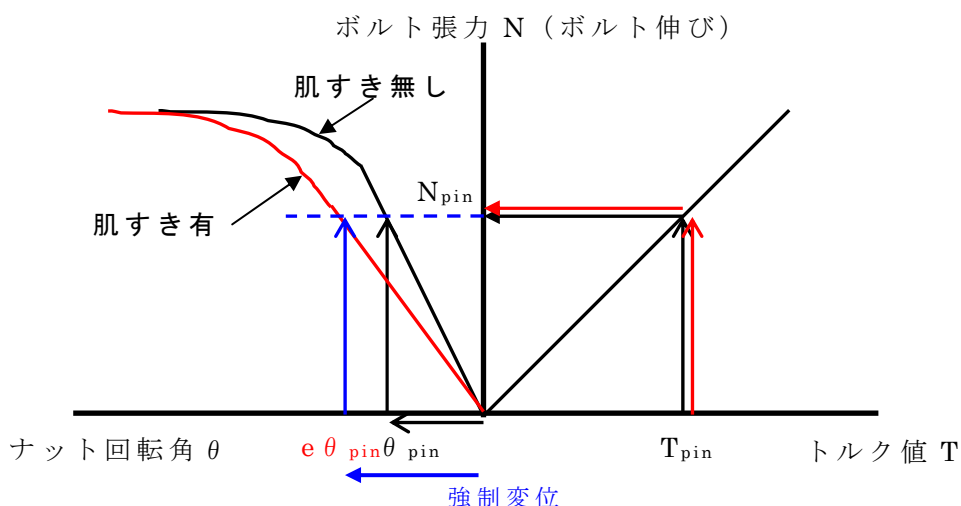


図 2. 15 トルク値－ボルト張力－ナット回転角関係の模式図

### 2. 4. 3 ボルト複数本を締付ける場合

ボルト複数本を締付ける場合の解析におけるボルト張力 (N) の入力手順は、実際の H 形鋼梁継手フランジ部の施工と同様に固定側に近い内側の第 1 ボルトから外側の第 2, 第 3 ボルトの順に張力を入力する。

即ち、1次締め時のボルト張力(ボルト締付実験値である M16:28 KN, M20:50KN, M22:85KN) に相当する強制変位をボルト先端に与えた後に、先に述べた締付方法ごとに設定した強制変位を内側の第 1 ボルトから順に与えることとした。この手順を経ることで、複数本のボルト締付手順におけるボルト相互の干渉によるボルト張力 (N) の変動を算定することができることとなる。



## 2. 5 解析結果の主な出力項目

本論の解析法を用いて算定する主な出力項目は，ボルト張力（ $N$ ），母材摩擦接合面の接触圧（ $C$ ），段差端部の反力（ $R$ ），任意のトルク値（ $T_{pin}$ ）で締付けたナット回転角（ $\theta_{pin}$ ）である。

ボルト張力（ $N$ ）の算定には，ボルト断面の要素の垂直応力度に断面積を乗じた値とする。この算定したボルト張力（ $N$ ）の確かさは，垂直方向反力の合計で確認した。

母材摩擦接合面の接触圧（ $C$ ）の算定は，肌すき側の母材摩擦接合面に設定した 3 次元接触要素の垂直方向接触力の積算値とする。なお，ボルト複数本で締付けた場合にも同様に肌すき側の摩擦接合面全体の垂直方向接触力で算定した。

また，段差端部の反力（ $R$ ）の算定は固定側フィラープレート接合面に設定した 3 次元接触要素の垂直方向接触力の積算値とする。

任意のトルク値（ $T_{pin}$ ）で締付けたナット回転角（ $\theta_{pin}$ ）は，2. 4. 2 項で述べたように解析におけるボルト張力（ $N$ ）を入力する強制変位（解析ステップ数）とナット回転角が比例関係であることを利用して換算している。なお，任意のトルク値（ $T_{pin}$ ）で締付けたときのナット回転角（ $\theta_{pin}$ ）は，1 次締め後からの解析ステップ数で換算した。

## 2. 6 解析値の検証のための実験

本研究では、本論の解析法で算定した接触圧解析値 (calC) の妥当性は全て実験で検証している。この検証のための実験は影響因子を変動させた解析条件と整合するように設定した。なお、接触圧 (C) は実験で計測できないため、接触圧 (C) の代用特性であるすべり耐力 ( $P_s = \mu \cdot C$ ) で検証する。そのため、実験におけるすべり係数 ( $\mu$ ) が一定となるように十分な摩擦面処理の管理を行った。

本節の構成は以下の通りである。

まず、さまざまな影響因子に対応するために設定した試験体形状について説明する。(2. 6. 1) 次に、実験ごとにすべり係数 ( $\mu$ ) が一定となるように管理した摩擦面処理の方法とその結果を述べる。(2. 6. 2) さらに、締付法ごとの実験方法を説明する。(2. 6. 3)

### 2. 6. 1 試験体形状

2. 2 節で述べたように本研究では、締付方法、肌すき量 (e)、肌すき面の数、ボルト呼び径、添板厚 (t)、ボルト本数、内側縁端距離 (L)、余長 (Y) を影響因子として設定している。これらの影響因子の変動に対処するために試験体形状を両面肌すき (e+e) と片面肌すき (e+0) に大別して作成した。

#### 【両面肌すき (e+e) 試験体】

両面肌すき (e+e) の試験体形状は図 2. 16 に例示する本論の解析法の解析用モデルと同様に H 形鋼梁継手のフランジ高力ボルト摩擦接合部をモデル化した二面せん断型のすべり試験体である。試験体は、固定側と試験側を区別し、固定側のボルト呼び径を 1 サイズ上げることで、試験側ですべりが生じるようにした。

なお、添板と母材は、すべり荷重時に降伏しないように設定した。固定側母材と添板の間にフィラープレートを挿入することで、両面肌すき (e+e) とした。フィラープレートの厚さ・添板厚・ボルト呼び径・ボルト本数・ボルト締付位置を変えることで、影響因子の肌すき量 (e)、ボルト呼び径、添板厚 (t)、ボルト本数、内側縁端距離 (L)、余長 (Y) を変化させた。

このボルト本数ごとにボルト締付位置を変えるために、試験体にボルト挿入位置が 3 か所ある 3 孔試験体と 4 か所ある 4 孔試験体を用意

した。この試験体を用いてボルト配置を変えることで内側縁端距離 (L) と余長 (Y) を変動させた。このボルト配置の一覧を図 2. 17 に示す。

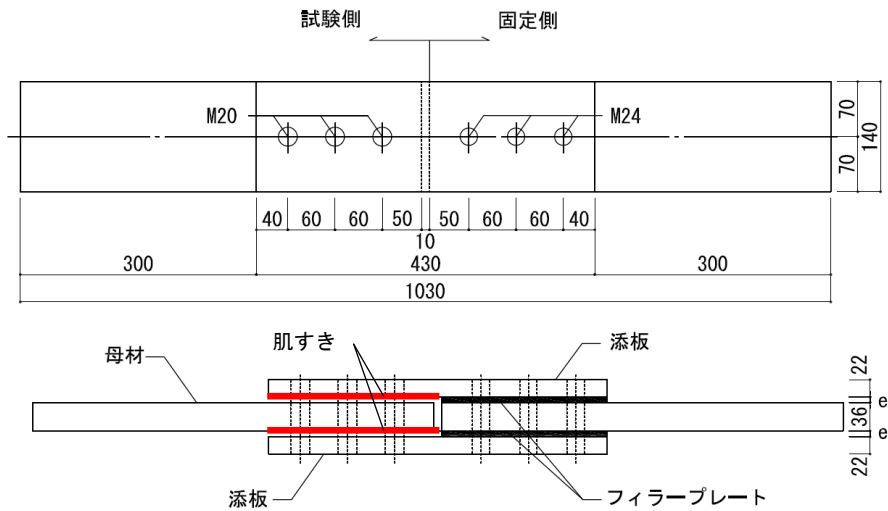


図 2. 16 両面肌すき (e+e) すべり試験体基本形

ボルト本数	肌すき無し	肌すき有り	
		内側縁端距離60mm	内側縁端距離120mm
1本			
2本			
3本			

図 2. 17 両面肌すき (e+e) 試験体のボルト配置図

**【片面肌すき (e+e) 試験体】**

片面肌すき (e+0) のある接合部の試験体形状は、図 2. 18 に示す H 形断面の上下フランジ部にふたつの二面せん断型の接合部をもつ試験体を用いて肌すきによる偏芯曲げが生じないように計画した。

試験体はフランジに相当する鋼板の平滑精度を確保するために 40mm の鋼板を 36mm に、ウェブに相当する鋼板とフラットバーの成 300mm の精度を確保するために機械加工を ±0.025mm の精度で行い確実に片面肌すきができるようにした。

ここでは、外添板とフランジの間にフィラープレート挿入することで片面肌すき (e+0) とした。

フィラープレートの厚さを変えることで肌すき量 (e) を変動させた。

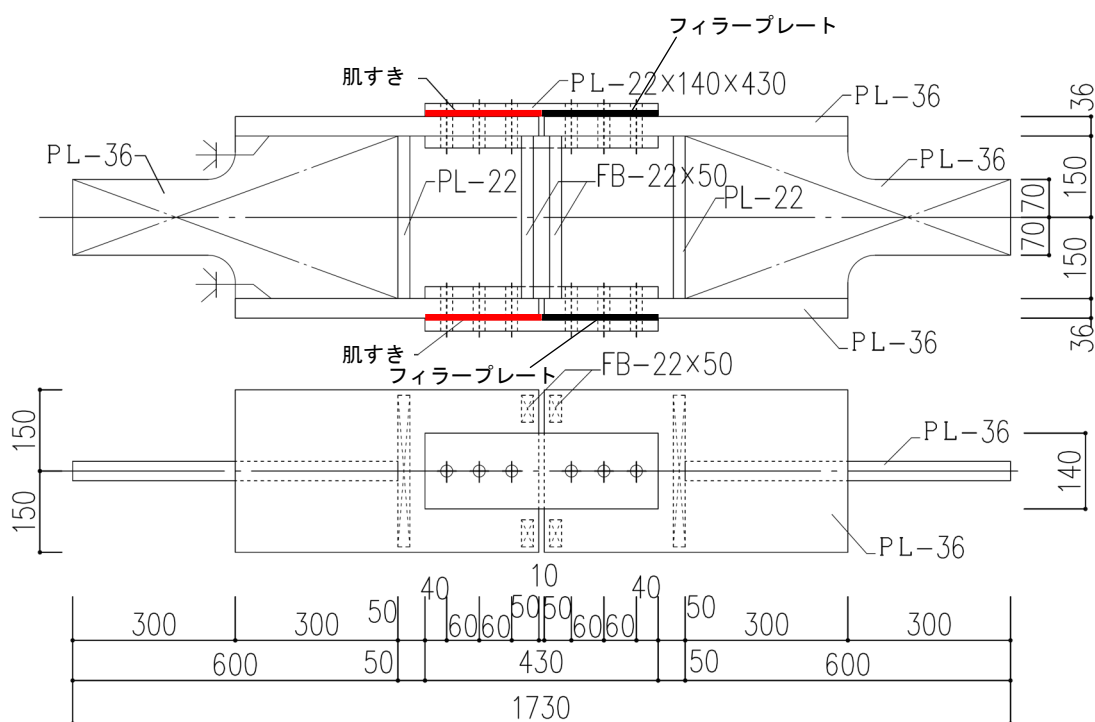


図 2. 18 片面肌すき (e+0) すべり試験体

## 2. 6. 2 摩擦接合面の表面処理

本研究の実験では接触圧 (C) の代用特性としてすべり耐力 (Ps) を用いているので、実験ごとのすべり係数 ( $\mu$ ) が一定となるように十分な管理を行うこととした。

全ての試験体の摩擦接合面の表面処理は粗さを均一にするために同一条件でグリットブラスト処理を行った。即ち、グリットブラストの条件はノズル径 12mm, 吹付け圧力 0.65MPa, 吹付け距離 40cm, グリッドの粒度 G140 相当 (上限のふるい 1.7mm, 下限のふるい 1.18mm で重量残留率 75%, 1.0mm で重量残留率 10%以下), グリッドの硬度 HRC63 以上, 吹付け時間 2~3 秒程度とした。

表面粗さ (Rz) は粗さ測定器を用いて確認した結果, 標本数 936 で平均 100.4 $\mu$ m, 標準偏差 15 $\mu$ m である。

この表面処理後 1 週間以内にすべり耐力実験を行い, その間は摩擦面をラップ巻きにて養生を行うことで, 同一状態を保つよう配慮した。

解析におけるすべり耐力 (calPs) は, 接触圧解析値 (calC) に肌すきの無い試験体のすべり係数平均値である基準すべり係数 ( $\bar{\mu}$ ) を乗じることによって ( $\text{calPs} = \text{calC} \times \bar{\mu}$ ) 算定している。この基準すべり係数 ( $\bar{\mu}$ ) は表 2. 1 に示すように実験を行った時期が異なることから若干のバラツキはあるが概ね一定であった。なお, 解析値はそれぞれの時期に対応する基準すべり係数 ( $\bar{\mu}$ ) を用いてすべり耐力解析値 ( $\text{calPs} = \text{calC} \times \bar{\mu}$ ) を算定した。

表 2. 1 基準すべり係数一覧

符号	解析条件		基準すべり係数 ( $\bar{\mu}$ )	備考	
$\bar{\mu}_1$	基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ )	両面肌すき (e+e)	肌すき1.2mm	0.55	(3. 3. 1)
$\bar{\mu}_2$			肌すき2.3mm	0.63	
$\bar{\mu}_3$		片面肌すき (e+0)		0.73	(3. 3. 2)
$\bar{\mu}_1$	$T_2, \theta_1$ ナット回転法	両面肌すき (e+e)	肌すき1.2mm	0.55	(3. 4)
$\bar{\mu}_2$			肌すき2.3mm	0.63	
$\bar{\mu}_4$	$T_1, \theta_\Delta$ ナット回転法	両面肌すき (e+e)		0.66	(3. 5)
$\bar{\mu}_5$	基準トルク法	両面肌すき (e+e)	M16	0.60	(4. 2)
$\bar{\mu}_6$			M20	0.65	
$\bar{\mu}_5$			M22	0.60	
$\bar{\mu}_3$	基準トルク法	片面肌すき (e+0)		0.73	(4. 3)

### 2. 6. 3 実験方法

実験におけるボルト締付順序は固定側を本締めまで行った後、解析におけるボルト張力の入力順序と同様に肌すきのある試験側の固定側に近い内側の第 1 ボルトから順に締付方法ごとに定めた以下に示す手順で行った。

#### 【ナット回転角制御で締付ける場合】

本研究ではナット回転角制御法を変動させた解析を行っているので、それぞれのナット回転角制御法の締付手順を以下に示す。

- i) 基準ナット回転法の場合には、第 1 ボルトから順に規定の 1 次締めトルク値 ( $T_1$ ) で 1 次締め後に、同じ順序でナットをナット回転角  $\theta_1$  ( $120^\circ$ ) 回転させた。(3. 3)
- ii) 1 次締めトルク値を増加させるナット回転法の場合には、第 1 ボルトから順に規定の 1 次締めトルク ( $T_1$ ) の 2 倍 ( $T_2$ ) のトルク値で 1 次締め後に、同じ順序でナットをナット回転角  $\theta_1$  ( $120^\circ$ ) 回転させた。(3. 4)
- iii) ナット回転角を増加させるナット回転法の場合には、第 1 ボルトから順に規定の 1 次締めトルク ( $T_1$ ) で 1 次締め後に、同じ順序でナットを締付位置ごとに定めた増締めナット回転角  $\theta_\Delta$  ( $120^\circ + \Delta\theta$ ) 回転させた。(3. 5)

#### 【トルク値制御で締付ける場合】

本研究ではトルクレンチを用いて任意のトルク値 ( $T_T$ ) で締付ける代わりに、締付トルク値が常に一定 ( $T_{pin}$ ) となるトルシア形高力ボルトを供試ボルトとした。

したがって、トルク値制御で締めるける場合には、第 1 ボルトから順に規定の 1 次締めトルク値 ( $T_1$ ) で 1 次締め後に、同じ順序で専用レンチを用いて締付けを行った。(4 章)

全ての実験の载荷は、3,000kN 容量のアムスラー型試験機を用いて単調引張試験を行い、すべりを発生させた後、破壊に至らしめた。载荷中は、ボルト軸部に貼付した歪の値、すべり変位、荷重、終局耐力を計測した。実験は全て同一条件で 3 体ずつ行った。

なお、基準ナット回転法 ( $T_1$ ,  $\theta_1$ ) で両面肌すき ( $e+e$ ) のある接合部を締付けた場合には、圧力測定フィルム (プレスケール中圧用) を添板と母材の間に挿入して母材摩擦接合面の接触圧分布を確認する実験も行った。(3. 3. 1)

### 第 3 章 ナット回転角制御で締付けた場合への適用

本章では提唱した本論の解析法を適用して肌すきのある接合部をナット回転角制御で締付けた場合の接触圧(C)を算定し、解析値は影響因子を変動させた解析条件に整合する実験のすべり耐力 (Ps) で検証することで、本論の解析法の妥当性を実証した。

#### 3. 1 はじめに

ナット回転法の原理を模式的に示すと図 3. 1 となる。図中の横軸は 1 次締めトルク値 (マイナス側) とナット回転角 (プラス側) を、縦軸はボルト張力 (N) を示す。肌すきの無い接合部の場合には基準の 1 次締めトルク値 ( $T_1$ ) で締付けて被締付材を密着させることで、ナット回転角とボルト張力の比例関係が得られる。即ち、基準ナット回転法はこの比例関係を利用してナット回転角制御 ( $\theta_1 = 120^\circ$ ) で標準ボルト張力 ( $N_1$ ) を導入する方法で、この締付方法は 1 次締め後の被締付材が密着状態であることが不可欠な条件となる。

肌すきのある接合部をナット回転角制御で締付けた場合の模式図を図 3. 1 に赤の実線で示す。この模式図から肌すきのある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合にはナットの歩みが肌すきを埋めるために使用されるため、標準ボルト張力 ( $N_1$ ) を確保できないことが想定できる。なお、肌すきがある場合に標準ボルト張力 ( $N_1$ ) を確保するためには、1 次締めトルク値を増加させる ( $T_2$ ) ナット回転

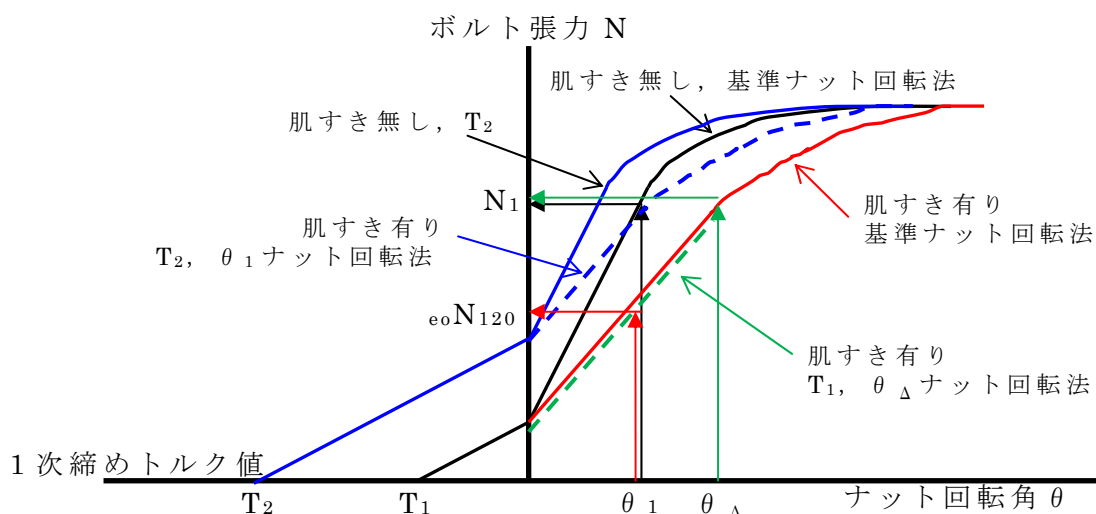


図 3. 1 ナット回転法の原理の模式図

法（青破線）と，1次締めトルク値を変えないでナット回転角を増し締めする（ $\theta_{\Delta} = 120^{\circ} + \Delta \theta$ ）ナット回転法（緑破線）が一般に考えられる。

そこで，本章では

- i) 規定のトルク値  $T_1$  で1次締め後にナット回転角  $\theta_1$  ( $=120^{\circ}$ ) で締付ける基準ナット回転法 (3. 3)
- ii) 1次締めトルク値を増加させて ( $T_2$ ) ナット回転角  $\theta_1$  ( $120^{\circ}$ ) で締付けるナット回転法 (3. 4)
- iii) 1次締めトルク値を変えないで ( $T_1$ ) ナット回転角を増加させる ( $\theta_{\Delta} = 120^{\circ} + \Delta \theta$ ) ナット回転法 (3. 5)

の三つのナット回転法に本論の解析法を適用して接触圧 (C) を算定し，それぞれ実験値のすべり耐力 (Ps) で検証することで，本論の解析法の妥当性を実証する。

本章の構成は基本性状を把握する位置づけとして先ず，肌すきのある接合部をナット回転角制御で締付けた場合のナット回転角とボルト張力 (N) の関係を本論の解析法を適用して調査する (3. 2)。ここでの影響因子としてはボルト呼び径，肌すき量 (e)，添板厚 (t)，ボルト本数，内側縁端距離 (L)，余長 (Y) である。この解析値は全て同じ条件の実験で検証する。

次に，基準ナット回転法 ( $T_1$ ,  $\theta_1$ ) で両面肌すき (e+e) と片面肌すき (e+0) のる高力ボルト摩擦接合部を締付けた場合に本論の解析法を適用して接触圧 (C) を算定する (3. 3)。影響因子を変動させた接触圧解析値 (calC) は，それぞれの解析条件に整合する実験のすべり耐力 (Ps) で検証し，本論の解析法の妥当性を実証する。

更に，1次締めトルク値を基準1次締めトルク値 ( $T_1$ ) の2倍 ( $T_2$ ) のトルク値で1次締め後にナット回転角  $\theta_1$  で両面肌すき (e+e) の接合部を締付けた場合の接触圧 (C) を肌すき量 (e)，添板厚 (t)，ボルト本数を影響因子として算定する (3. 4)。最後に，1次締めトルク値を変えないで ( $T_1$ ) 基準ボルト張力を確保するナット回転角  $\theta_{\Delta}$  で両面肌すき (e+e) の接合部を締付けた場合の接触圧 (C) を肌すき量 (e)，添板厚 (t)，ボルト本数を影響因子として算定する (3. 5)。ここでも，それぞれの解析値は各影響因子を変動させた解析条件に整合する実験で検証することで，本論の解析法の妥当性を実証する。



### 3. 2 肌すきある接合部のナット回転角とボルト張力

本節では，肌すきのある接合部で影響因子を変動させてナット回転角制御で締付けた場合に提唱した本論の解析法を適用して，ナット回転角とボルト張力（N）の関係を調査する。この解析値は各影響因子の条件に整合する実験値で比較検討し，本論の解析法の妥当性を検証する。

#### 3. 2. 1 実験概要

基本性状を把握する位置づけとして，肌すきのある接合部を高力ボルトで締付けた場合のナット回転角とボルト導入張力（N）の関係（以下“締付実験”と称す）を本論の解析法を適用して確認する。ここでの，供試ボルトはボルト呼び径 M16，M20(F10T)と M22（F14T）とし，ボルト 1 本締付実験（3. 2. 2）と 2 本締付実験（3. 2. 3）を行った。

##### 【影響因子】

影響因子の変数としてのボルト張力（N），肌すき量（e）・添板の曲げ剛性・内側縁端距離（L）・余長（Y）は，ボルト呼び径，フィラープレークの厚さ・添板厚（t）・ボルト孔数・ボルト締付位置を変えることで変化させた。即ち，影響因子の変数はボルト呼び径を M16，M20（F10T），M22（F14T），肌すき量を 0mm，1.2mm，2.3mm，添板厚を 12mm，22mm，内側縁端距離を 60mm，120mm，180mm，余長を 40mm，100mm，160mm とした。影響因子とその変数を表 3. 1 に，ボルト 1 本と 2 本配置の締付位置を図 3. 3～3. 4 に示す。

また，後述のすべり耐力（Ps）の解析と比較するために，ボルト呼び径 M20 を対象に両面肌すき（e+e）状態も用意した。（3. 2. 4）影響因子は肌すき量（e），添板厚（t），ボルト本数，内側縁端距離（L），余長（Y）である。影響因子の一覧を表 3. 2 に示す

##### 【試験体形状】

検証のための実験に用いる試験体形状は，図 3. 2 に示す解析用モデルと同様に H 形鋼梁継手フランジ部をモデル化したものである。なお，固定側の母材と添板の間にフィラープレークを挿入することで，片面肌すきを作成した。実験はそれぞれの同一条件ごとに 3 体行った。

##### 【実験方法】

ボルト 1 本締付実験の実験方法は，固定側の高力ボルト本締め後に，試験側の高力ボルトを基準 1 次締めトルク値（ $T_1$ ）で 1 次締めを行う。次に，マーキングを行った後にナット回転角を  $15^\circ$  ずつ締付け，降伏点を超えてからはナット回転角を  $30^\circ$  ずつに変更し，ボルト破断まで締付



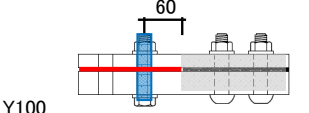
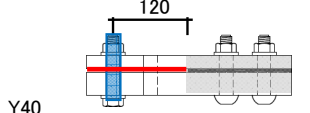
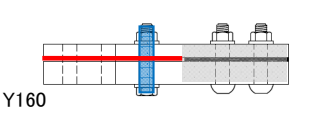
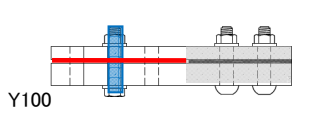
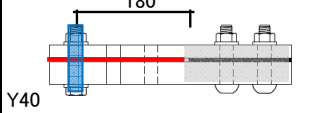
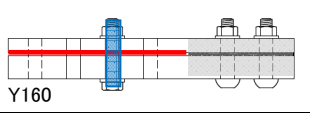
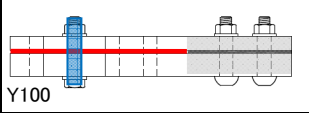
位置 試験体	第1孔ボルト位置(L60)	第2孔ボルト位置(L120)	第3孔ボルト位置(L180)
2孔試験体			
3孔試験体			
4孔試験体			

図 3. 3 ボルト 1 本配置の締付位置

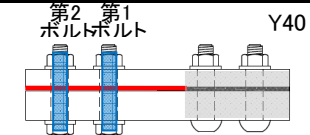
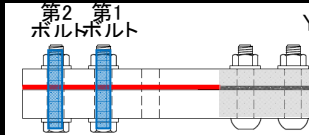
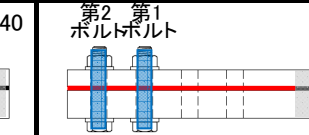
2孔試験体(L60) 第1, 第2孔ボルト位置	3孔試験体(L120) 第2, 第3孔ボルト位置	4孔試験体(L180) 第3, 第4孔ボルト位置
		

図 3. 4 ボルト 2 本配置の締付位置

表 3. 2 両面肌すき N-θ の影響因子とその変数

呼び径: M(mm)	肌すき量: e+e(mm)	添板厚: t(mm)	ボルト本数: B(本)	内側縁端距離: L(mm)	余長: Y(mm)
M20	1.2+1.2	12	1	60	40
	2.3+2.3	22	2	120	100
					160



写真 3. 1 計測状況

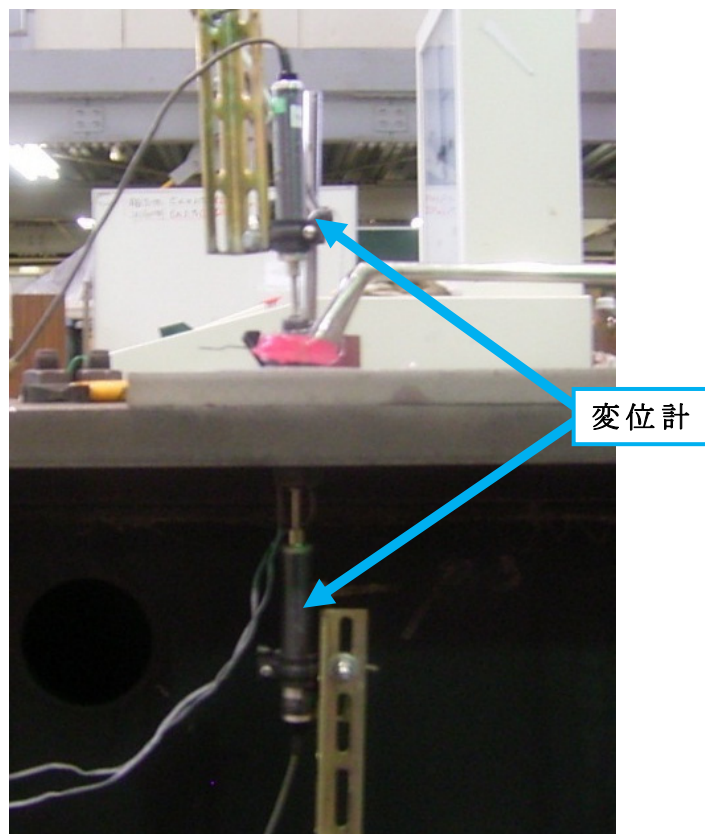


写真 3. 2 計測状況

### 3. 2. 2 片面肌すきボルト 1本の解析結果および考察

本論の解析法で得られたボルト呼び径 M20, F10T のナット回転角とボルト張力 (N) の関係解析値を図 3. 5 の i) ~ x i) に, ボルト呼び径 M16 場合を図 3. 6 の i) ~ iv) に, M22 の場合を図 3. 7 の i) ~ iv) に ■印で示す。図中の縦軸はボルト張力を, 横軸は 1 次締めトルク値(−側)・ナット回転角(+側)を示す。図中には実験値を実線で併記した。このとき, 肌すき無し (e0) を青で, 片面肌すき 1.2mm+0mm (e12) を赤で, 片面肌すき 2.3mm+0mm (e23) を緑で示した。

図 3. 5~図 3. 7 に基づいて解析結果を実験で検証した結果を示す。

#### 【ボルト呼び径 M20 の場合】

- ① 確認のために行った肌すきの無い場合の解析値は実験値が良く一致した。(図 3. 5 の i) ■印参照)
- ② 肌すき量 (e) が大きくなるとナットの歩みが肌すきを埋めるために使われはボルト張力 (N) が低下する。この肌すきの違いの影響による低下するボルト張力解析値 (calN) は実験値が良く一致した。(図 3. 5 全て)
- ③ 添板が厚くなると添板の曲げ剛性が大きくなり, 1 次時締め後のボルト締め付位置に肌すきが残るためボルト張力 (N) が低下する。この添板厚 (t) を変動させたボルト張力解析値 (calN) は実験値と良く整合した。(図 3. 5 の vii) と図 3. 5 の viii) の比較)
- ④ 内側縁端距離 (L) が短いほど添板の曲げ剛性が大きくなり, ボルト張力 (N) が低下した。内側縁端距離の違いによるボルト張力解析値 (calN) は実験値と良く整合している。(図 3. 5 の i) と図 3. 5 の iii) の比較)
- ⑤ ただし, 解析値は肌すき 2.3mm, 添板 22mm, 内側縁端距離 60mm の場合では図 3. 5 の i) と v) に示すように実験値よりもナット回転角に対するボルト張力 (N) が大きくなった。これは, 添板が厚く, 肌すきが大きく, 内側縁端距離が小さい場合にはボルト締め付位置に肌すきが残存し添板が曲げ変形することでボルトに曲げが生じる。解析では図 3. 8 に示すようにボルト軸部にボルト頭を固定端とした片持ち梁状の曲げを示しているが, 実際にはボルト頭とナットによる固定度で両端固定梁に近い応力状態となるため, 解析値と実験値に違いが表れたと考えられる。さらに, 実際にはナット嵌合部の第 1 から第 2 ねじ山の部分でボルト張力の大部分を支えているので, この局所的な応力状態を考慮していない図 3. 8 の解析値は実験値と異

なると考えられる。

- ⑥余長の影響によるボルト張力 (N) の違いは第 1 孔ボルト位置を締付けた場合には殆ど見られなかった。(図 3. 5 の i) と v) の比較) ただし, 第 2 孔ボルト位置を締付けた肌すき 2.3mm, 添板 22mm で 2 孔試験体 (図 3. 5 の iv)) と 3 孔試験体 (図 3. 5 の viii)) を比較すると後者のボルト張力 (N) が低下した。これは, 余長が長くなることで, 添板先端が母材と早期に接触し, 添板先端に支点が増えることにより片持ち梁の状態から一端固定一端ピンの梁に近い応力分布に変わるためである。その結果, 片持ち梁のつま先立ち状態となりボルト張力 (N) が上昇しないと云える。この余長の変動によるボルト張力解析値 (calN) も実験と良く一致した。
- ⑦ボルト呼び径 M20 で基準ナット回転角  $\theta_1$  ( $120^\circ$ ) のときのボルト張力 ( $N_{120}$ ) は内側縁端距離が小さく, 添板が厚い場合には, 肌すきが 1mm でも設計ボルト張力 ( $N_0$ ) を下回る恐れがある。(図 3. 5 の vi))

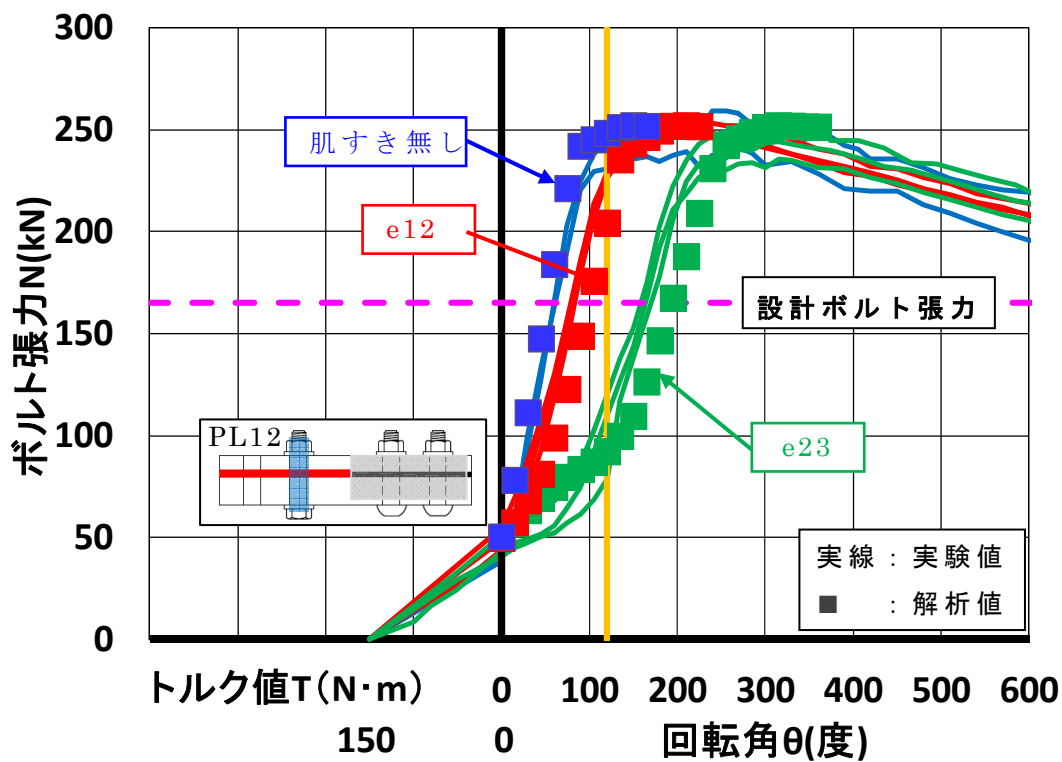
#### 【ボルト呼び径 M16 の場合】

- ①ボルト呼び径 M20 と同様に, 肌すき量 (e) が大きく (図 3. 6 全て), 内側縁端距離 (L) が小さいほど (図 3. 6 の i) と iii) の比較) ボルト張力 (N) が低下した。この影響因子の変動させたボルト張力解析値 (calN) は実験と良く一致した。
- ②余長 (Y) の影響によるボルト張力 (N) の違いはボルト呼び径 M20 と同様に第 1 孔ボルト位置を締付けた場合には見られない。(図 3. 6 の i) と iii) の比較) ただし, 第 2 孔ボルト位置を締付けた場合にはボルト呼び径 M20 と異なり, 肌すき 1.2mm の場合でも余長が長くなることでボルト張力 (N) が低下した。(図 3. 6 の ii) と iv) の比較) このことは, ボルト呼び径 M16 の場合には M20 に比べて 1 次締め時のトルク値 ( $T_1$ ) が小さいため, 添板のつま先立ち状態となったためである。
- ③ボルト呼び径 M16 では, 肌すき 2.3mm, 添板 22mm, 内側縁端距離 60mm の場合でもボルト張力解析値 (calN) は実験値と良く一致した。(図 3. 6 の iv))
- ④ボルト呼び径 M16 で添板が 22mm の場合には肌すきが 1mm でも基準ナット回転角  $\theta_1$  ( $120^\circ$ ) のときのボルト張力 ( $N_{120}$ ) は設計ボルト張力 ( $N_0$ ) を下回る恐れがある。(図 3. 6 全て)

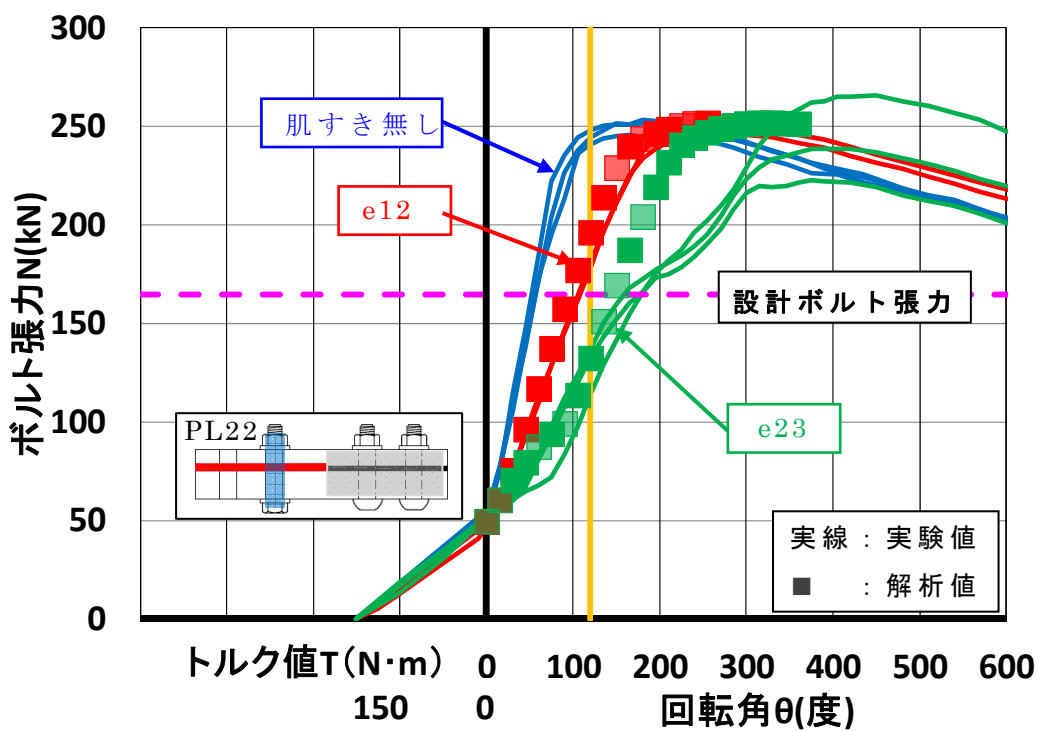
### 【ボルト呼び径 M22 の場合】

- ① 肌すき量 (e) や内側縁端距離 (L), 余長 (Y) を変動させた全てのボルト張力解析値 (calN) は実験と良く一致した。
- ② ボルト呼び径 M22 で添板が 22mm の場合には肌すきが 1mm でも基準ナット回転角  $\theta_1$  ( $120^\circ$ ) のときのボルト張力 ( $N_{120}$ ) は設計ボルト張力 ( $N_0$ ) を下回る恐れがある。(図 3. 7 全て)

以上のことから, 片面肌すき (e+0) のある接合部に本論の解析法を適用して算定したナット回転角とボルト張力 (N) の関係は, 肌すき量 (e), ボルト呼び径, 添板厚 (t), 内側縁端距離 (L), 余長 (Y) を変動させた解析条件と整合する実験が良く一致した。

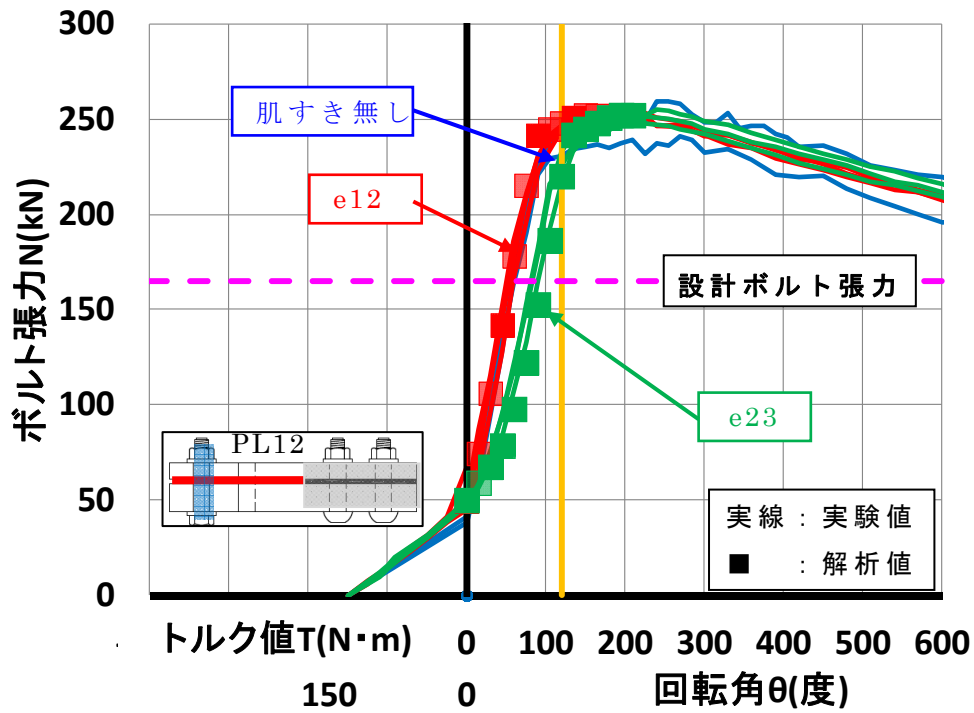


i) <2孔試験体, 第1孔ボルト位置, 添板 12mm>  
 図 3. 5 ナット回転角とボルト張力の関係 (M20)

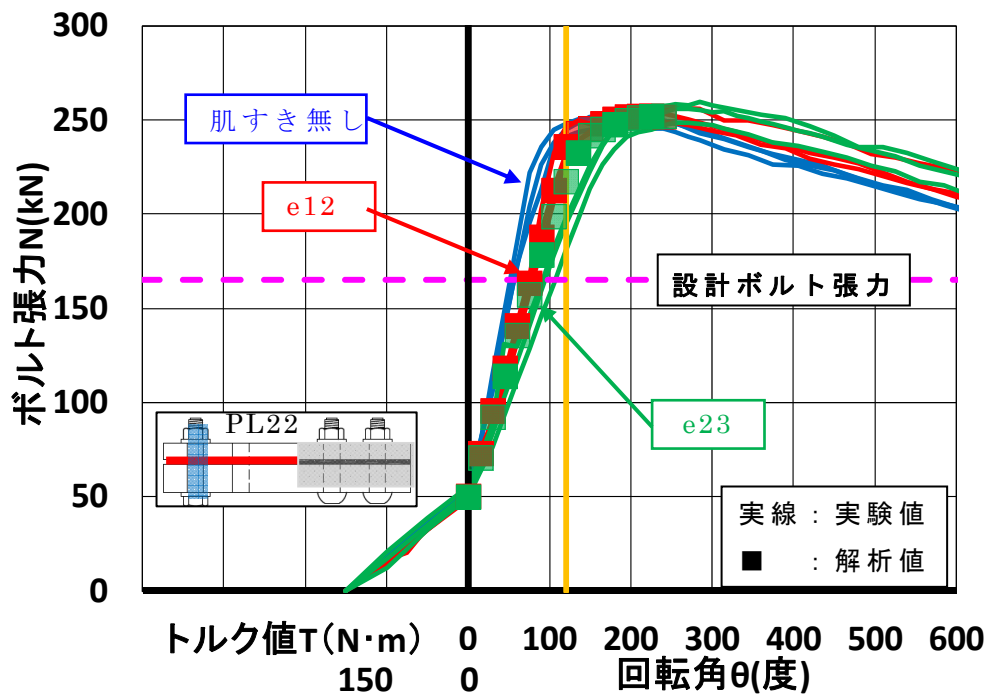


ii) <2孔試験体, 第1孔ボルト位置, 添板 22mm>  
 図 3. 5 ナット回転角とボルト張力の関係 (M20)

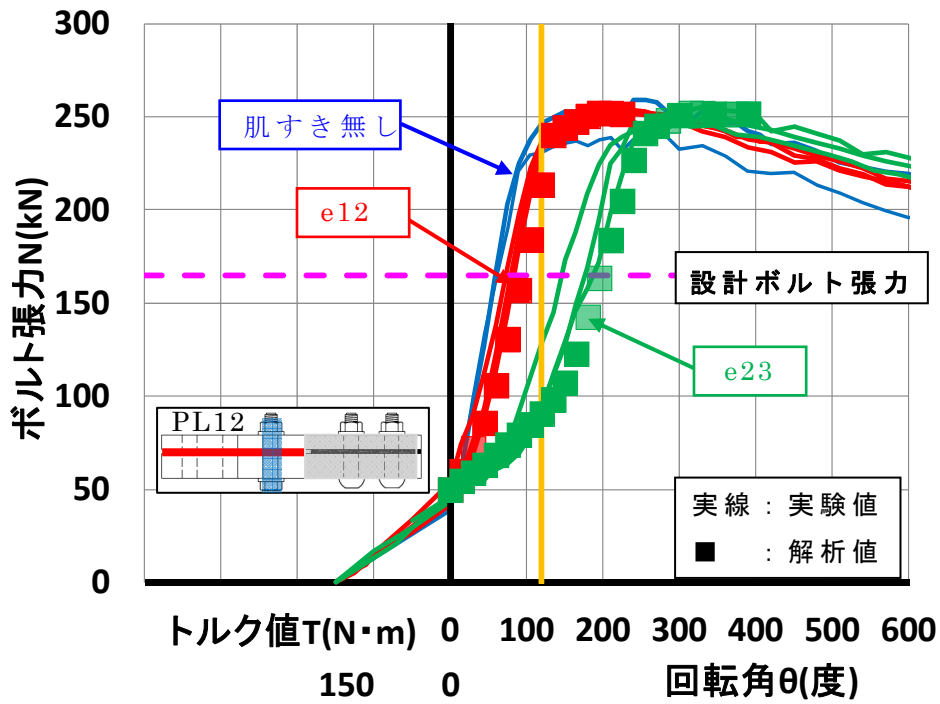




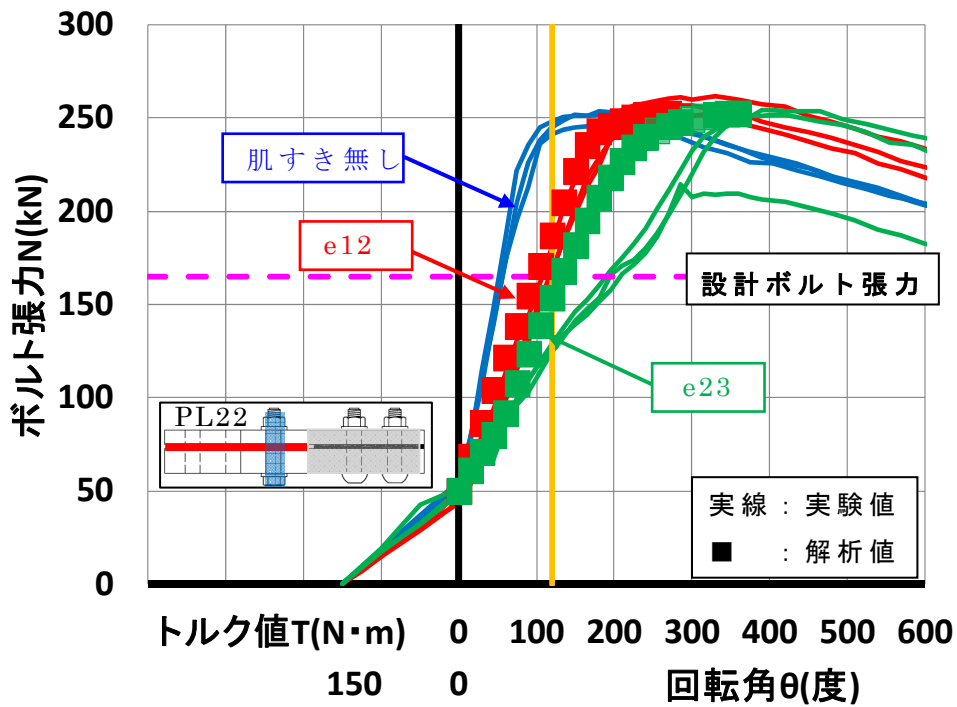
iii) < 2 孔試験体, 第 2 孔ボルト位置, 添板 12mm >  
 図 3. 5 ナット回転角とボルト張力の関係 (M20)



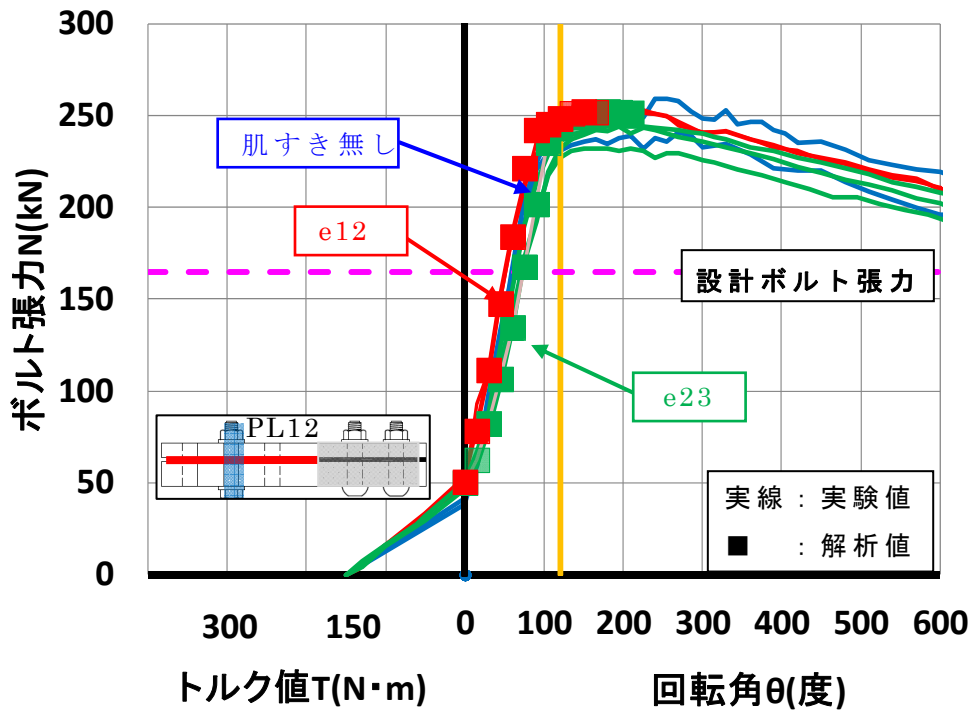
iv) < 2 孔試験体, 第 2 孔ボルト位置, 添板 22mm >  
 図 3. 5 ナット回転角とボルト張力の関係 (M20)



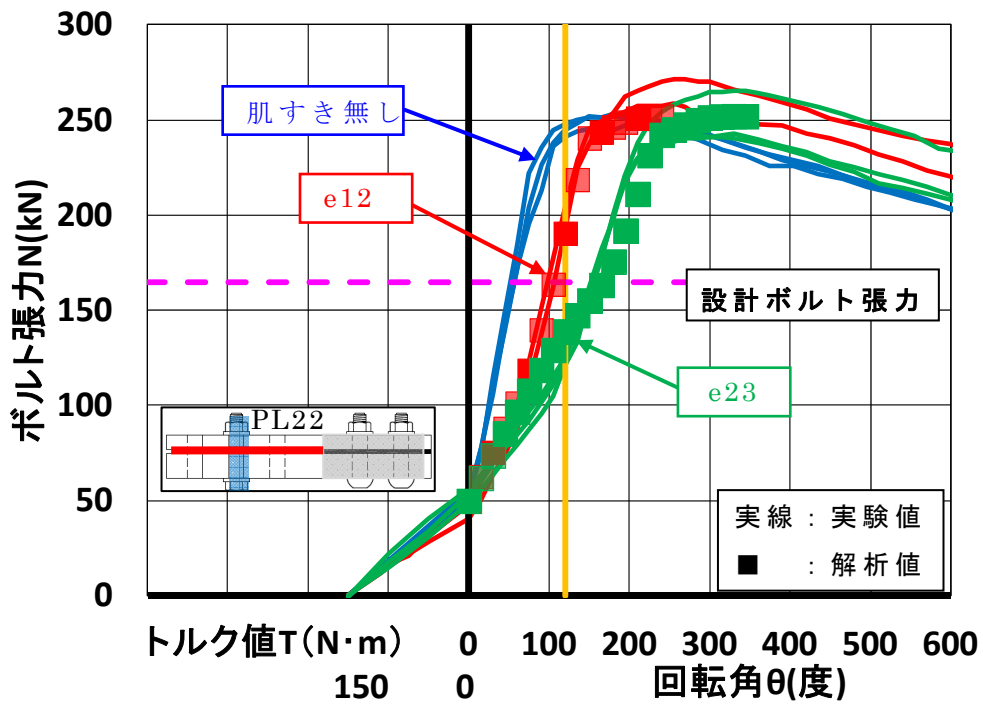
v) < 3 孔試験体, 第 1 孔ボルト位置, 添板 12mm >  
 図 3. 5 ナット回転角とボルト張力の関係 (M20)



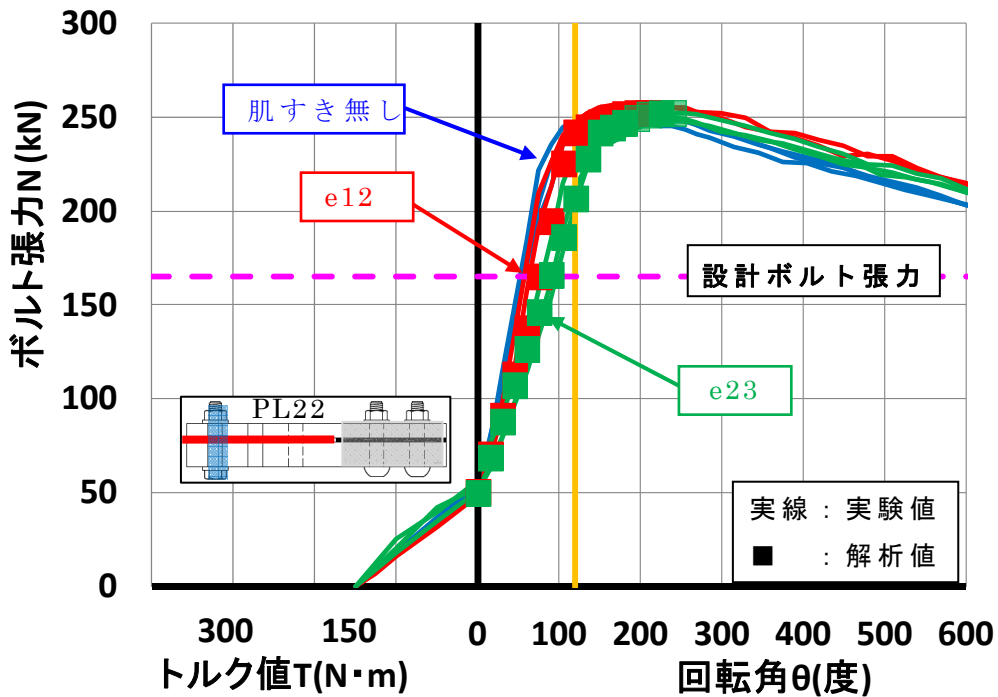
vi) < 3 孔試験体, 第 1 孔ボルト位置, 添板 22mm >  
 図 3. 5 ナット回転角とボルト張力の関係 (M20)



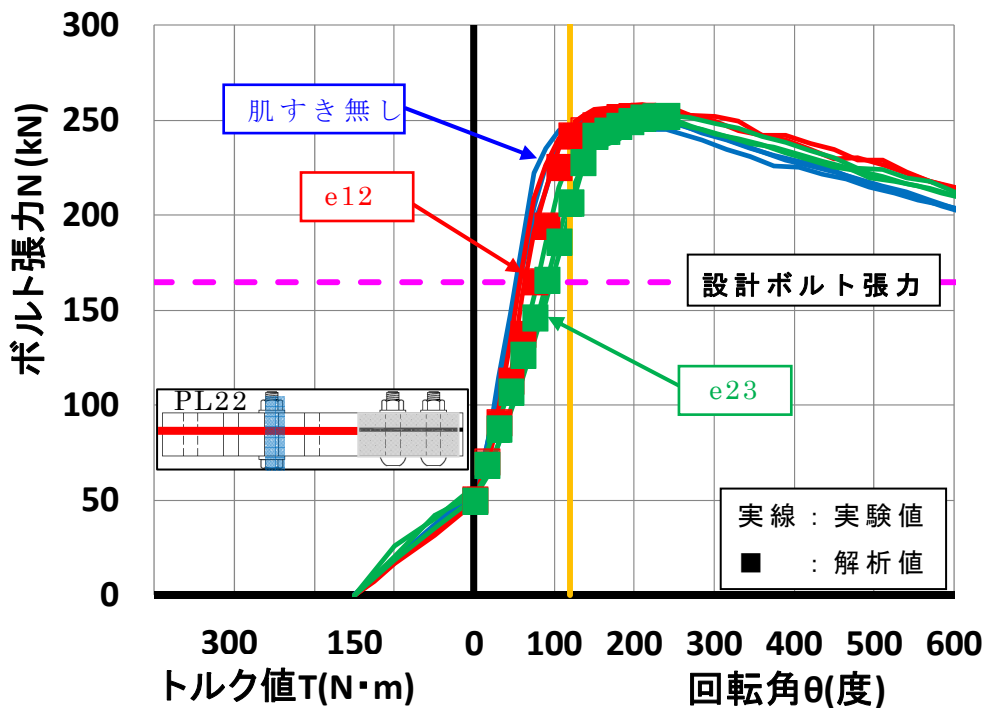
vii) < 3 孔試験体, 第 2 孔ボルト位置, 添板 12mm >  
 図 3. 5 ナット回転角とボルト張力の関係 (M20)



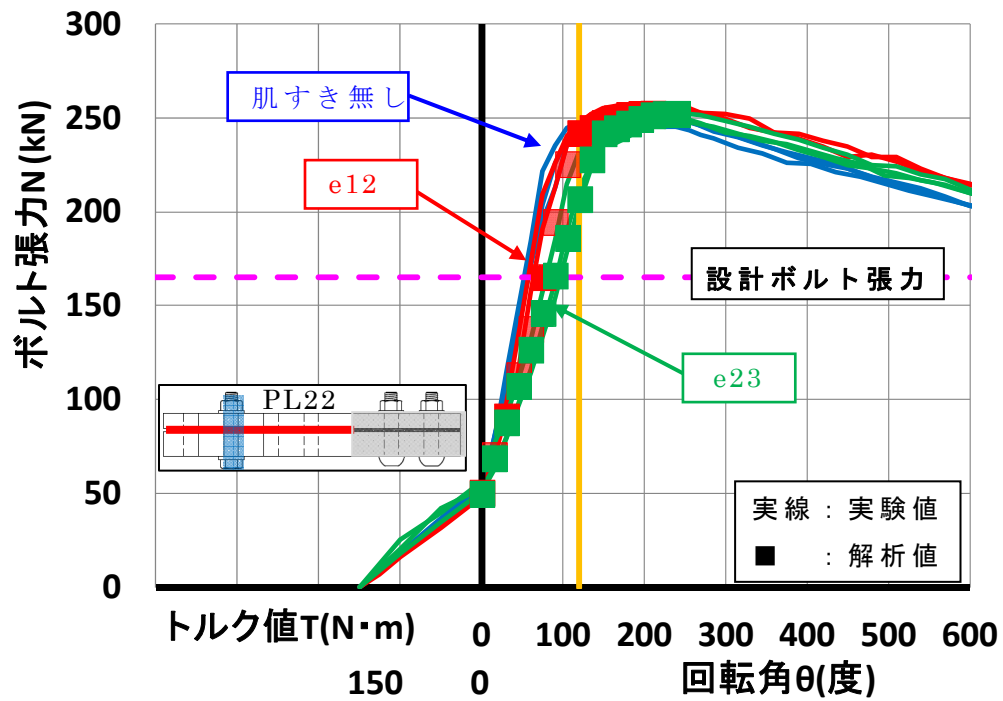
viii) < 3 孔試験体, 第 2 孔ボルト位置, 添板 22mm >  
 図 3. 5 ナット回転角とボルト張力の関係 (M20)



ix) < 3 孔試験体, 第 3 孔ボルト位置, 添板 22mm >  
 図 3. 5 ナット回転角とボルト張力の関係 (M20)

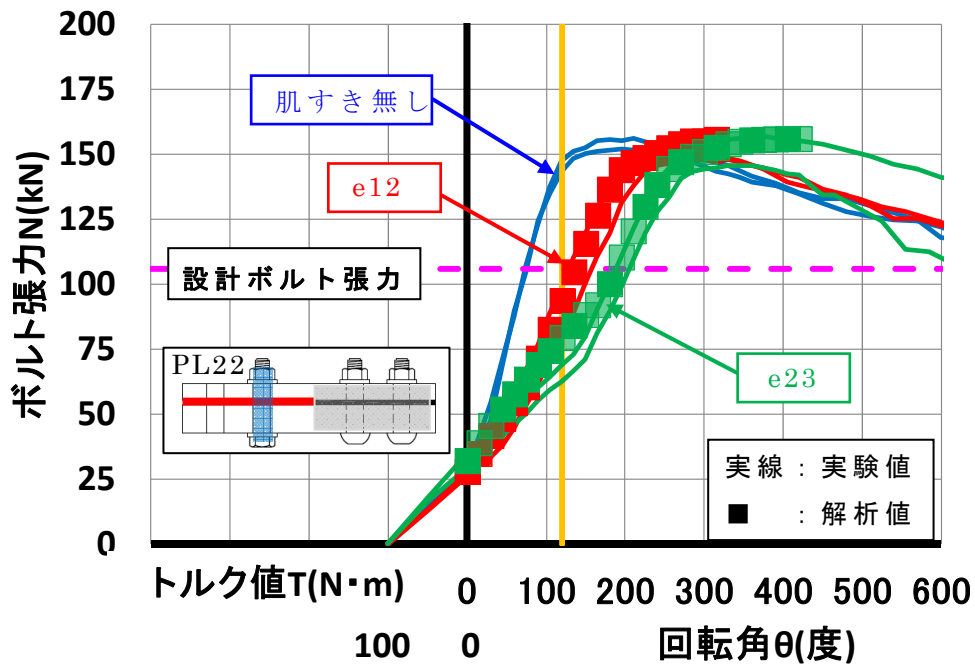


x) < 4 孔試験体, 第 2 孔ボルト位置, 添板 22mm >  
 図 3. 5 ナット回転角とボルト張力の関係 (M20)

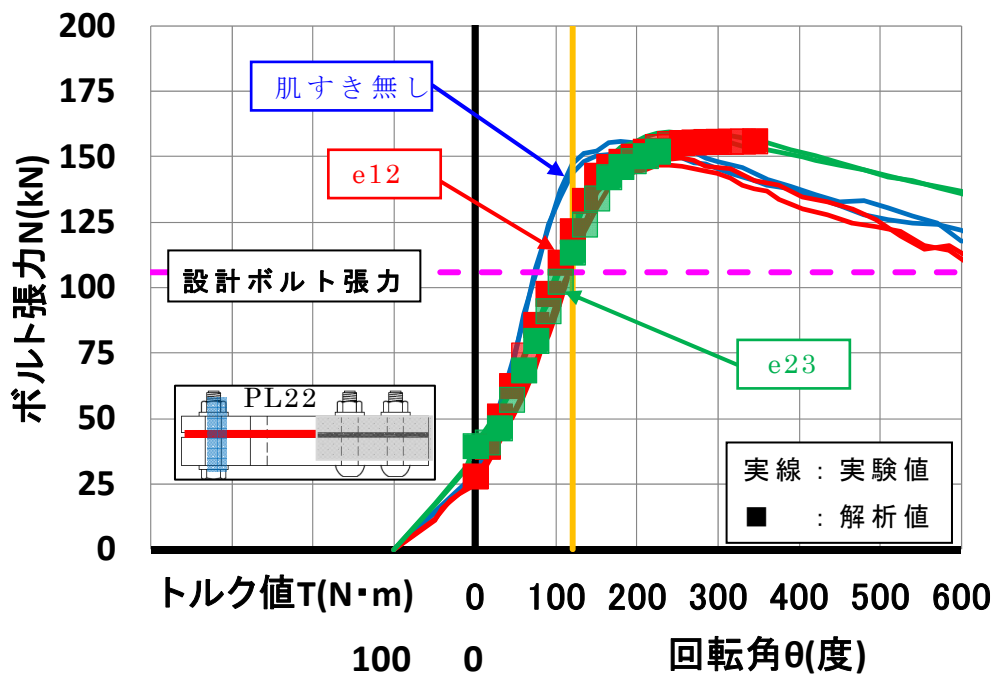


x i ) < 4 孔試験体, 第 3 孔ボルト位置, 添板 22mm >

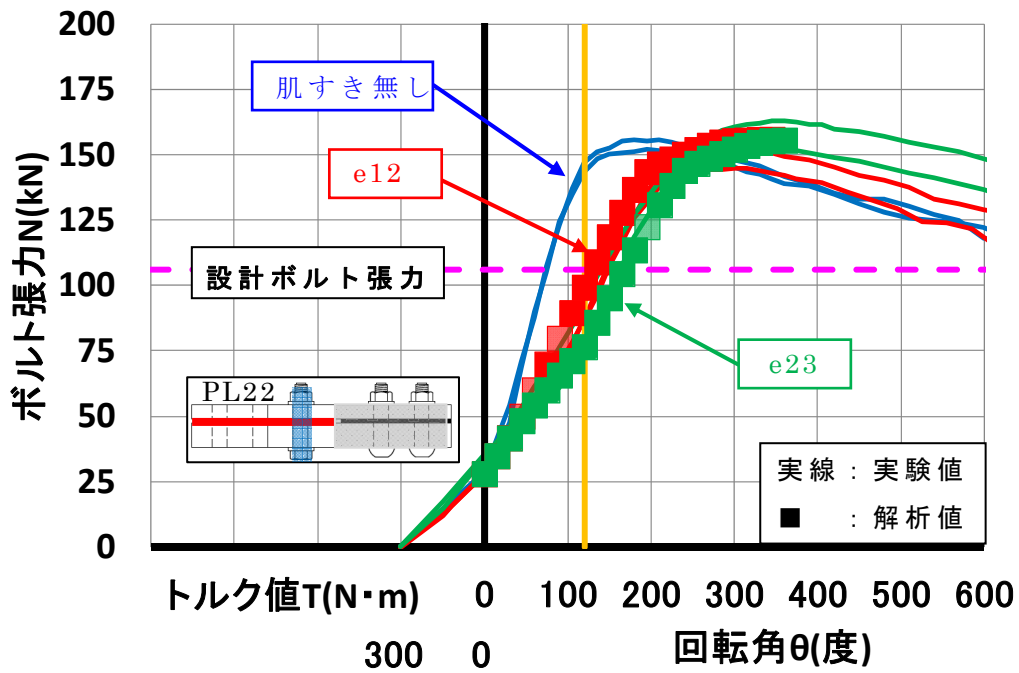
図 3. 5 ナット回転角とボルト張力の関係 (M20)



i) < 2 孔試験体, 第 1 孔ボルト位置, 添板 22mm >  
 図 3. 6 ナット回転角とボルト張力の関係 (M16)

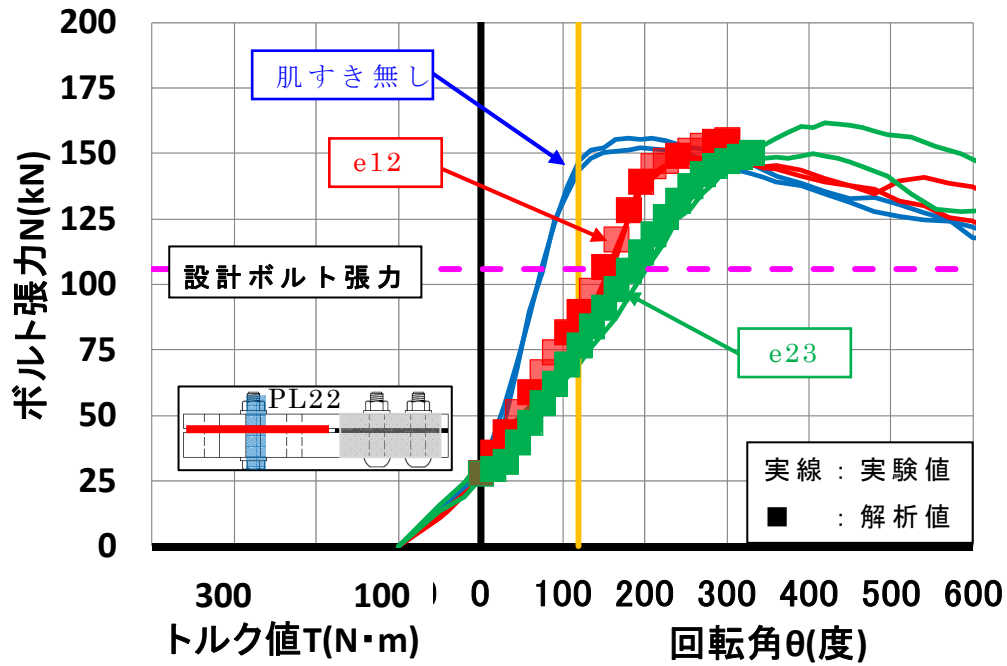


ii) < 2 孔試験体, 第 2 孔ボルト位置, 添板 22mm >  
 図 3. 6 ナット回転角とボルト張力の関係 (M16)



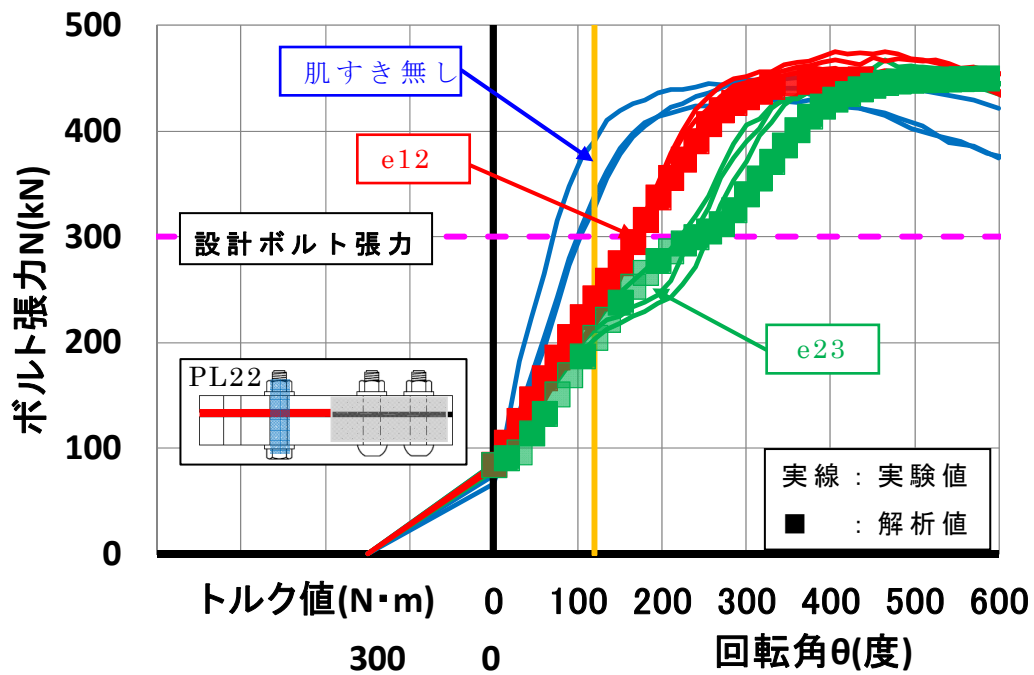
iii) < 3 孔試験体, 第 1 孔ボルト位置, 添板 22mm >

図 3. 6 ナット回転角とボルト張力の関係 (M16)

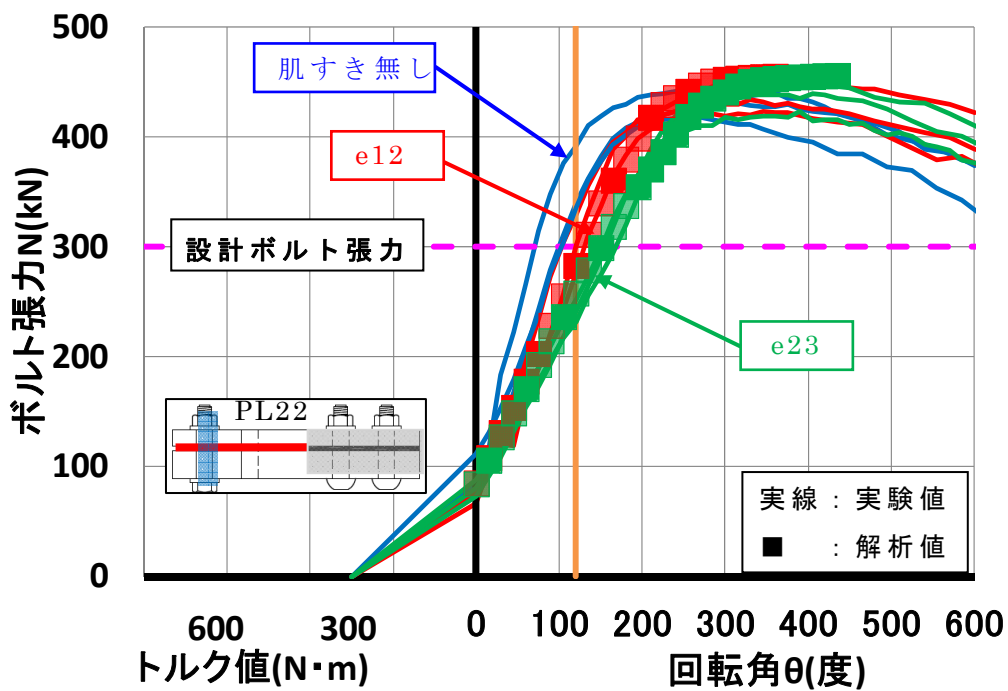


iv) < 3 孔試験体, 第 2 孔ボルト位置, 添板 22mm >

図 3. 6 ナット回転角とボルト張力の関係 (M16)

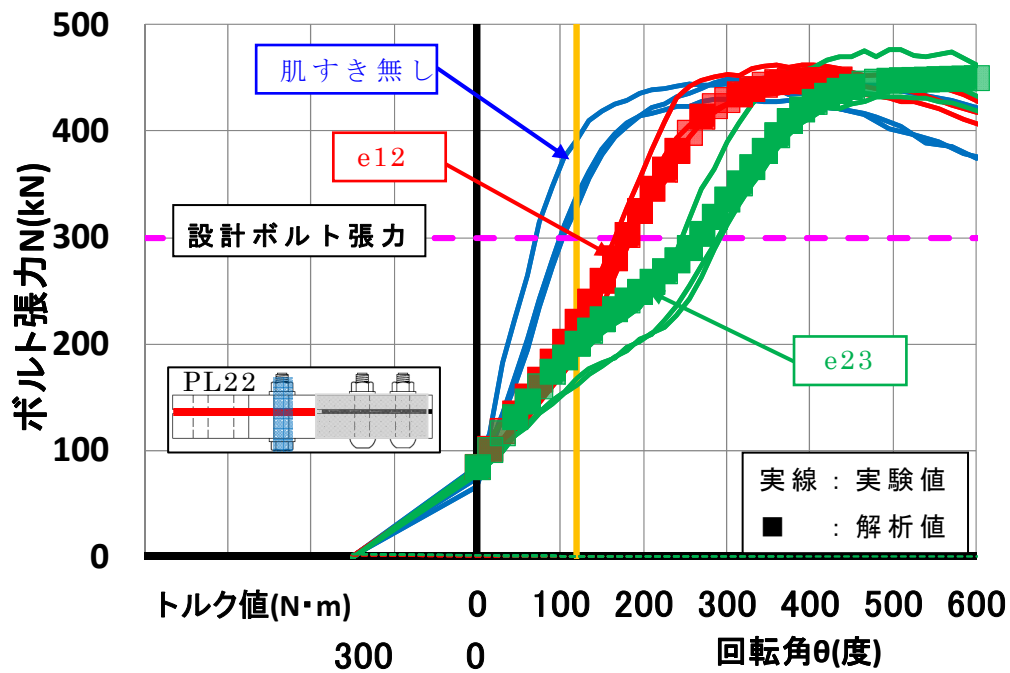


i) <2孔試験体, 第1孔ボルト位置, 添板 22mm>  
 図 3. 7 ナット回転角とボルト張力の関係 (M22)

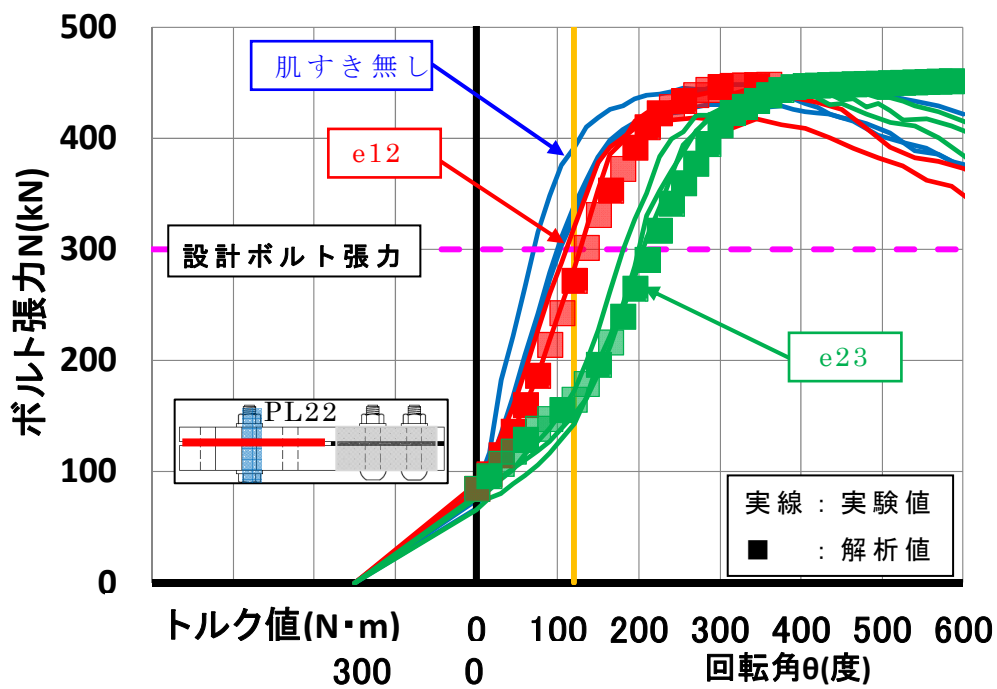


ii) <2孔試験体, 第2孔ボルト位置, 添板 22mm>  
 図 3. 7 ナット回転角とボルト張力の関係 (M22)

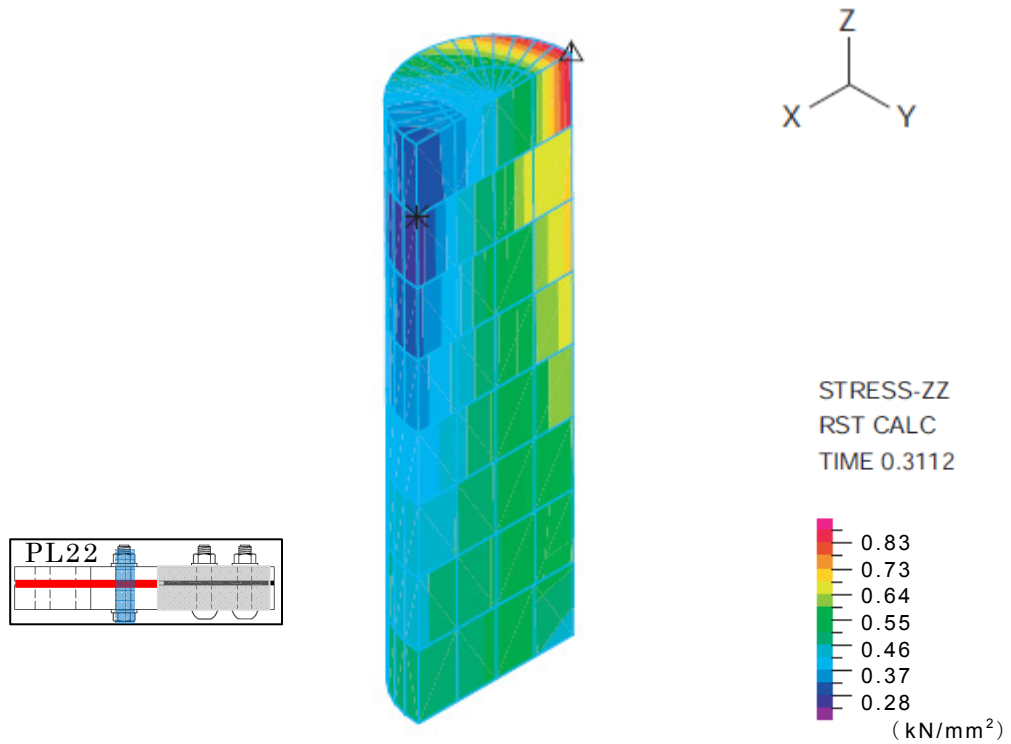




iii) < 3 孔試験体, 第 1 孔ボルト位置, 添板 22mm >  
 図 3. 7 ナット回転角とボルト張力の関係 (M22)



iv) < 3 孔試験体, 第 2 孔ボルト位置, 添板 22mm >  
 図 3. 7 ナット回転角とボルト張力の関係 (M22)



＜肌すき 2.3mm, 3 孔試験体, 第 1 孔ボルト位置, 添板 22mm＞

図 3. 8 ボルト軸部の Z 方向応力度分布 (M20, ナット回転角 120° )

### 3. 2. 3 片面肌すきボルト 2 本の解析結果および考察

ボルト 2 本をナット回転角制御で締付けた場合に本論の解析法を適用してナット回転角  $\theta_1$  ( $120^\circ$ ) のときボルト張力解析値 (calN<sub>120</sub>) を算定したボルト呼び径 M20 の結果を図 3. 9 の i) ~ iii) に M16 の結果を図 3. 10 の i) ~ iii) に M22 の結果を図 3. 11 の i) ~ iii) に ■ で示す。この図はボルト締付手順におけるボルト相互の干渉によるボルト張力 (N) の変動を表したもので、図中の横軸はボルトの締付手順を縦軸はボルト張力 (N) を示している。なお、実験値は ● で併記する。

ボルト締付手順におけるボルト張力解析値 (calN<sub>120</sub>) の変動を実験で検証した結果を以下に示す。

#### 【ボルト呼び径 M20 の場合】

- ① ボルト相互をの干渉によるボルト張力 (N) の変動は添板が厚くなるほど変動が大きくなり、ボルト張力 (N) が低下した。これは、隣接するボルトを締付けたときにボルト締付位置に残る肌すきを埋めることにより、ボルトの伸びが戻るためである。この添板厚の違いによるボルト張力解析値 (calN<sub>120</sub>) の変動は実験が良く一致した。(図 3. 9 の i) と ii) の比較)
- ② 添板 (t) が厚い場合でも内側縁端距離 (L) を大きくすると、ボルト相互の干渉によるボルト張力 (N) の変動は小さくなった。これは、内側縁端距離 (L) を大きくすることで添板の曲げ剛性が小さくなるためである。この内側縁端距離 (L) を変動させたボルト張力解析値 (calN<sub>120</sub>) は実験が良く一致した。(図 3. 9 の ii) と iii) の比較)
- ③ 添板 (t) が厚く、内側縁端距離 (L) が小さい場合には、肌すきが 1mm の場合でも設計ボルト張力 (N<sub>0</sub>) を確保できない恐れがある。(図 3. 9 の ii))

#### 【ボルト呼び径 M16 の場合】

- ① ボルト相互を締付けた場合のボルト張力 (N) の変動は肌すき量 (e) が大きくなるほど大きくなり、ボルト張力 (N) が低下した。この肌すき量の違いによるボルト張力解析値 (calN<sub>120</sub>) の変動は実験が良く一致した。(図 3. 10 の i) と iii) の比較)
- ② ボルト呼び径 M16 の場合には内側縁端距離を大きくしてもボルト張力 (N) の変動に有意差は見られなかった。このことは、1 次締め後のボルト張力の違いによるものと考えられる。(図 3. 10 の i) と ii))

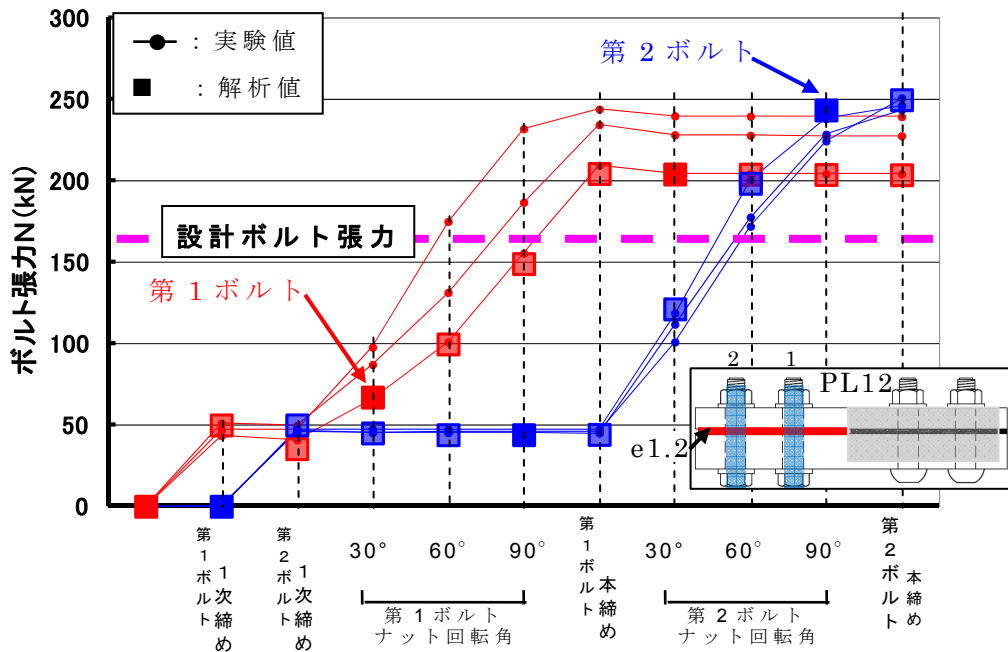
の比較)

- ③ ボルト呼び径 M16 で肌すきが 1mm ある場合には, 第 1, 第 2 ボルト共に設計ボルト ( $N_0$ ) を下回る恐れがある。(図 3. 10 の i) と ii))

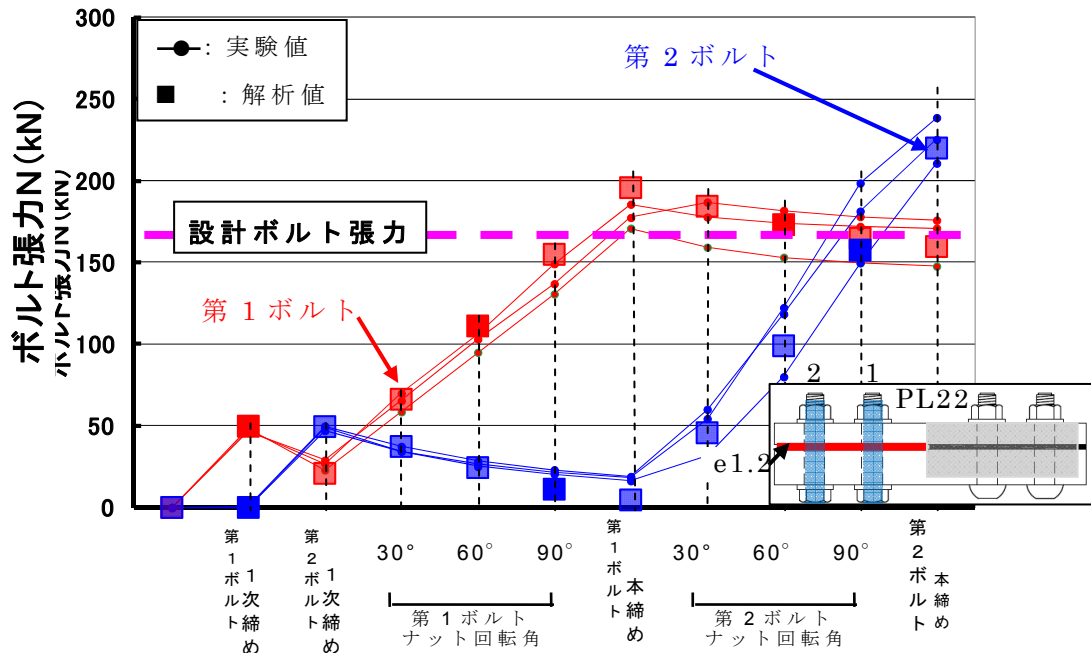
**【ボルト呼び径 M22 の場合】**

- ① 肌すき量 ( $e$ ) が大きくなるほどボルト相互の干渉によるボルト張力 ( $N$ ) の変動が大きくなり, ボルト張力 ( $N$ ) が低下した。この肌すきの違いによるボルト張力解析値 ( $calN_{120}$ ) の変動は実験で一致した。(図 3. 11 の i) と ii) の比較)
- ② 内側縁端距離 ( $L$ ) を大きくした場合のボルト相互の干渉によるボルト張力 ( $N$ ) の変動は小さくなる。この内側縁端距離 ( $L$ ) を変動させた場合のボルト張力解析値 ( $calN_{120}$ ) は実験で良く一致した。(図 3. 9 の i) と ii) の比較)
- ③ ボルト張力 ( $N$ ) の大きい M22 の場合でも肌すき量が 1mm あると設計ボルト張力 ( $N_0$ ) を確保できない恐れがある。(図 3. 11 の i) と ii) 参照)

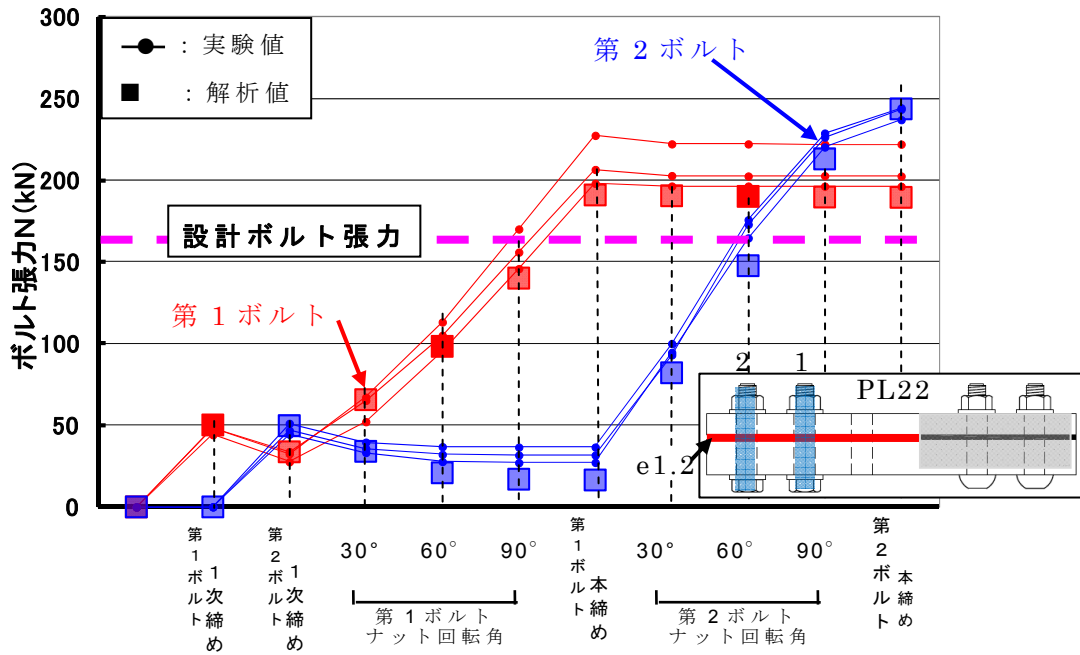
以上のことから, 本論の解析法を適用して算定した, 肌すきのある接合部でボルト 2 本をナット回転角制御 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合にボルト相互の干渉によるボルト張力 ( $N$ ) の変動は, ボルト呼び径, 肌すき量 ( $e$ ), 添板厚 ( $t$ ), ボルト配置を影響因子として変動させた全ての条件で適切であると言える。



i) < 2 孔試験体，第 1，2 孔ボルト位置，片面肌すき 1.2mm，添板 12mm >  
 図 3. 9 ボルト張力の変動 (M20)

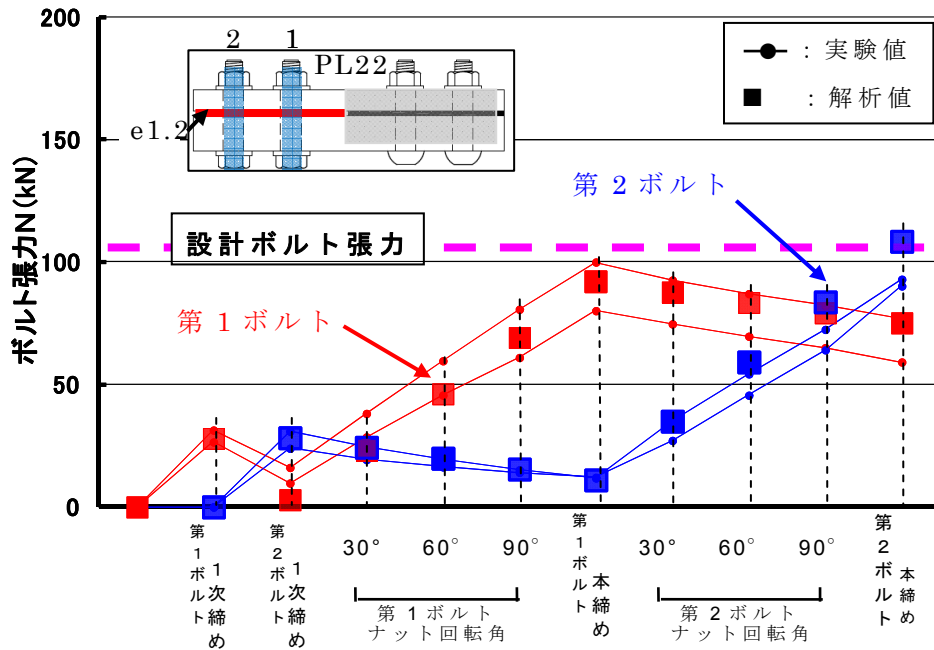


ii) < 2 孔試験体，第 1，2 孔ボルト位置，片面肌すき 1.2mm，添板 22mm >  
 図 3. 9 ボルト張力の変動 (M20)

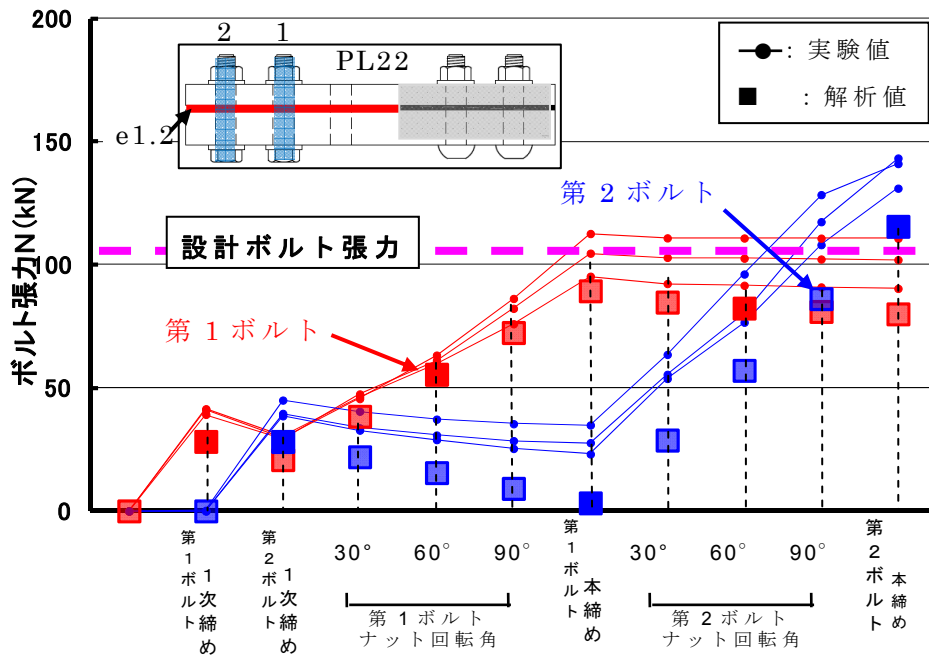


iii) < 3孔試験体, 第2, 3孔ボルト位置, 片面肌すき 1.2mm, 添板 22mm >

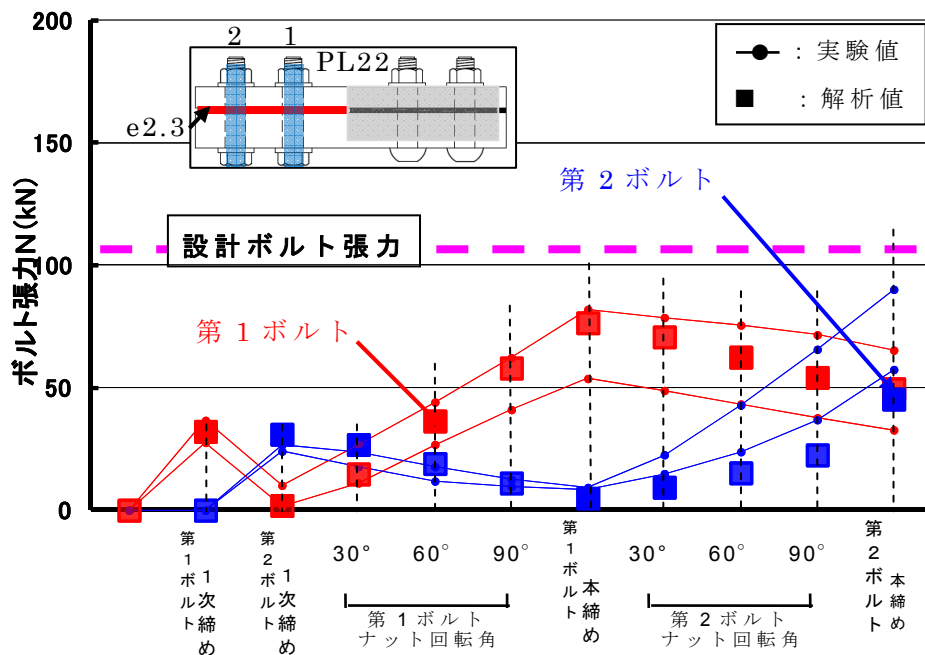
図 3. 9 ボルト張力の変動 (M20)



i) < 2 孔試験体, 第 1, 2 孔ボルト位置, 片面肌すき 1.2mm, 添板 22mm >  
 図 3. 10 ボルト張力の変動 (M16)



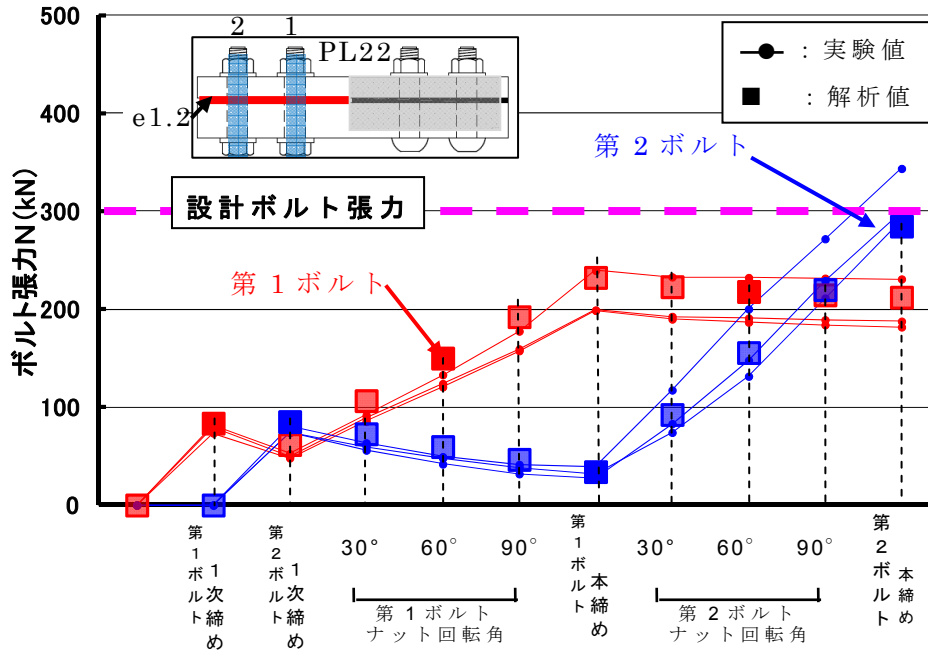
ii) < 3 孔試験体, 第 2, 3 孔ボルト位置, 片面肌すき 1.2mm, 添板 22mm >  
 図 3. 10 ボルト張力の変動 (M16)



iii) < 2孔試験体, 第1, 2孔ボルト位置, 片面肌すき 2.3mm, 添板 22mm >

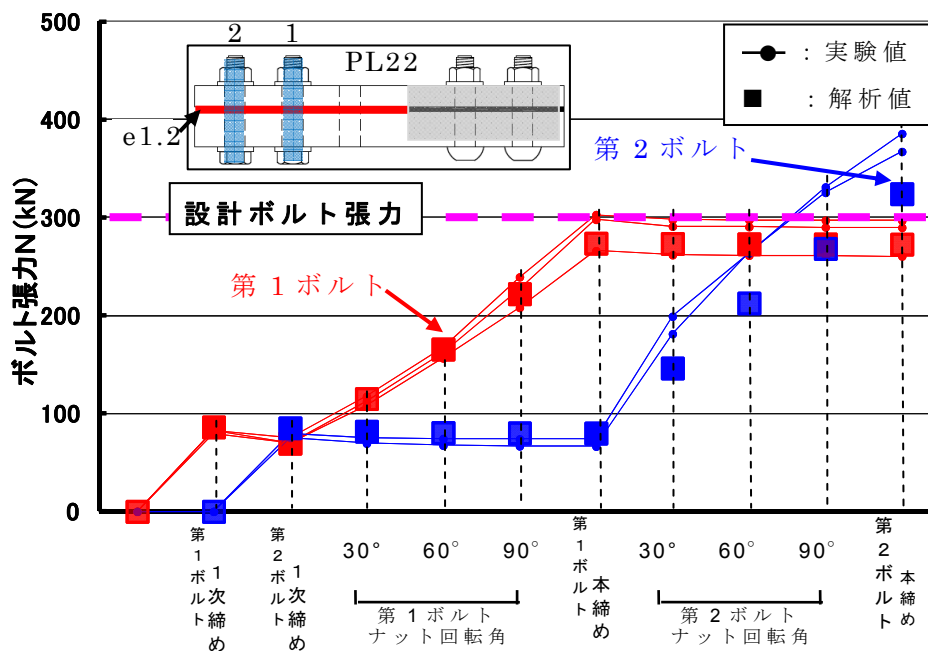
図 3. 10 ボルト張力の変動 (M16)





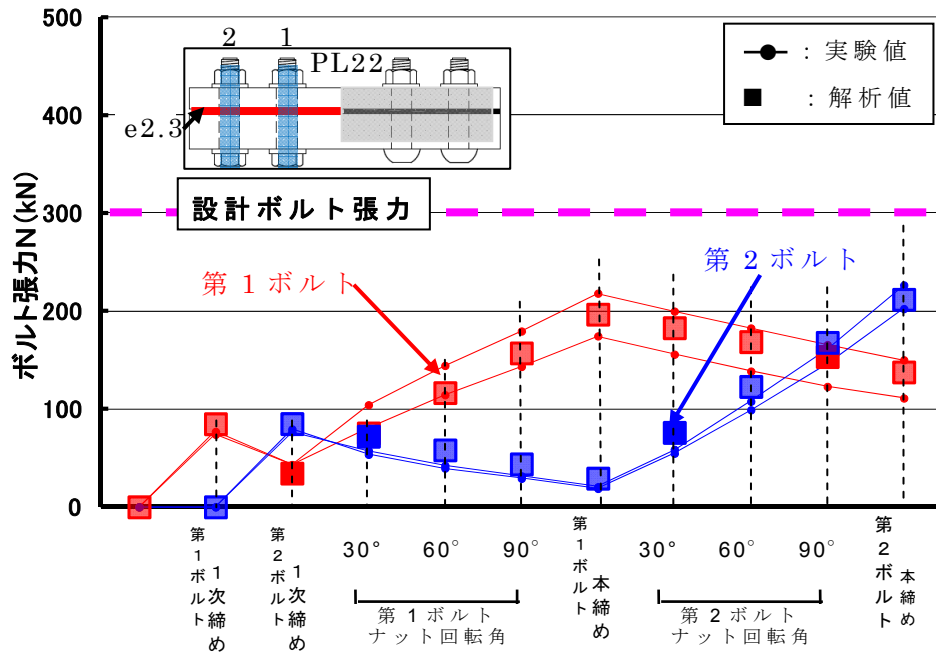
i) < 2 孔試験体, 第 1, 2 孔ボルト位置, 片面肌すき 1.2mm, 添板 22mm >

図 3. 11 ボルト張力の変動 (M22)



ii) < 3 孔試験体, 第 2, 3 孔ボルト位置, 片面肌すき 1.2mm, 添板 22mm >

図 3. 11 ボルト張力の変動 (M22)



iii) < 2孔試験体, 第1, 2孔ボルト位置, 片面肌すき 2.3mm, 添板 22mm >  
 図 3. 11 ボルト張力の変動 (M22)

### 3. 2. 4 両面肌すき解析結果および考察

本項では，両面肌すき  $1.2\text{mm}+1.2\text{mm}$  のある接合部をナット回転角制御でボルト 1 本締付けた場合に本論の解析法を適用してナット回転角とボルト張力 (N) の関係を算定した結果を ■印で図 3. 12 の i) と ii) に示す。図中の横軸は 1 次締めトルク値 (マイナス側) とナット回転角 (プラス側) で，横軸はボルト張力 (N) である。なお，図中には解析と同じ両面肌すき  $1.2\text{mm}+1.2\text{mm}$  の実験結果を赤の実線で，肌すき量の和がほぼ同じ片面肌すき  $2.3\text{mm}+0\text{mm}$  の実験結果を赤の破線で併記している。

また，両面肌すきを  $1.2\text{mm}+1.2\text{mm}$  のある接合部でボルト 2 本をナット回転角制御で基準ナット回転角  $\theta_1$  まで締付けた場合のボルト相互の締付けによるボルト張力解析値 ( $\text{calN}_{120}$ ) の変動を ■印で図 3. 13 に示している。図中の横軸はボルト締付手順を，縦軸はボルト張力 (N) である。なお，実験値は ● で併記している。

図 3. 12～図 3. 13 に基づいて解析結果を実験で検証した結果を以下に示す。

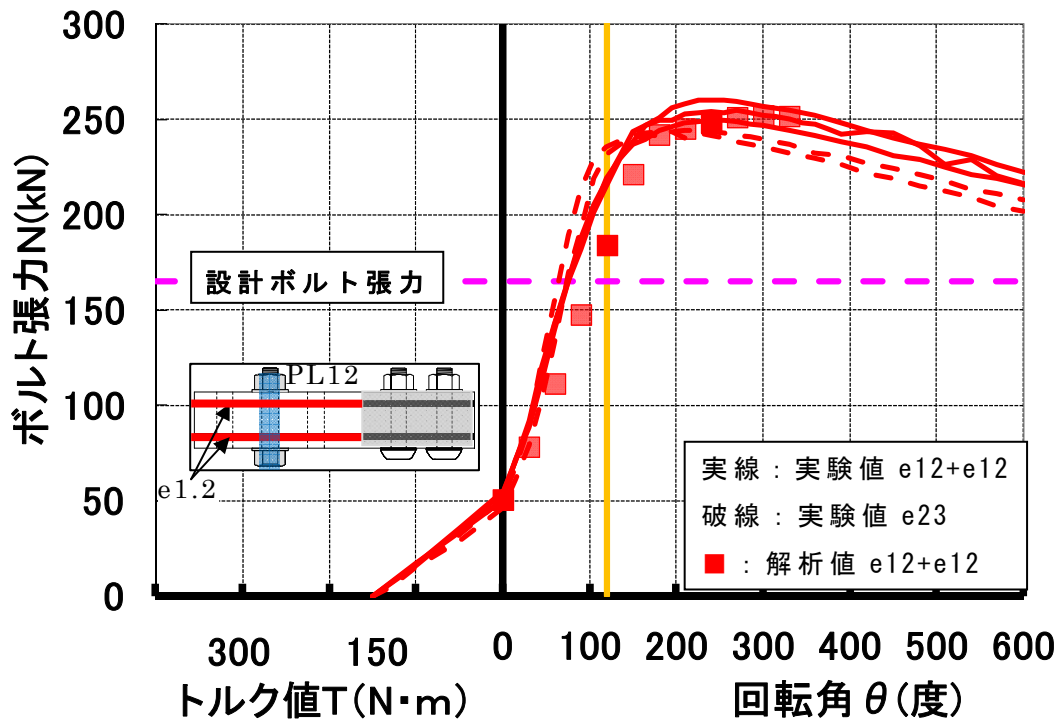
#### 【ボルト 1 本締付け】

- ① 添板厚 (t) が厚くなると添板の曲げ剛性が大きくなりボルト張力 (N) が低下した。この添板厚 (t) の違いによるナット回転角とボルト張力解析値 ( $\text{calN}$ ) は実験で一致した。(図 3. 12 の i) と ii) の比較)
- ② 添板厚が同じで肌すき量の和がほぼ同じ両面肌すき  $1.2\text{mm}+1.2\text{mm}$  と片面肌すき  $2.3\text{mm}+0\text{mm}$  の接合部をナット回転角制御で締付けた場合のナット回転角とボルト張力 (N) の関係はほぼ同じ結果となった。これは，添板の曲げ剛性の影響があるもののナットの歩む量が同じためと考えられる。この肌すき面の違いによるボルト張力解析値 ( $\text{calN}$ ) は実験で一致した。(図 3. 12 の i) と ii))

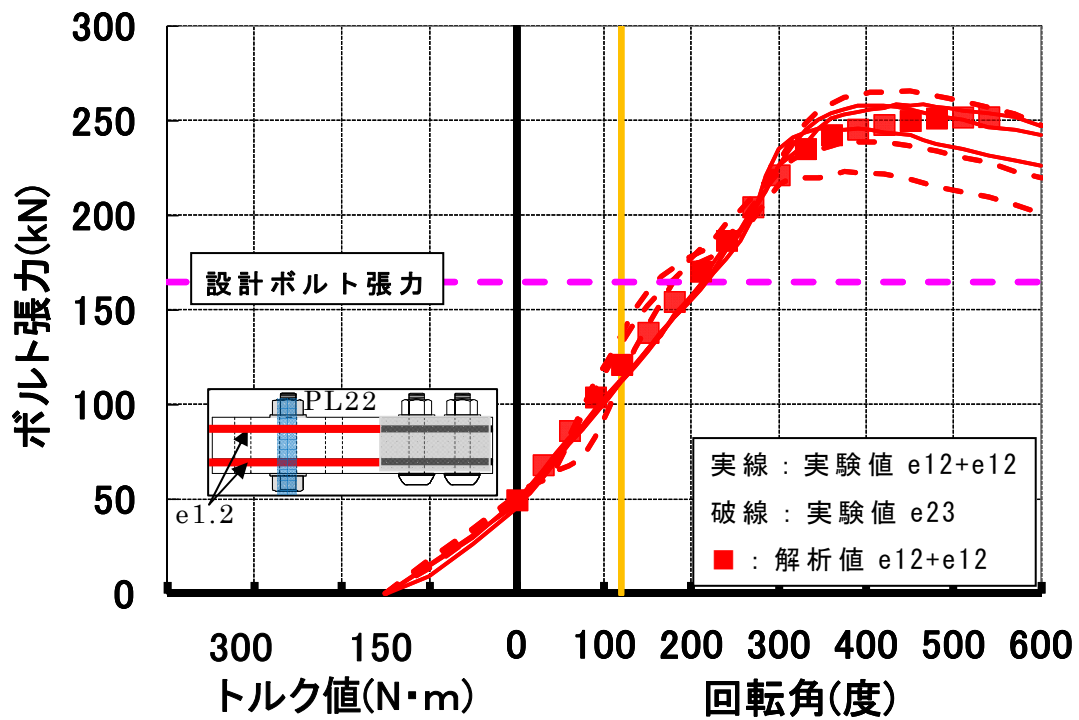
#### 【ボルト 2 本締付け】

- ① 両面肌すき (e+e) のある接合部でボルト 2 本をナット回転角制御で締付けた場合のボルト相互の干渉によるボルト張力 (N) の変動は片面肌すき (e+0) の場合より大きくなる。この肌すき面の違いによるボルト張力解析値 ( $\text{calN}_{120}$ ) の変動は実験で一致した。(図 3. 13)

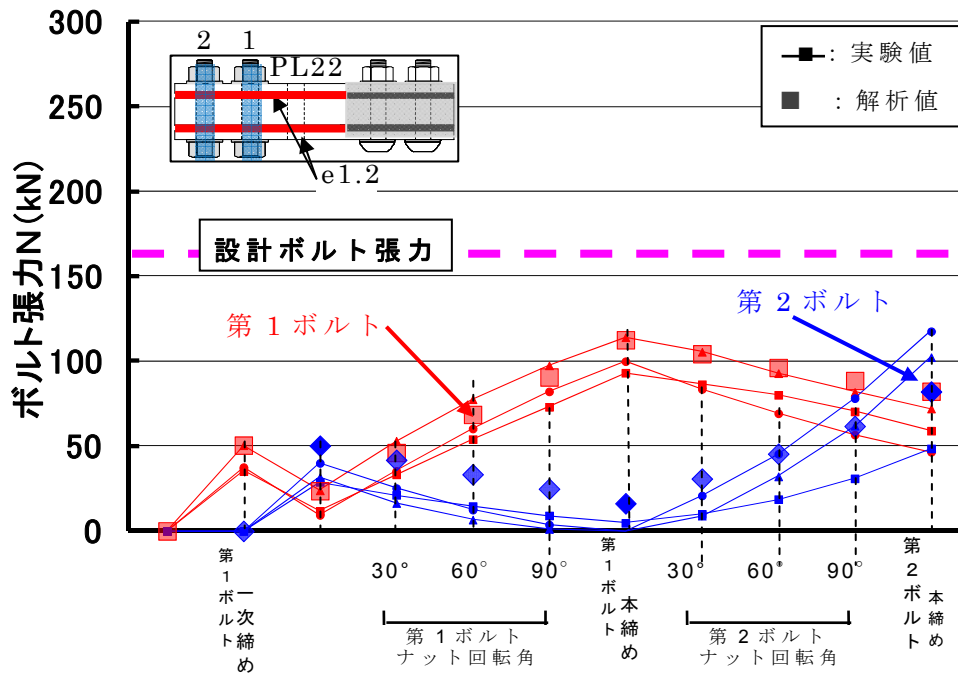
以上のことから，本論の解析法は肌すき面の数によらずナット回転角制御で締付けた場合のナット回転角とボルト張力 (N) の関係を正確に求めることができると言える。



i) <3孔試験体, 第2孔ボルト位置, 両面肌すき 1.2mm, 添板 12mm>  
 図 3. 12 ナット回転角とボルト張力の関係 (M20)



ii) <3孔試験体, 第2孔ボルト位置, 両面肌すき 1.2mm, 添板 22mm>  
 図 3. 12 ナット回転角とボルト張力の関係 (M20)



< 3孔試験体，第2，3孔ボルト位置，両面肌すき 1.2mm，添板 22mm >

図 3. 13 ボルト張力の変動 (M20)

### 3. 3 基準ナット回転法のすべり耐力

本節では，肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部を規定のトルク値 ( $T_1$ ) で1次締め後にナットを  $\theta_1$  ( $120^\circ$ ) 回す基準ナット回転法で締付ける場合に本論の解析法を適用して，影響因子を変動させた接触圧 (C)を算定する。この解析値は各影響因子を変動させた解析条件に整合する実験で検証することで，本論の解析法の妥当性を実証する。

先ず，両面肌すき (e+e) のある接合部を対象に，肌すき量 (e)，添板厚 (t)，ボルト本数，内側縁端距離 (L)，余長 (Y) を影響因子として接触圧(C)を算定する。この解析値はそれぞれの影響因子に整合する実験のすべり耐力で検証する。(3. 3. 1)

次に，片面肌すき (e+0) のある接合部の接触圧(C)を両面肌すき (e+e) の解析値を利用して算定する。この解析値は影響因子の変動と同一条件の実験で検証する。(3. 3. 2)

#### 3. 3. 1 両面肌すきのすべり耐力

両面肌すき (e+e) のある接合部に本論の解析法を適用して影響因子を変動させた有限要素法解析を行い，基準ナット回転法 ( $T_1$ ,  $\theta_1$ ) で締付けた場合の接触圧 (C) を算定しすべり耐力 (Ps) の評価を行う。このすべり耐力解析値 (calPs) は変動させた各影響因子に対応する同一条件の実験で検証する。なお，ここでの高力ボルトは F10T, M20 を対象としている。

### 3. 3. 1 (a) 実験概要

両面肌すき ( $e+e$ ) のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合のすべり耐力 ( $P_s$ ) を算定する実験の概要を以下に示す。

#### 【影響因子】

解析の影響因子は肌すき量 ( $e$ )、添板厚 ( $t$ )、ボルト本数、内側縁端距離 ( $L$ )、余長 ( $Y$ ) である。それぞれの影響因子の変数を表 3. 3 に示す。また、ボルト本数ごとにボルトの締付位置を変えることで、内側縁端距離 ( $Y$ ) と余長 ( $Y$ ) を変動させている。このボルト配置は前章 2. 6. 1 項の図 2. 19 に示す通りである。

#### 【試験体形状】

検証する実験の試験体形状は、前章 2. 6. 1 項で詳述した図 2. 18 に示す二面せん断型のすべり試験体である。フィラープレートの厚さ、添板厚、ボルト本数、ボルト締付位置を変えることで、肌すき量 ( $e$ )、添板の曲げ剛性、内側縁端距離 ( $L$ ) を変化させた。なお、試験体は、全て同一条件で 3 体ずつである。

#### 【摩擦接合面の表面処理】

摩擦接合面の表面処理方法は、前章 2. 6. 2 項で詳述した通りのグリットブラスト処理を行うことで、粗さを均一にした。表面処理後 1 週間以内にすべり耐力実験を行い、その間は摩擦面をラップ巻きにて養生して同一状態を保つよう配慮した。

#### 【実験方法】

ボルト締付順序は固定側を本締めまで行った後、試験側の固定側に近い第 1 ボルトから順に全ボルトに規定の 1 次締めトルク ( $T_1$ ) で 1 次締め後に、同じ順序でナットをナット回転角  $\theta_1$  ( $120^\circ$ ) 回転させた。

载荷は、3,000kN 容量のアムスラー型試験機を用いて単調引張試験を行い、すべりを発生させた後、破壊に至らしめた。载荷中は、ボルト軸部に貼付した歪の値、すべり変位、荷重、終局耐力を計測した。また、圧力測定フィルム (プレスケール中圧用) を用いて母材摩擦接合面の接触圧分布を確認する実験も行った。

なお、表 3. 4 に実験に用いた高力ボルトの機械的性質を、表 3. 5 に鋼板の機械的性質を示す。それぞれ、JIS の規格に適合したものであった。

表 3. 3 影響因子とその変数

ボルト径: M (mm)	肌すき: e (mm)	側板厚: P (mm)	ボルト本数: B (本)	一次締トルク値: T (N・m)	内側縁端距離: L (mm)	余長: Y (mm)
20	0	12	1	T1:150	60 120	40
	1.2	22	2			100
	2.3		3			160

表 3. 4 高力ボルトの機械的性質

等級	ボルト径	首下長さ (mm)	試験片形状	耐力 (N/mm <sup>2</sup> )	引張強さ (N/mm <sup>2</sup> )	伸び (%)	絞り (%)
F10T	M16	90	JIS4号	1041	1092	18	68
		110		1022	1071	20	70
	M20	85		1050	1098	18	44
		95		1038	1099	20	43
		115		1060	1096	19	43
F14T相当	M22	105		1339	1438	15	44
		125		1335	1439	14	44

表 3. 5 鋼板の機械的性質

板厚	材質	試験片形状	降伏点 (N/mm <sup>2</sup> )	引張強さ (N/mm <sup>2</sup> )	降伏比 (%)	伸び (%)	適用
12	SS400	JIS1A号	283	408	69	27	添板
22			314	431	73	31	
36	SM490A		343	490	70	32	母材



### 3. 3. 1 (b) 解析結果，実験結果および考察

#### 【解析結果一覧】

両面肌すき (e+e) のある高力ボルト摩擦接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合の解析結果と実験結果を表 3. 6 に示す。実験値はそれぞれ 3 体の平均値である。

表中の記号は以下に示す実験値と解析値を示している。また，※印の数字は表中の項目に対応している

tPs	: すべり耐力実験値 (kN), ※1
tN <sub>120</sub>	: ボルト張力実験値 (kN), ※2
calN <sub>120</sub>	: ボルト張力解析値 (kN) ※3
calC	: 摩擦接合面の接触圧解析値 (kN), ※4
calPs	: すべり耐力解析値 (kN) (calC × $\bar{\mu}_1, \bar{\mu}_2$ ), ※5
calPs/tPs	: すべり耐力解析値の実験値に対する割合, ※6
calR	: 段差端部接触圧解析値 (kN), ※7
calR/Σ calN <sub>120</sub>	: 段差端部接触圧解析値のボルト張力解析値の総和に対する割合, ※8

ここで，前章 2. 6. 2 で詳述したように解析で求めたすべり耐力 (calPs) は基準とする肌すきの無い試験体のすべり係数平均値  $\bar{\mu}$  を用いて算出した。なお，実験を行った時期が異なるため，肌すき 1.2mm が  $\bar{\mu}_1=0.55$ ，肌すき 2.3mm が  $\bar{\mu}_2=0.63$  となる。

この解析結果一覧を考察すると以下となる

- ①ボルト張力解析値 (calN<sub>120</sub>) は影響因子を変動させたすべての条件で実験値 (tN<sub>120</sub>) が概ね一致した。(表 3. 6 の※2 と※3 参照)
- ②すべり耐力解析値 (calPs) は肌すき量 (e) が大きく，ボルト本数が少なく，添板が厚い比較的すべり耐力の小さい試験体で，実験値 (tPs) との整合に精度が落ちる傾向が見られた。これは，接触圧 (C) が小さくなることで，実験値のバラツキが大きくなるためと考えられる。ただし，影響因子を変動させた全ての解析値 (calPs) と実験値 (tPs) を比較すると概ね一致している。(表 3. 6 の※1, ※5, ※6 参照)
- ③肌すき量が大きく，添板が厚く，ボルト本数が少ないほどボルト張力 (N) の殆どが段差端部の反力 (R) となる。(表 3. 6 の※7, 8 参照)

表 3. 6 両面肌すきすべり耐力実験解析結果および実験結果

肌すき (mm)	試験体種類		すべり荷重※1 avPs (kN)	ポルト張力 (実験値)※2				導入ポルト張力 (解析値)※3				(解析値) 接触圧※4 aPc (kN)	(解析値) すべり荷重※5 aPs (kN)	aPs/avPs ※6	(解析値) 段差端部接触圧※7 R (kN)	R/ΣaN <sub>z0</sub> ※8			
	本数 (本)	添板厚 (mm)		内側線端 距離 (mm)	第1孔ポルト	第2孔ポルト	第3孔ポルト	第4孔ポルト	第1孔ポルト	第2孔ポルト	第3孔ポルト						第4孔ポルト		
0	2	22	60	487.9	214.4	235.1													
				730.2	211.3	218.6	224.6												
				177.8	124.6	218.5					105.9	184.1							
1.2	1	12	60	53.6	124.6	106.5													
				14.7	126.8	106.5					121.4	101.5							
				263.8	84.2	198.5					107.4	200.0	243.7	268.1	1.02	44.5	0.83	65.4	0.62
1.2	2	22	60	416.1	202.5	188.9													
				72.5	63.3	155.0					82.2	188.9	46.0	50.6	0.70	110.1	0.91	60.9	0.33
				246.5	109.4	183.8					105.0	90.6	168.4	185.2	0.75	35.9	0.76	65.6	0.65
1.2	3	22	60	509.6	118.8	174.2	201.9												
				700.0	225.4	223.5	221.1				105.0	197.9	482.5	530.7	1.04	11.3	0.85	110.1	0.91
				310.5	75.5	81.6	220.7				80.3	85.6	244.3	314.1	1.01	40.5	0.83	62.8	0.20
0	2	22	60	459.5	85.2	211.9	242.8												
				541.6	222.2	227.5					82.2	188.9	168.4	185.2	0.75	35.9	0.76	65.6	0.65
				788.1	203.2	207.5	211.8				105.0	197.9	482.5	530.7	1.04	11.3	0.85	110.1	0.91
2.3	1	22	60	171.9	58.5	204.5													
				1.8	76.0	92.8					80.3	85.6	244.3	314.1	1.01	40.5	0.83	62.8	0.20
				27.2	27.2	92.8					82.2	188.9	168.4	185.2	0.75	35.9	0.76	65.6	0.65
2.3	2	12	60	249.0	43.2	223.1													
				456.2	232.3	228.1					80.3	85.6	244.3	314.1	1.01	40.5	0.83	62.8	0.20
				33.3	28.8	79.5					82.2	188.9	168.4	185.2	0.75	35.9	0.76	65.6	0.65
2.3	3	12	60	157.9	42.2	178.5													
				533.4	51.2	221.0	228.9				80.3	85.6	244.3	314.1	1.01	40.5	0.83	62.8	0.20
				715.4	208.6	222.6	233.9				82.2	188.9	168.4	185.2	0.75	35.9	0.76	65.6	0.65
2.3	3	12	60	134.5	37.0	180.5													
				466.4	29.1	123.7	216.6				80.3	85.6	244.3	314.1	1.01	40.5	0.83	62.8	0.20
				35.7	48.7	107.7					82.2	188.9	168.4	185.2	0.75	35.9	0.76	65.6	0.65
2.3	3	120	60	466.4	29.1	123.7	216.6												
				35.7	48.7	107.7					80.3	85.6	244.3	314.1	1.01	40.5	0.83	62.8	0.20
				71.8	479.5	245.9					82.2	188.9	168.4	185.2	0.75	35.9	0.76	65.6	0.65

### 【ボルト 3 本締付けたボルト張力】

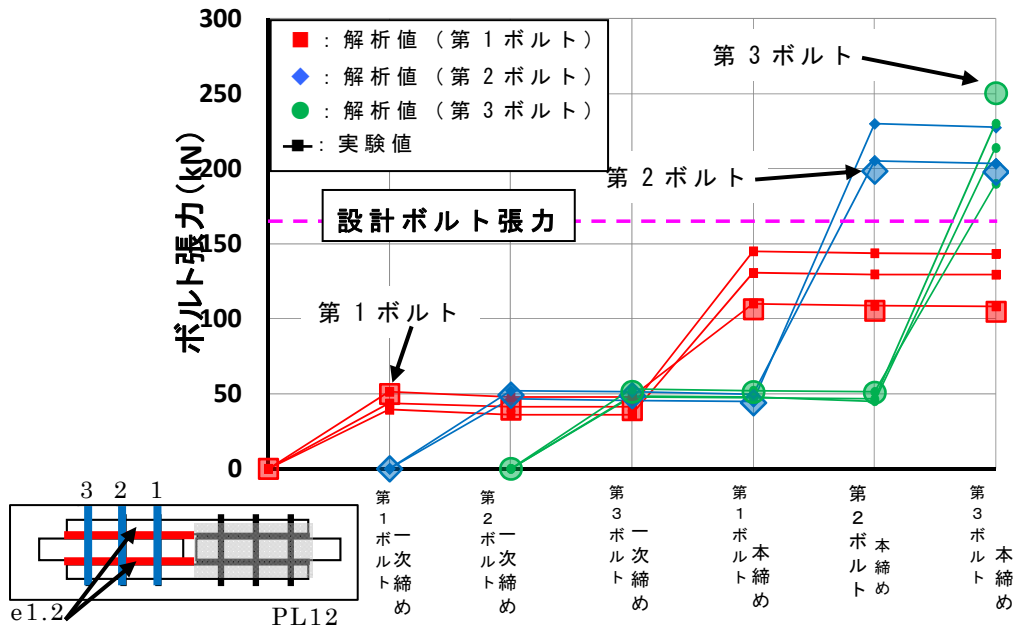
前節 3. 2. 4 項で両面肌すき ( $e+e$ ) のある接合部でボルト 2 本を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合のボルト相互の干渉によるボルト張力 ( $N$ ) の変動を本論の解析法を適用して確認しているの、ここではボルト 3 本締付けた場合のボルト相互の干渉によるボルト張力 ( $N$ ) の変動を検証する。

ボルト 3 本で両面肌すき ( $e+e$ ) のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合のボルト張力 ( $N$ ) の変動の一例を図 3. 14 の i) ~ vi) に示す。図中の縦軸にはボルト張力を横軸にはボルトを第 1 ボルトから順に 1 次締めを行った後に、同じ順序でナットを  $\theta_1$  ( $120^\circ$ ) 回した締付手順を示す。

ボルト 3 本締付けたボルト張力解析値 ( $calN_{120}$ ) を実験値 ( $t N_{120}$ ) 対比して考察した結果を以下に示す。

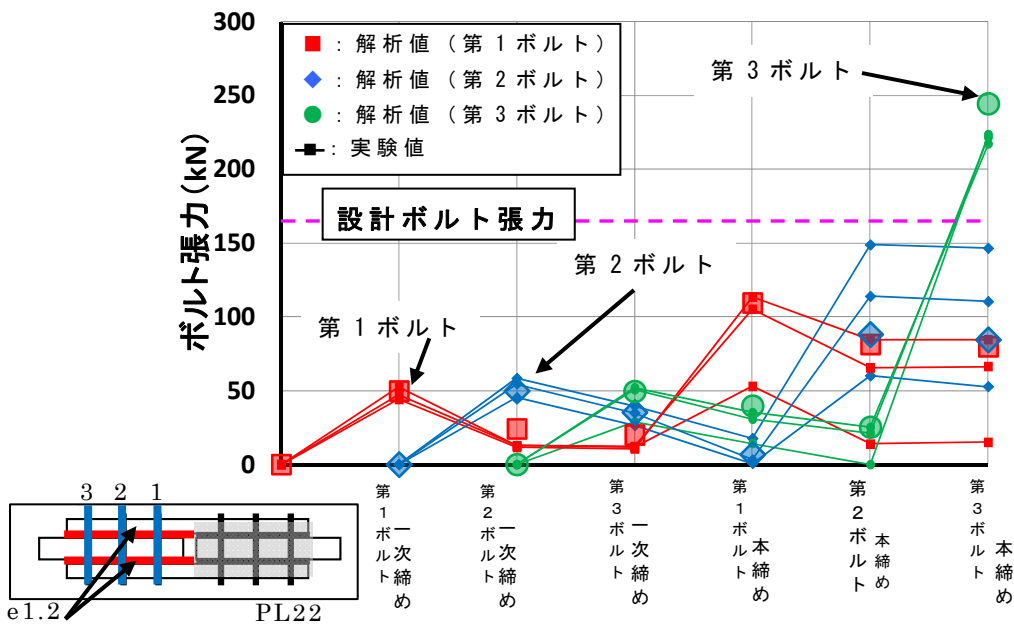
- ① 肌すき量を変動させた場合の第 1 ボルトのボルト張力解析値 ( $calN_{120}$ ) は隣接するボルトを締付けた影響で低下する。肌すき量 2.3mm の場合には 1 次締め後のボルト張力と同等の張力まで低下する。この肌すき量の違いによるボルト張力解析値 ( $calN_{120}$ ) の変動は実験値が一致した。(図 3. 14 の i) と v) の比較)
- ② 添板を厚くすることで第 1 ボルトのボルト張力だけでなく第 2 ボルトのボルト張力も低下する。この添板厚 ( $t$ ) を変動させたボルト張力解析値 ( $calN_{120}$ ) は実験値が一致した。(図 3. 14 の i) と ii) の比較)
- ③ 内側縁端距離 ( $L$ ) を大きくすることで肌すきがある場合でも、第 1 ボルトは設計ボルト張力 ( $N_0$ ) を確保できる。この内側縁端距離 ( $L$ ) を変動させたボルト張力解析値 ( $calN_{120}$ ) は実験値が一致した。(図 3. 14 の i) と iii) の比較)

以上のことから、両面肌すき ( $e+e$ ) のある接合部で複数本の高力ボルトをナット回転角制御で締付けた場合に本論の解析法を適用して算定したボルト相互の干渉によるボルト張力 ( $N$ ) の変動は肌すき量 ( $e$ )、添板厚 ( $t$ )、ボルト配置の影響因子を変えた場合でも正確に求めることができると言える。



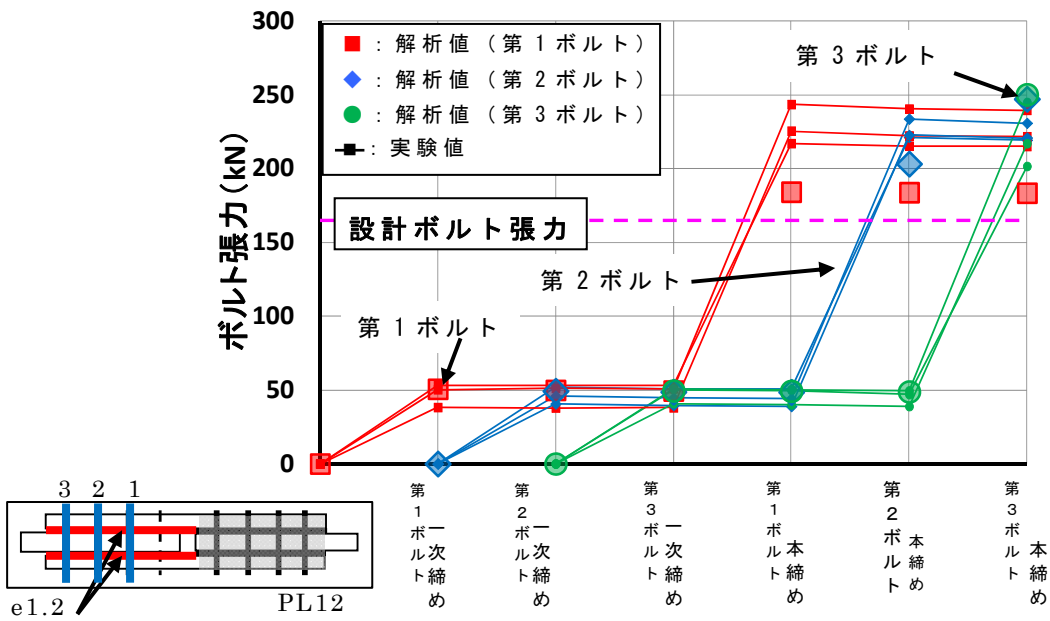
i) <ボルト 3 本締付, 肌すき 1.2 mm, 添板 12 mm, 内側縁端距離 60mm>

図 3. 14 ボルト張力の変動

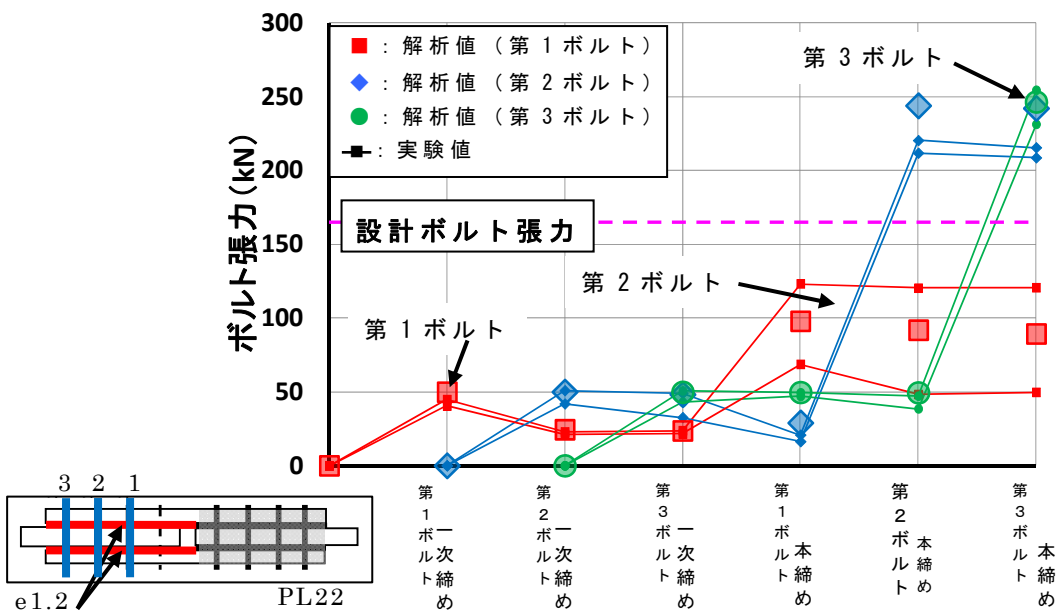


ii) <ボルト 3 本締付, 肌すき 1.2 mm, 添板 22 mm, 内側縁端距離 60mm>

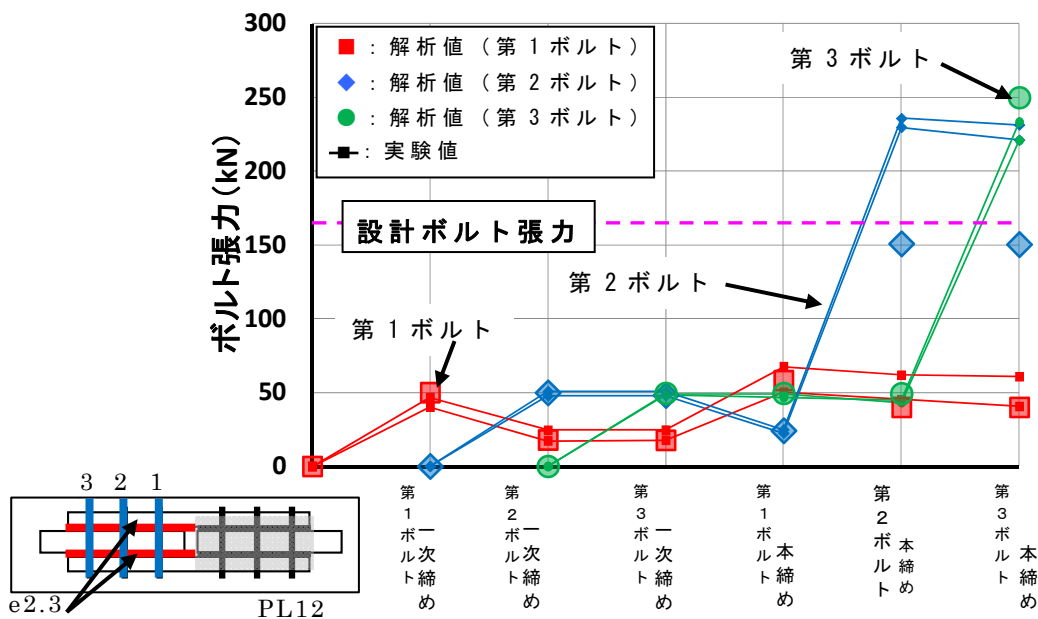
図 3. 14 ボルト張力の変動



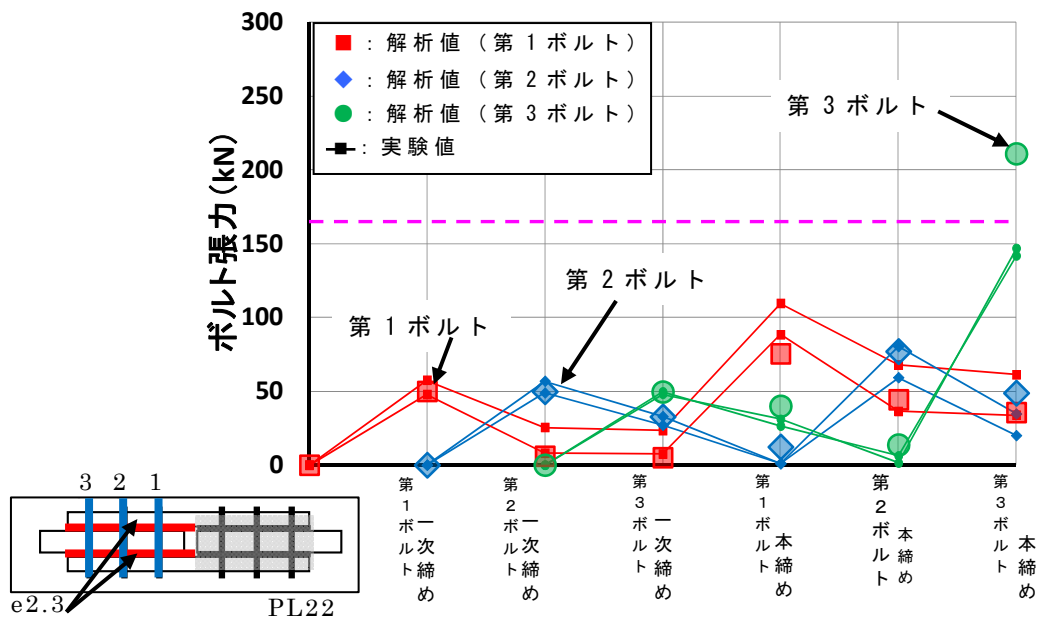
iii) <ボルト3本締め付, 肌すき 1.2 mm, 添板 12 mm, 内側縁端距離 120mm>  
 図 3. 14 ボルト張力の変動



iv) <ボルト3本締め付, 肌すき 1.2 mm, 添板 22 mm, 内側縁端距離 120mm>  
 図 3. 14 ボルト張力の変動



v) <ボルト 3本締め付, 肌すき 2.3 mm, 添板 12 mm, 内側縁端距離 60mm>  
 図 3. 14 ボルト張力の変動



vi) <ボルト 3本締め付, 肌すき 2.3 mm, 添板 22 mm, 内側縁端距離 60mm>  
 図 3. 14 ボルト張力の変動

### 【すべり耐力解析値 (calPs)】

両面肌すき (e+e) のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合のすべり耐力解析値 (calPs) を影響因子ごとに図 3. 15 の i) ~ iv) に添板 12mm を ■印で、添板 22mm を ◆印で示す。図中の縦軸にはすべり耐力解析値 (calPs) を基準とする肌すきの無いすべり耐力 ( $e_0Ps$ ) で無次元化したものを、横軸は締付ボルト本数と締付位置を示している。なお、図中には実験値を ×, ○印で併せて示す。

すべり耐力解析値 (calPs) と各影響因子との関係を考察した結果を以下に示す。

- ① 肌すき量 (e) が大きくなるほど無次元化すべり耐力は低下した。これは、肌すきのある接合部をナット回転角制御で締付ける場合には、ナットの歩みが肌すきを埋めるために使われ、所定のボルト伸びが得られないためである。この肌すき量を変動させたすべり耐力解析値 (calPs) は実験値 (tPs) と良く一致した。(図 3. 15 の i) と ii), iii) と iv) の比較)
- ② 添板 (t) が厚くなるほど添板の曲げ剛性が大きくなり無次元化すべり耐力が低下した。この添板厚を変動させたすべり耐力解析値 (calPs) は実験値 (tPs) と良く一致した。(全図中の赤 (添板 12mm) と青 (添板 22mm) の比較)
- ③ ボルト本数を増やすほどすべり耐力は基準とする肌すきの無いすべり耐力に近づく。このことから、ボルト締付位置によってすべり耐力 (Ps) への効果が異なることが分かる。このボルト本数を変動させた場合のすべり耐力解析値 (calPs) は実験値 (tPs) と良く一致した。(全ての図参照)
- ④ 内側縁端距離 (L) を大きくするほどすべり耐力 (Ps) は基準とする肌すきの無いすべり耐力 ( $e_0Ps$ ) に近づく。したがって、内側縁端距離 (L) を大きくすることはすべり耐力 (Ps) の低下を改善する有効な手段と言えるが、この手法の採用に当たっては添板の **Inter-rivet Buckling** を考慮する必要がある。内側縁端距離 (L) を変動させた場合のすべり耐力解析値 (calPs) は実験値 (tPs) と良く一致した。(図 3. 15 の i) と iii), ii) と iv) の比較)

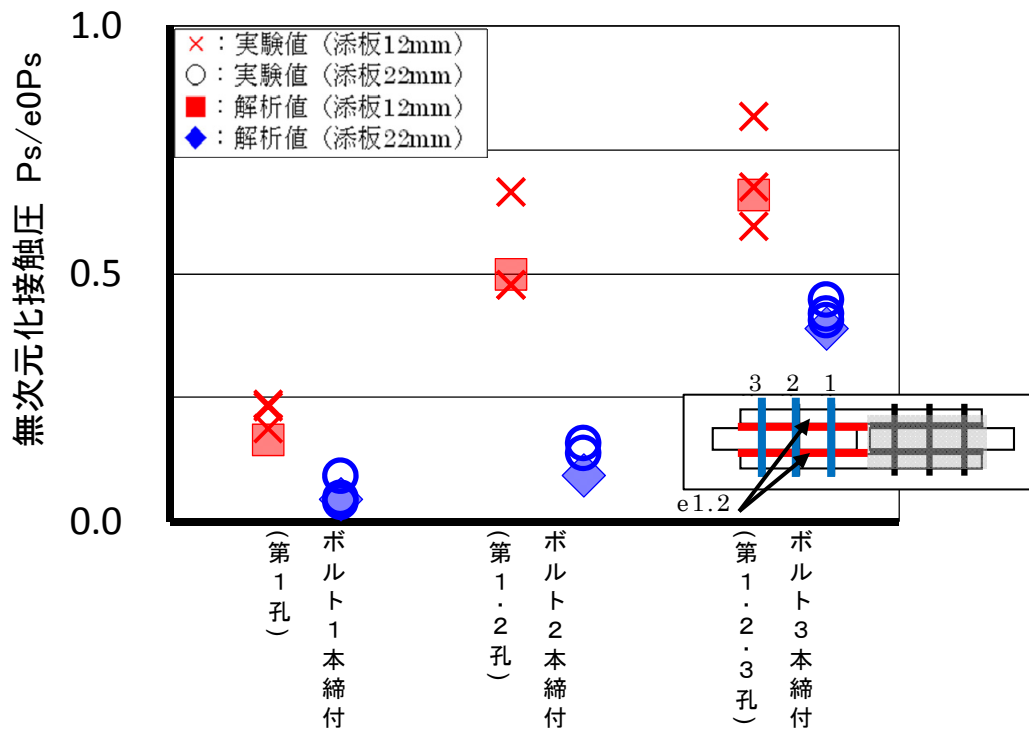
ここで、基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で両面肌すき (e+e) のある接合部を締付けた全てのすべり耐力解析値 (calPs) と実験値 (tPs) の相関を図 3. 16 に示す。

図中の横軸はすべり耐力解析値 (calPs) を，縦軸にはすべり耐力実験値 (tPs) を示している。

この図 3. 16 に示すように，すべり耐力解析値 (calPs) は肌すき量 (e)，添板厚 (t)，ボルト本数，内側縁端距離 (L)，余長 (Y) を変動させた全ての解析条件が整合する実験値 (tPs) が良く一致した。

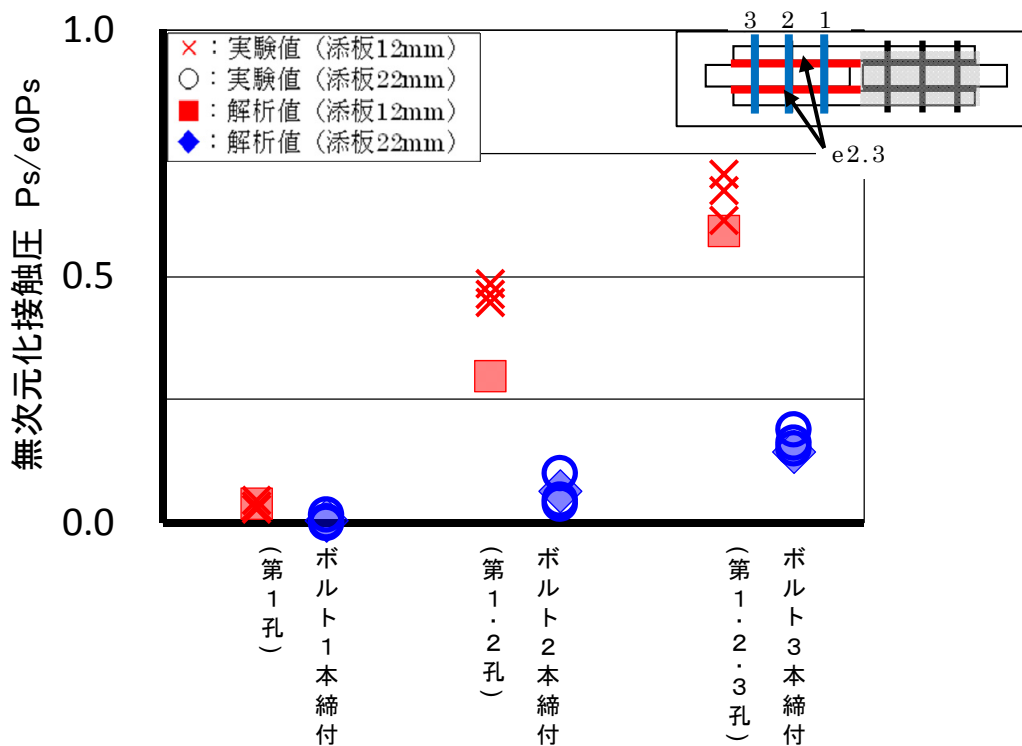
以上の結果から，両面肌すき (e+e) のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1$ ,  $\theta_1$ ) で締付けた場合に本論の解析法を適用する妥当性が実証できた。





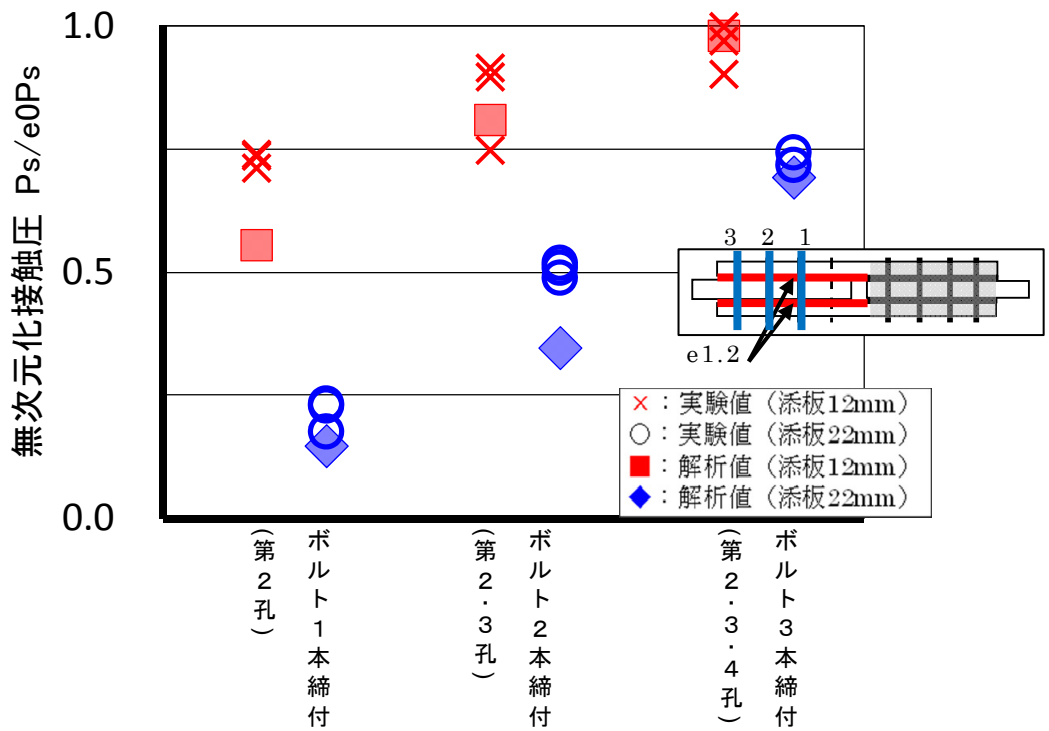
i) <両面肌すき 1.2mm+1.2mm, 内側縁端距離 60mm>

図 3. 15 締付ボルト本数とすべり耐力解析値



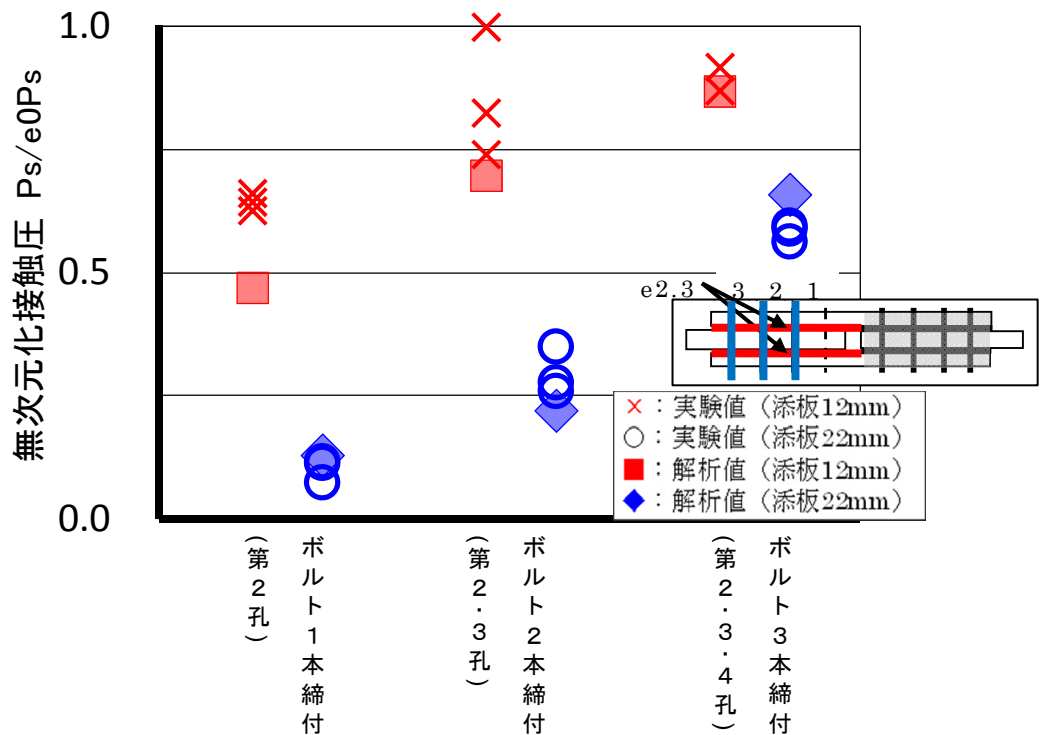
ii) <両面肌すき 2.3mm+2.3mm, 内側縁端距離 60mm>

図 3. 15 締付ボルト本数とすべり耐力解析値



iii) <両面肌すき 1.2mm+1.2mm, 内側縁端距離 120mm>

図 3. 15 締付ボルト本数とすべり耐力解析値



iv) <両面肌すき 2.3mm+2.3mm, 内側縁端距離 120mm>

図 3. 15 締付ボルト本数とすべり耐力解析値

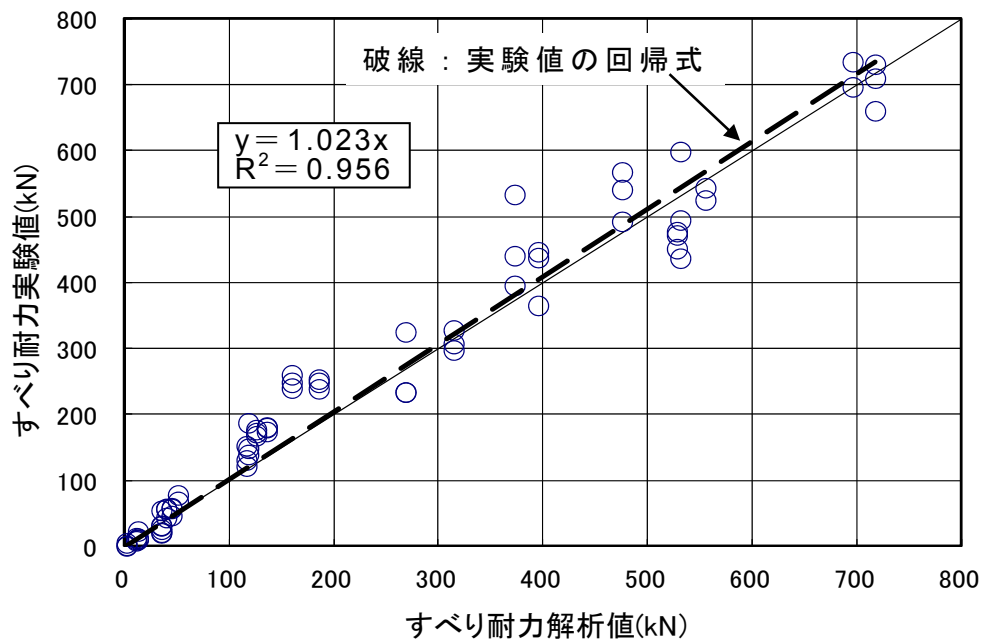


図 3. 16 すべり耐力解析値と実験値の相関関係

## 【接触圧分布】

両面肌すき (e+e) のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合の摩擦接合面の接触圧分布の解析値と実験値を対比した結果を図 3. 18 の i) ~ viii) に示す。この接触圧分布の実測値は図 3. 17 に示すように試験体の母材と添板の間圧力測定フィルムを挿入して、母材摩擦接合面に生じる接触圧 (C) を計測した結果を示している。

この接触圧分布を対比した図は、圧力測定フィルムで実測した実測値の上に解析値を重ね合わせている。図の右側が肌すきの無い固定側で、左側が肌すきのある試験側の解析値と実測値である。実測した圧力測定フィルムは接触圧 (C) が大きいほど赤で、解析値は垂直応力度で接触圧 (C) が大きいほど青で表示している。

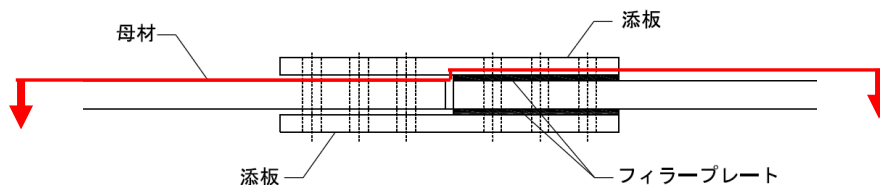


図 3. 17 接触圧分布の測定位置

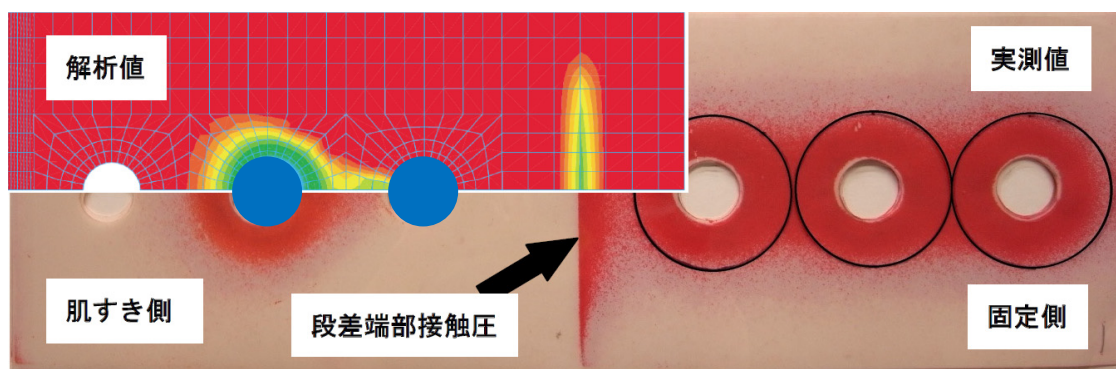
接触圧解析値(calC)と実測値を対比して考察した結果を以下に示す。

- ① 添板厚 12mm で肌すき 1.2mm+1.2mm の場合は第 1 ボルト孔後方に接触圧 (C) の分布が認められた。したがって、第 2 ボルト以降のボルト張力 (N) は接触圧 (C) として有効に働いていると言える。この解析値 (calC) は実験と良く一致した。(図 3. 18 の i) と iii) 参照)
- ② 添板厚 12mm で肌すき 2.3mm+2.3mm の場合では第 1 ボルト孔周辺に接触圧 (C) の分布が認められず、第 1 ボルトの張力は段差端部の反力 (R) になると考えられる。この肌すき量の違いによる接触圧解析値 (calC) は実験と良く一致した。(図 3. 18 の v) と vii) 参照)
- ③ 添板が厚い 22mm の場合には接触圧分布は大きく減少し、第 1 第 2 ボルト孔周辺に接触圧 (C) の分布は認められず段差端部の接触圧分布は大きくなる。このことより、添板が厚くなると第 1 第 2 ボルトのボルト張力 (N) のほとんどが段差端部の反力 (R) になると言える。添板厚を変動させた場合の接触圧解析値 (calC) は実験と良く一致した。(図 3. 18 の ii), iv), vi), viii) 参照)

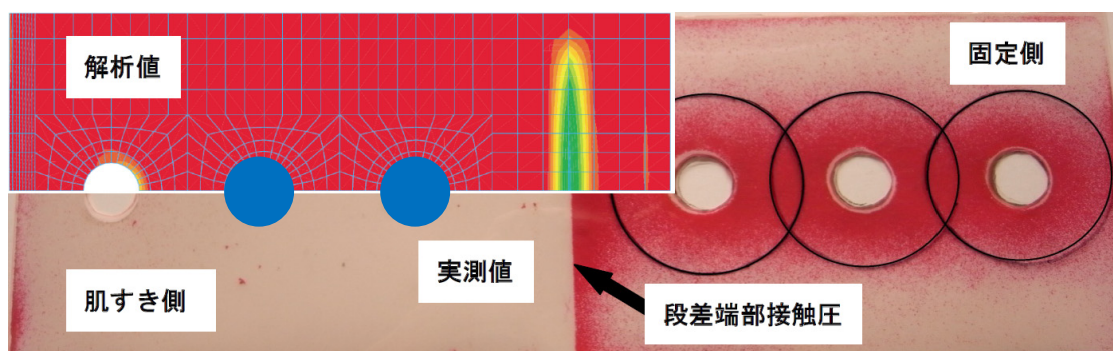
- ④添板 22mm, 肌すき 2.3mm+2.3mm でボルト本数を 3 本に増加させた場合には添板の先端のみにつま先立ちとなる接触圧 (C) が認められた。このつま先立ちとなる接触圧解析値 (calC) は実験と良く一致した。(図 3. 18 の viii) 参照)

以上の結果から, 両面肌すき (e+e) のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合に本論の解析法を適用して算定した接触圧解析値 (calC) は肌すき量 (e), 添板厚 (t), ボルト本数を変動させても適切であると言える。

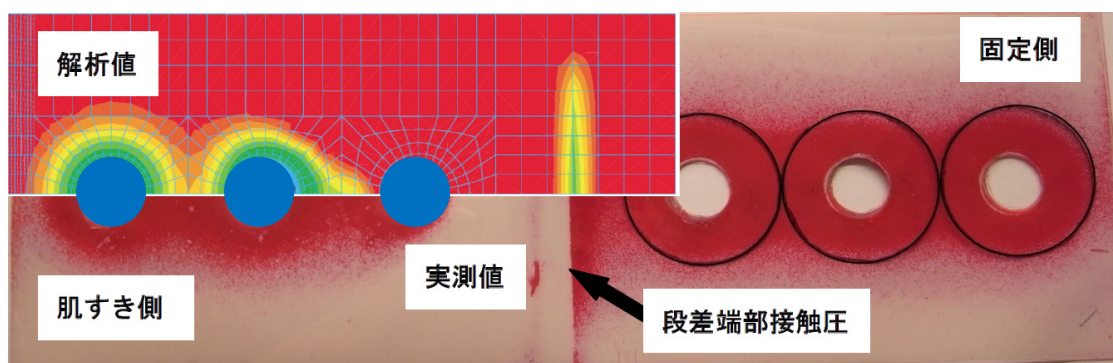
なお, 全ての図中の固定側に示す理論値<sup>19)</sup> による材間圧縮力分布域 (○の範囲) と実験による接触圧分布は一致しており, 密着した状態の接触圧分布は正常となっていると言える。



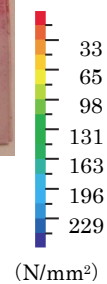
i) < 肌すき 1.2mm ボルト本数 2本 添板厚 12mm >  
 図 3. 18 接触圧分布 (○印は理論値<sup>19)</sup>を示す)



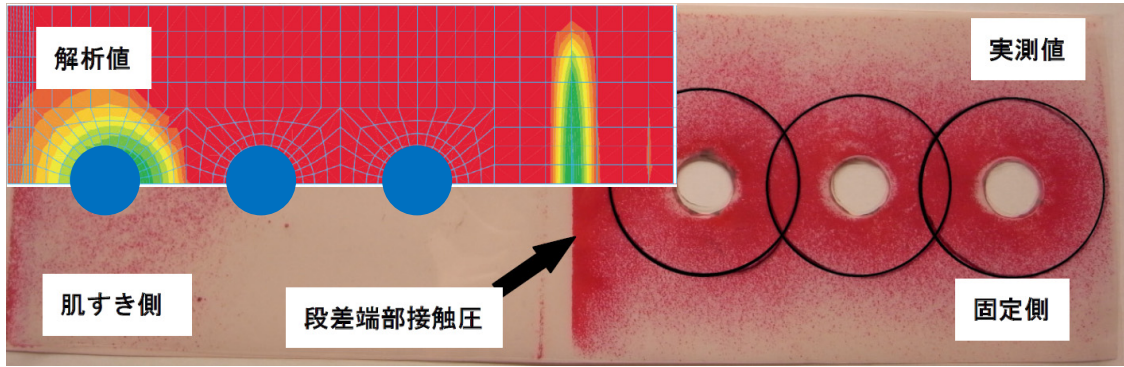
ii) < 肌すき 1.2mm ボルト本数 2本 添板厚 22mm >  
 図 3. 18 接触圧分布 (○印は理論値<sup>19)</sup>を示す)



iii) < 肌すき 1.2mm ボルト本数 3本 添板厚 12mm >  
 図 3. 18 接触圧分布 (○印は理論値<sup>19)</sup>を示す)

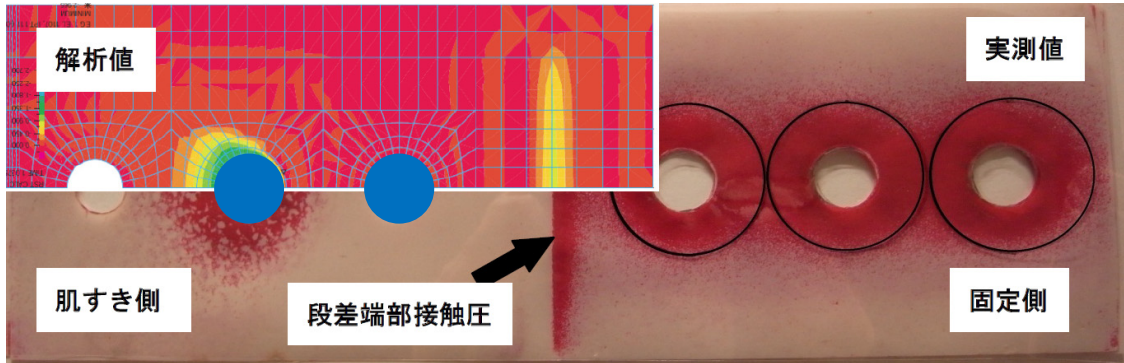






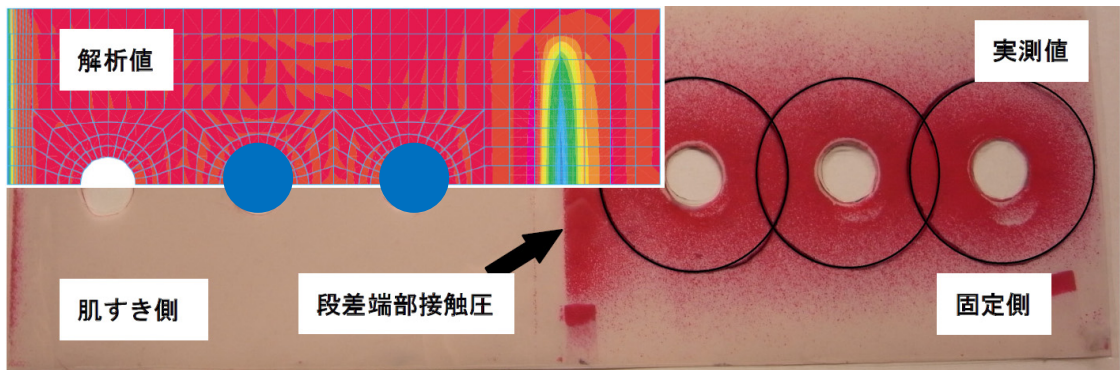
iv) < 肌すき 1.2mm ボルト本数 3本 添板厚 22mm >

図 3. 18 接触圧分布 (○印は理論値<sup>19)</sup>を示す)



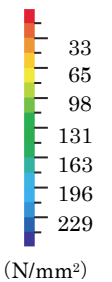
v) < 肌すき 2.3mm ボルト本数 2本 添板厚 12mm >

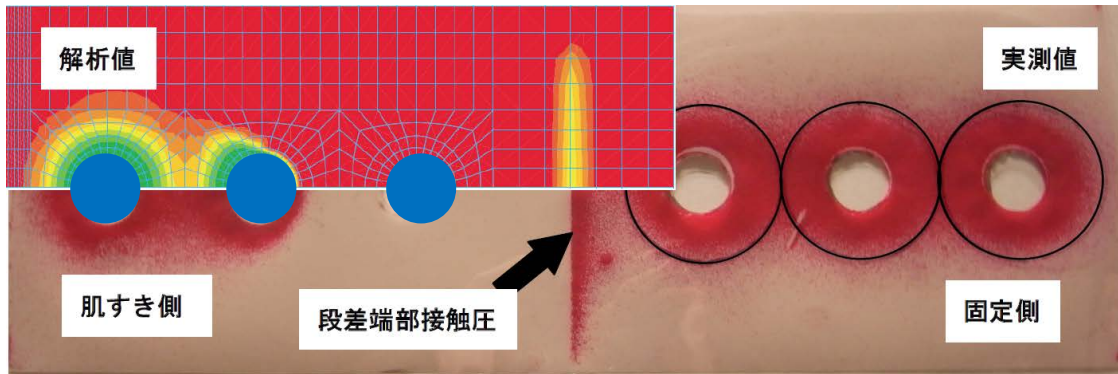
図 3. 18 接触圧分布 (○印は理論値<sup>19)</sup>を示す)



vi) < 肌すき 2.3mm ボルト本数 2本 添板厚 22mm >

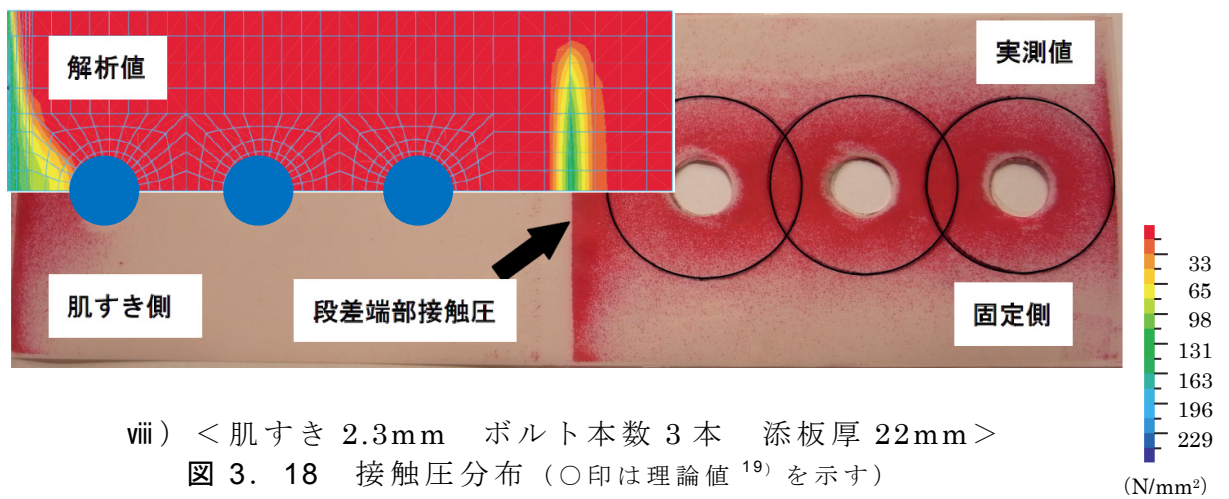
図 3. 18 接触圧分布 (○印は理論値<sup>19)</sup>を示す)





vii) < 肌すき 2.3mm ボルト本数 3 本 添板厚 12mm >

図 3. 18 接触圧分布 (○印は理論値<sup>19)</sup>を示す)



viii) < 肌すき 2.3mm ボルト本数 3 本 添板厚 22mm >

図 3. 18 接触圧分布 (○印は理論値<sup>19)</sup>を示す)

(N/mm<sup>2</sup>)



### 3. 3. 2 片面肌すきのすべり耐力

本項では片面肌すき (e+0) のある接合部を基準ナット回転法 (T<sub>1</sub>, θ<sub>1</sub>) で締付けた場合の接触圧 (C) を 3. 3. 1 項の両面肌すき (e+e) の接触圧解析値 (calC) を利用して算定し, この手法の妥当性を実験で検証する。

#### 3. 3. 2 (a) すべり耐力の算定

片面肌すきのある二面せん断型のすべり耐力 (P<sub>s</sub>) は図 3. 19 に示すように肌すき側の接合面の接触圧 C<sub>e</sub> と肌すきの無い側の接合面の接触圧 e<sub>0</sub>C を足し合わせた C<sub>e</sub> + e<sub>0</sub>C で評価できると仮定した。ここで, C<sub>e</sub> は前項 3. 3. 1 で求めた両面肌すき接合面の接触圧解析値 (calC) であり, e<sub>0</sub>C はボルト張力解析値総和 (ΣcalN<sub>120</sub>) と見做した。

したがって, 片面肌すきのある接合部のすべり耐力 (P<sub>s (e+0)</sub>) は次式 (3. 1) で表示できることとなる。

$$\begin{aligned}
 P_{s (e+0)} &= \mu (C_e + e_0C) \\
 &= \mu (\text{calC} + \Sigma \text{calN}_{120}) \quad \cdots (3. 1)
 \end{aligned}$$

- ここで, P<sub>s (e+0)</sub> : 片面肌すき接合部すべり耐力 (kN)  
 μ : 肌すきの無い試験体のすべり係数  
 C<sub>e</sub> : 肌すき側の接合面の接触圧 (kN)  
 e<sub>0</sub>C : 肌すきの無い側の接合面の接触圧 (kN)  
 calC : 両面肌すき接合面の接触圧解析値 (kN)  
 ΣcalN<sub>120</sub> : 両面肌すきボルト張力解析値総和 (kN)

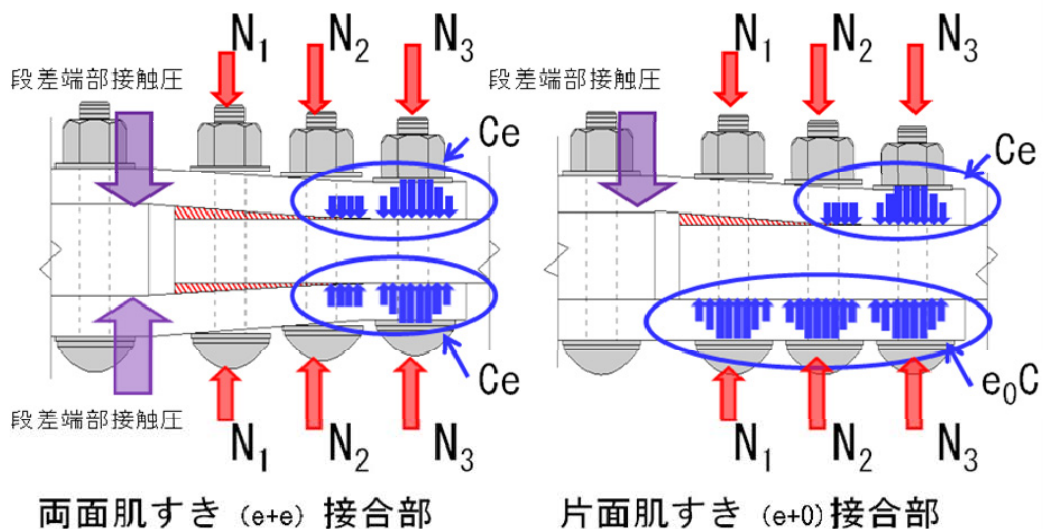


図 3. 19 接触圧の模式図

### 3. 3. 2 (b) 実験概要

検証のための片面肌すき (e+0) のある接合部のすべり耐力実験は、前章 2. 6. 1 項で詳述した図 2. 19 に示す H 形断面上下フランジ部に二面せん断型の接合部をもつ試験体とした。

なお、摩擦面は前章 2. 6. 2 項で詳述した仕様でグリッドブラスト処理とラップ養生を行い摩擦面の安定を図った。

ここでは、外添板とフランジの間にフィラープレートを挿入することで片面肌すき (e+0) とした。

本実験では F10T, M20 を供試ボルトとし、添板厚は 22mm とした。影響因子の変数は肌すき量 (e) を片面肌すき 1.2mm+0, 2.3mm+0mm, ボルト本数を 2 本, 3 本とした。影響因子の変数を表 3. 7 に示す。

ボルトの締付けは固定側を本締めまで行った後、第 1 ボルトから順に標準のトルク値で 1 次締め後に第 1 ボルトから一定ナット回転角 120° で締付けた。載荷は単調引張試験とした。計測項目はボルトの歪, 荷重, 4 つの接合面のすべり変位である。

表 3. 7 影響因子とその変数

呼び径: M (mm)	肌すき: e (mm)	添板厚: t (mm)	ボルト本数: B (本)	一次締トルク値: T (N・m)	内側縁端距離: L (mm)	余長: Y (mm)
20	0 1.2 2.3	22	2(上下4) 3(上下6)	150	60	40 100

### 3. 3. 3 解析結果，実験結果および考察

#### 【解析結果の考察】

片面肌すき (e+0) のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合の解析結果を表 3. 8 に示す。

表中の記号は以下に示す解析値を示している。また，※印の数字は表中の項目に対応している

calN <sub>120</sub>	:	ボルト張力解析値 (kN)，※1
$\Sigma$ calN	:	ボルト張力解析値の総和 (kN)，※2
calCe	:	両面肌すき接触圧解析値 (kN)，※3
calC <sub>(e+0)</sub>	:	片面肌すき接触圧解析値 calCe+ $\Sigma$ calN (kN)，※4
calC <sub>(e+0)</sub> / e <sub>0</sub> C	:	片面肌すき無次元化接触解析値，※5
e <sub>0</sub> C	:	肌すきの無い基準接触圧 $\Sigma e_0N \times 2$ (kN)

この片面肌すき (e+0) の解析値を考察すると以下となる

- ①肌すき量(e)が大きくなるほど無次元化接触圧解析値(calC<sub>(e+0)</sub> / e<sub>0</sub>C)は低下した。(表 3. 8 の※5 参照)
- ②添板厚 12mm で肌すき 1.2mm+0mm の場合には，ボルト本数を増加させても無次元化接触圧解析値 (calC<sub>(e+0)</sub> / e<sub>0</sub>C) は約 90% の値であった。(表 3. 8 の※5 参照)
- ③添板厚 22mm ではボルト本数が少ないほど，肌すき量 (e) が大きくなるほど無次元化接触圧解析値 (calC<sub>(e+0)</sub> / e<sub>0</sub>C) は低下した。このことから，片面肌すき (e+0) のすべり耐力は添板厚に大きく影響すると言える。(表 3. 8 の※5 参照)

#### 【解析結果を実験で対比した考察】

片面肌すき (e+0) のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合の実験結果を表 3. 9 に示す。なお，表中には表 3. 8 に示した解析値を併記している。

表中の記号は以下に示す解析値と実験値を示している。なお，一接合面の接触圧実測値 (tC<sub>(e+0)</sub>) は 2. 6. 2 項で詳述した基準とする肌すきの無い試験体と固定側 6 体のすべり係数平均値 ( $\bar{\mu}_3 = 0.73$ ) で一接合面のすべり耐力 (tPs<sub>(e+0)</sub> / 2) を除して算定したものである。また，※印の数字は表中の項目に対応している。

$tPs_{(e+0)}$	:	すべり耐力実験値 (kN), ※1
$tPs_{(e+0)} / 2$	:	一接合部のすべり耐力 (kN)
$tN_{120}$	:	ボルト張力実験値 (kN), ※2
$tC_{(e+0)}$	:	一接合部の接触圧実験値 (kN), ※3
$tC_{(e+0)} / e_0C$	:	片面肌すき無次元化接触圧実験値, ※4
$e_0C$	:	肌すきの無い基準接触圧 (kN) ( $\sum e_0N \times 2$ )
$calC_{(e+0)} / e_0C$	:	片面肌すき無次元化接触圧解析値, ※5

片面肌すき (e+0) の無次元化接触圧解析値 ( $calC_{(e+0)} / e_0C$ ) と実験値 ( $tC_{(e+0)} / e_0C$ ) の関係はバラツキが大きい概ね良い傾向が見られた。(表 3. 9 の※7 参照) 特に, 片面肌すき 1.2mm+0, ボルト 2 本配置の場合の解析値と実験値に大きな違いを確認した。これは, ボルト張力実験値 ( $tN_{120}$ ) が 3. 2 節の同じ条件で行ったボルト張力 (N) と比較して大きく低下していることから, 実験時のボルト締付けにおいて何らかの不備があったものと考えられる。(表 3. 9 の※2 参照)

次に, 片面肌すき (e+0) のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合の無次元化接触圧解析値 ( $calC_{(e+0)} / e_0C$ ) と実験値 ( $tC_{(e+0)} / e_0C$ ) の相関を片面肌すき 1.2mm+0, ボルト 2 本配置を除いて図 3. 61 に示す。図中の横軸は無次元化接触圧解析値 ( $calC_{(e+0)} / e_0C$ ) を, 縦軸は実験値 ( $tC_{(e+0)} / e_0C$ ) を示している。

解析値と実験値の相関は図 3. 20 に示すように実験数は少ないが概ね良い対応が得られた。このことから, 片面肌すき (e+0) のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合のすべり耐力 (Ps) は, 肌すき側の接触圧 (Ce) と肌すきの無い側の接触圧 ( $e_0C$ ) を足し合わせることで評価できと言える。

以上のことから, 片面肌すき (e+0) のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合のすべり耐力 (Ps) は, 肌すき量 (e), ボルト本数によらず本論の解析法を適用して算定した接触圧 (C) で定量的に算定できると言える。

表 3. 8 解析結果一覧

肌すき e (mm)	試験体種類		ボルト張力 (解析値)※1				総ボルト張力※2 $\Sigma$ calN (kN) (解析値)	肌すき面の接触圧 calCe (kN)※3 (解析値)	片面肌すき 触圧解析値※4 calC(e+0) (kN)	片面肌すき部次元化 接触圧解析値※5 calC(e+0)/Ce0
	ボルト数 (本)	添板厚 (mm)	calN <sub>i,20</sub> (kN)			calCe (kN) (解析値)				
			第1孔ボルト	第2孔ボルト	第3孔ボルト					
1.2	2	12	216.7	249.8		466.5	395.6	862.1	0.86	
		22	157.3	188.9		346.2	176.1	522.3	0.52	
	3	12	212.4	249.0	250.2	711.6	627.6	1339.2	0.89	
		22	160.9	187.0	187.7	535.6	415.8	951.4	0.63	
2.3	2	12	75.9	244.7		320.6	249.9	570.5	0.57	
		22	91.1	98.6		189.7	46.7	236.3	0.24	
	3	12	80.3	244.6	249.6	574.5	496.2	1070.7	0.71	
		22	80.5	71.5	196.7	348.7	204.0	552.7	0.37	

表 3. 9 実験結果一覧

肌すき e (mm)	試験体種類		すべり荷重※1 tPs (kN) (実測値)	ボルト張力 (実測値)※2			接触圧※3 tC(e+0) (kN) (計算値)	無次元化接触圧実測値※4 tC(e+0)/ $t_{e0}$ C (計算値)	無次元化接触圧推定値※5 calC(e+0)/ $e_0$ C (解析値)	推定値/実測値 ※6
	ボルト数 (本)	添板厚 (mm)		tN (kN)						
				第1孔ボルト	第2孔ボルト	第3孔ボルト				
0	2+2	22	1093.0	219.8	228.6	162.4	748.6			
1.2	2+2	22	370.8	74.8	144.6		254.0	0.31	0.52	1.67
	3+3	22	944.9	97.7	154.6	201.5	647.2	0.53	0.63	1.19
2.3	2+2	22	224.2	56.0	94.5		153.6	0.19	0.24	1.27
	3+3	22	788.1	64.4	81.0	205.0	539.8	0.44	0.37	0.84

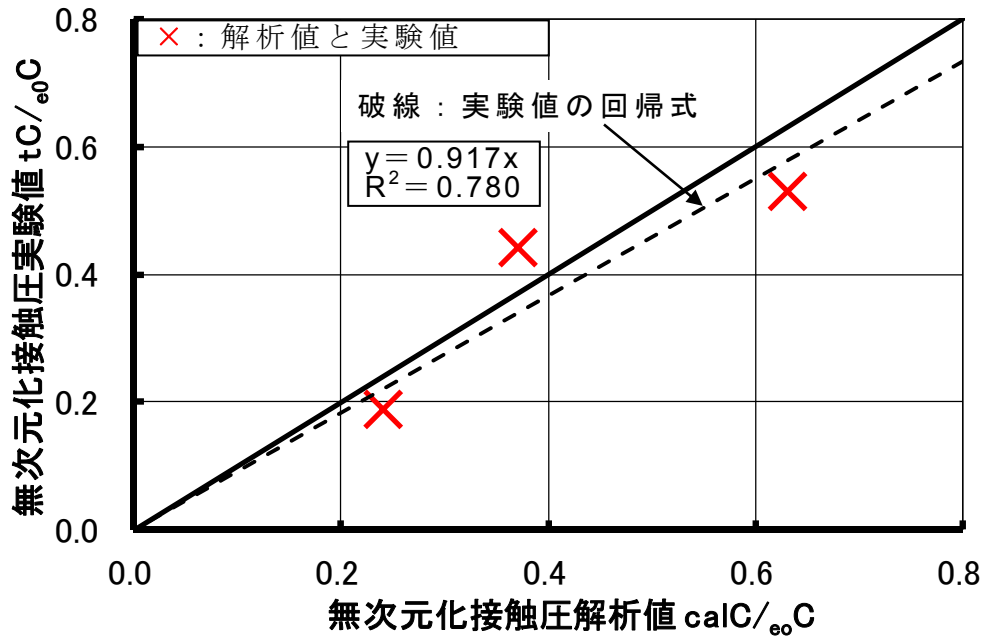


図 3. 20 片面肌すき e+0 接触圧解析値と実験値の相関（基準ナット回転法）

### 3. 4 1次締めトルク値を増加させたナット回転法のすべり耐力

本節では両面肌すき (e+e) のある接合部で1次締めトルク値を基準1次締めトルク値 (T<sub>1</sub>) の2倍 (T<sub>2</sub>) のトルク値で1次締め後に、ナット回転角  $\theta_1$  (=120°) で締付ける場合に本論の解析法を適用して接触圧 (C) を算定する。この解析値は各影響因子を変動させた解析条件が整合する実験で検証した。なお、ここでの高力ボルトは F10T, M20 を対象としている。

#### 3. 4. 1 解析概要

解析における1次締めトルク値 T<sub>2</sub>, ナット回転角  $\theta_1$  で締付ける場合のボルト張力の導入方法は、締付トルク値とボルト張力 (N) が比例する関係に従って、基準1次締めトルク値 T<sub>1</sub> (150 N・m) 導入時のボルト張力が 50kN であったことから1次締めトルク値を T<sub>1</sub> の2倍の T<sub>2</sub> (300N・m) としたときのボルト張力を 100 kN と設定した。即ち、1次締め時の設定したボルト張力に対応する強制変位をボルト軸部先端に与えた後に、2. 5. 1項で述べたように第1ボルトから順にナット回転角  $\theta_1$  に相当する強制変位をボルト軸部先端に与えた。

解析の変数は、肌すき量 (e), 添板厚 (t), ボルト本数である。解析変数の一覧を表 3. 10 に示す。

なお、検証のための実験は 2. 6. 2項で詳述した、一連の両面肌すき (e+e) すべり試験体と同様の二面せん断型のすべり試験体である。

表 3. 10 解析変数一覧 (T<sub>2</sub>,  $\theta_1$  ナット回転法)

呼び径: M(mm)	肌すき量: e+e(mm)	添板厚: t(mm)	ボルト本数: B(本)	内側縁端距離: L(mm)	余長: Y(mm)
M20	1.2+1.2	12	1	60	40
	2.3+2.3	22	2		100
			3		160

### 3. 4. 2 解析結果および考察

両面肌すき (e+e) のある接合部を 1 次締めトルク値  $T_2$  で 1 次締め後にナット回転角  $\theta_1$  で締付けたすべり耐力解析値 (calPs) を ■ (添板 12mm), ◆ (添板 22mm) で図 3. 21 の i) と ii) に示す。縦軸はすべり耐力解析値 (calPs) を基準とする肌すきの無い接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けたときのすべり耐力 ( $e_0Ps$ ) で無次元化したものを、横軸はボルト本数とボルト締付位置を示している。なお、1 次締めトルク値  $T_2$ , ナット回転角  $\theta_1$  ナット回転法で締付けた実験値を × 印と (添板 12mm) ○ 印と (添板 22mm)) で 3. 3. 1 項の基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) の解析値と実験値を墨色で併記する。

図 3. 21 に基づいて解析値を実験値で検証した結果を以下に示す。

- ① 添板 12 mm の場合のすべり耐力解析値 (calPs) は、肌すき量 (e) によらず締付ボルト本数を増加されることで、基準すべり耐力 ( $e_0Ps$ ) の約 90% に近づく。このボルト本数を変動させたすべり耐力解析値 (calPs) は実験値と良く一致した。
- ② 添板 22mm で肌すきが小さい (1.2mm+1.2mm) 場合のすべり耐力解析値 (calPs) は、ボルト 1 本では基準すべり耐力  $e_0Ps$  の約 10%, 2 本では約 50%, 3 本では約 70% の値となる。この値は、肌すきが大きく (2.3mm+2.3mm) になるとボルト 1 本配置では約 5%, 2 本配置では約 20%, 3 本配置では約 50% の値となる。このことから、添板 (t) が厚い場合のすべり耐力 (Ps) は肌すき量 (e) に大きく影響すると言える。この肌すき量 (e) を変動させたすべり耐力解析値 (calPs) は実験値と良く一致した。
- ③ 1 次締めトルク値を増加させるナット回転法は添板 12mm 両面肌すき 2.3mm+2.3mm 以下でボルト 2 本, 3 本配置の場合には、すべり耐力 (Ps) を約 90% まで改善する有効な手法と言えるが、添板が厚い場合にはその効果は殆ど認められない。

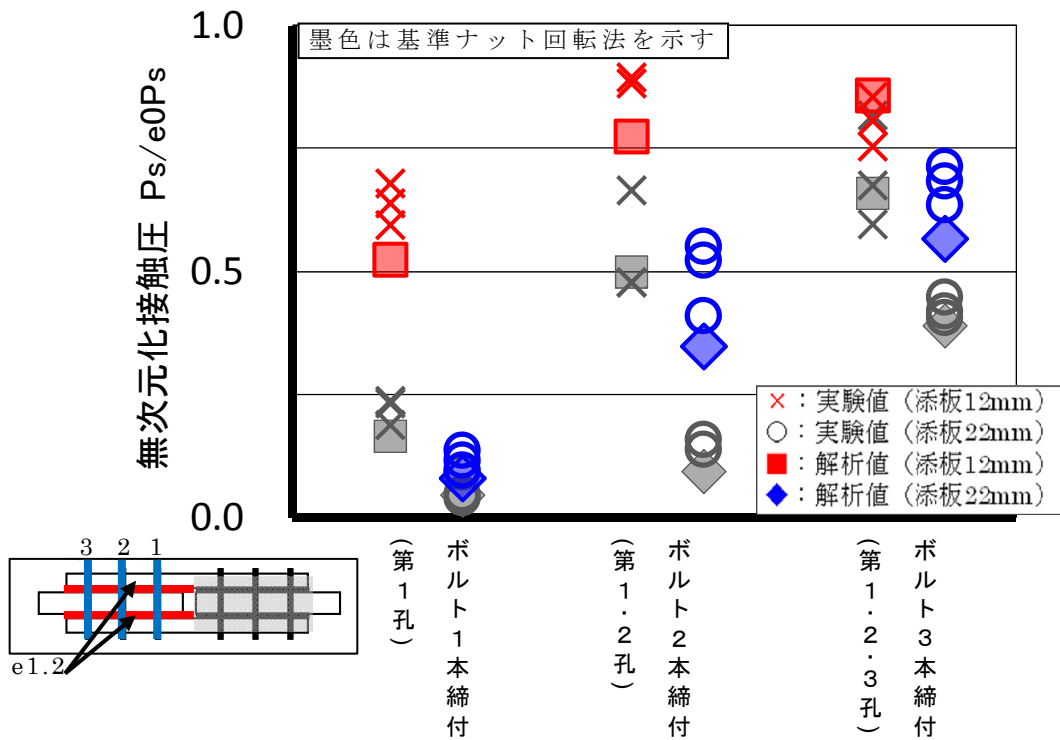
次に、すべり耐力解析値 (calPs) と実験値 (tPs) の相関関係を図 3. 22 に示す。図中の横軸にはすべり耐力解析値 (calPs) を縦軸に実験値 (tPs) を示している。

すべり耐力解析値 (calPs) と実験値 (tPs) は図 3. 22 に示すように肌すき量 (e), 添板厚 (t), ボルト本数を変動させた全てで極めて良く一致した。



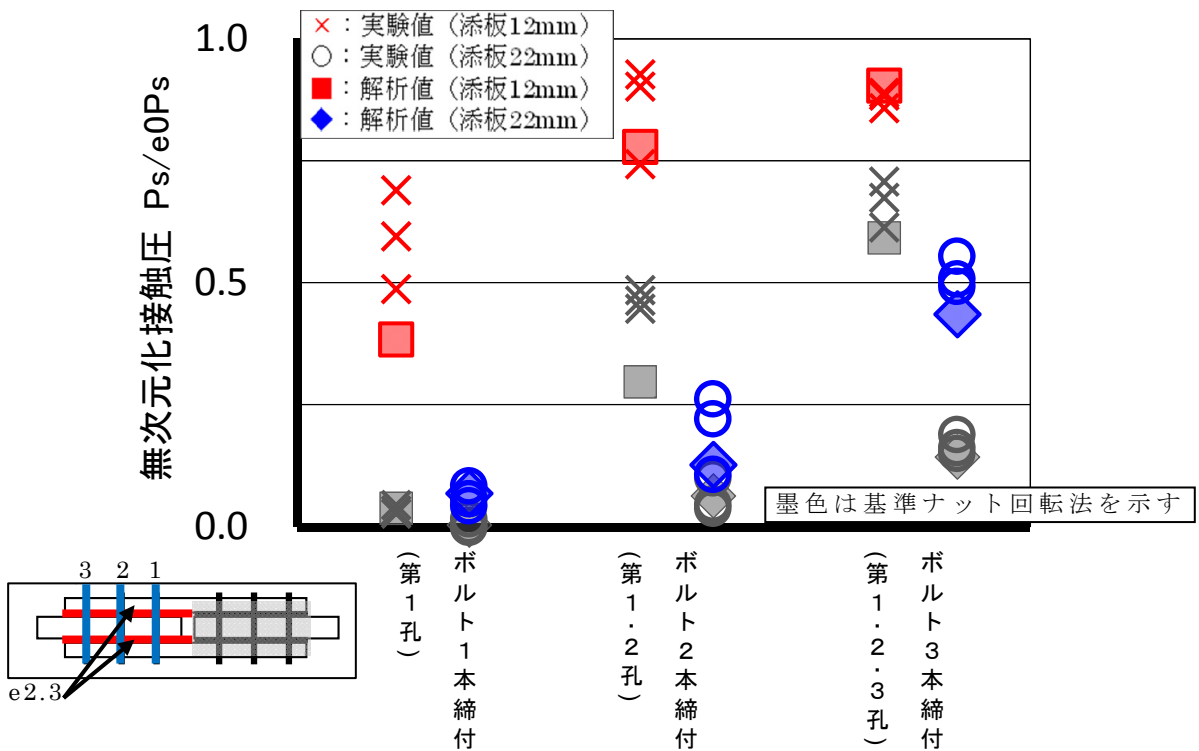
以上の結果から，両面肌すき ( $e+e$ )のある接合部を 1 次締めトルク値を増加 ( $T_2$ ) させてナット回転角  $\theta_1$  で締付ける場のすべり耐力 ( $P_s$ ) は肌すき量 ( $e$ )，添板厚 ( $t$ )，ボルト本数を変動させても本論の解析法で算定できると言える。

即ち，本論の解析法は任意の 1 次締めトルク値で 1 次締め後にナット回転角制御で締付ける場合でもすべり耐力 ( $P_s$ ) を定量的に算定できる解析法であると言える。



i) <両面肌すき 1.2mm+1.2mm>

図 3. 21 1次締めトルク値を増加させたナット回転法のすべり耐力



ii) <両面肌すき 2.3mm+2.3mm>

図 3. 21 1次締めトルク値を増加させたナット回転法のすべり耐力

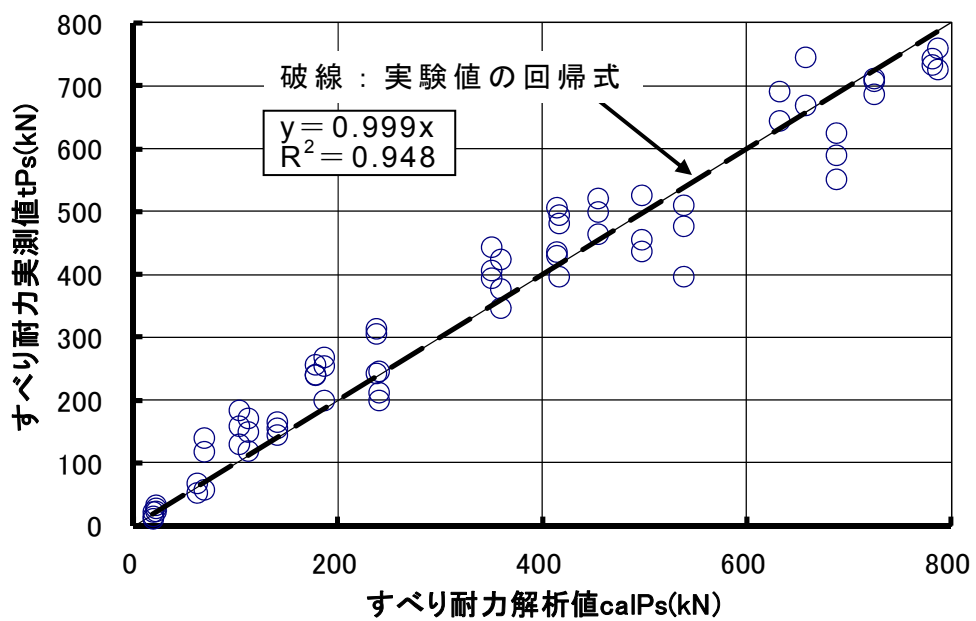


図 3. 22 すべり耐力解析値と実験値の相関関係 ( $T_2$ ,  $\theta_1$ )

### 3. 5 ナット回転角を増加させたナット回転法のすべり耐力

本節では，1次締めトルク値 ( $T_1$ ) を変えないで基準ボルト張力 ( $e_0N_{120}$ ) を確保するナット回転角  $\theta_{\Delta}$  ( $=120^\circ + \Delta\theta$ ) で締付けるナット回転法に本論の解析法を適用して両面肌すき ( $e+e$ ) のある接合部の接触圧(C)を算定する。この解析値は影響因子を変動させた解析条件に整合する実験で検証した。なお，ここでの高力ボルトは F10T, M20T を供試ボルトとした。

#### 3. 5. 1 増締めナット回転角 ( $\theta_{\Delta}$ ) の設定

ここでは，基準ボルト張力 ( $e_0N_{120}$ ) を確保する増締めナット回転角 ( $\theta_{\Delta}$ ) を設定する。3. 2 節で行った肌すきの無い接合部のボルト締付実験において基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締めつけた場合のボルト張力平均値 ( $e_0N_{120}$ ) は 245.8 kN であった。この張力は最大ボルト張力 254.8kN の 0.965 に相当する。そこで，1次締めトルク値  $T_1$ , ナット回転角  $\theta_{\Delta}$  で締付けるナット回転法の目標とするボルト張力 (N) は，基準ボルト張力 ( $e_0N_{120}$ ) とほぼ同じ最大ボルト張力の 0.95 となる 242.0kN と設定した。なお，肌すき量 ( $e$ )，添板厚 ( $t$ )，ボルト締付位置によって基準ボルト張力 ( $e_0N_{120}$ ) を確保するための増締めナット回転角 ( $\theta_{\Delta}$ ) は 3. 2. 4 項で行った両面肌すきのある接合部のナット回転角とボルト張力関係の解析値より求めることができる。この解析値を用いて両面肌すき 1.2mm+1.2mm のある接合部における基準ボルト張力 ( $e_0N_{120}$ ) を得る増締めナット回転角 ( $\theta_{\Delta}$ ) を設定した。この増締めナット回転角 ( $\theta_{\Delta}$ ) は添板厚とボルト締付位置ごとに示すと表 3. 11 となる。

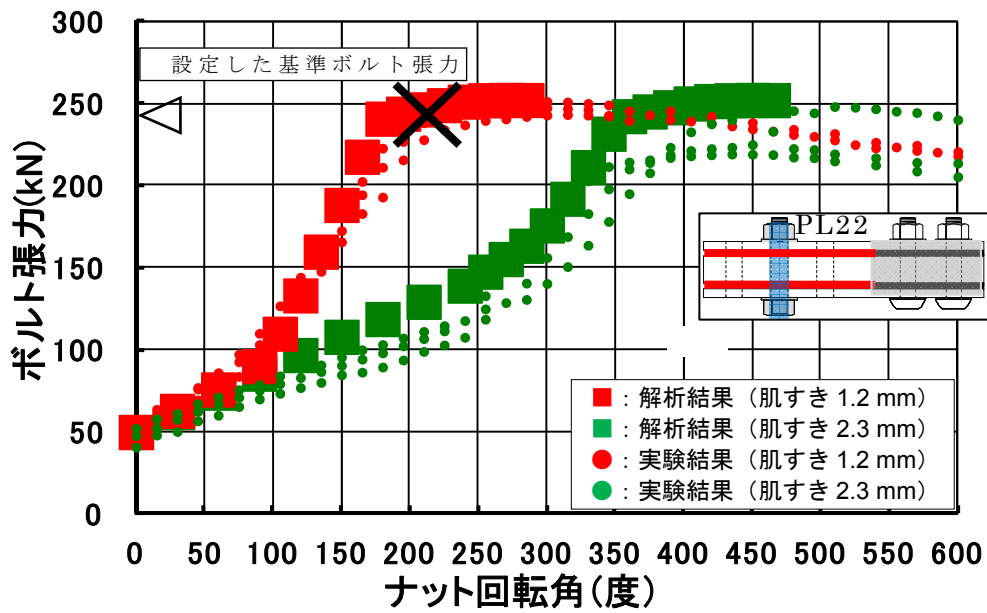
ここで，ナット回転角とボルト張力関係の解析と実験結果の一例を図 3. 23 の i) と ii) に示す。同図中には表 3. 11 で示した増締めナット回転角 ( $\theta_{\Delta}$ ) を×印で表示する。図 3. 23 の i) は添板厚を一定とし肌すき量 ( $e$ ) を変動させたもので，図 3. 23 の ii) は肌すき 1.2mm+1.2mm と一定とし添板厚 ( $t$ ) を変動させたものである。図中の縦軸はボルト張力 (N) を，横軸はナット回転角を示している。なお，図中にはナット回転角とボルト張力関係の解析値 (■, ■) と実測値 (●, ●) をプロットで示す。

解析におけるボルト張力 (N) の導入方法は、2. 5. 1 項で詳述した手法を用いて第 1 ボルトから順に基準 1 次締めトルク値 ( $T_1$ ) に対応するボルト張力 (N) に相当する強制変位をボルト軸部先端に与えた後に、同じ順序で増締めナット回転角 ( $\theta_{\Delta}$ ) に相当する強制変位をボルト軸部先端に与えた。

なお、添板 22mm の場合には予備解析の結果を踏まえて実験と同様に第 1 ボルトまで増締めナット回転角 ( $\theta_{\Delta}$ ) 相当の強制変位を与えた後に第 2 ボルトに基準 1 次締めトルク値 ( $T_1$ ) のボルト張力 (N) に相当する変位を再度与え、その後に表 3. 11 の増締めナット回転角 ( $\theta_{\Delta}$ ) に相当する強制変位を与えた。

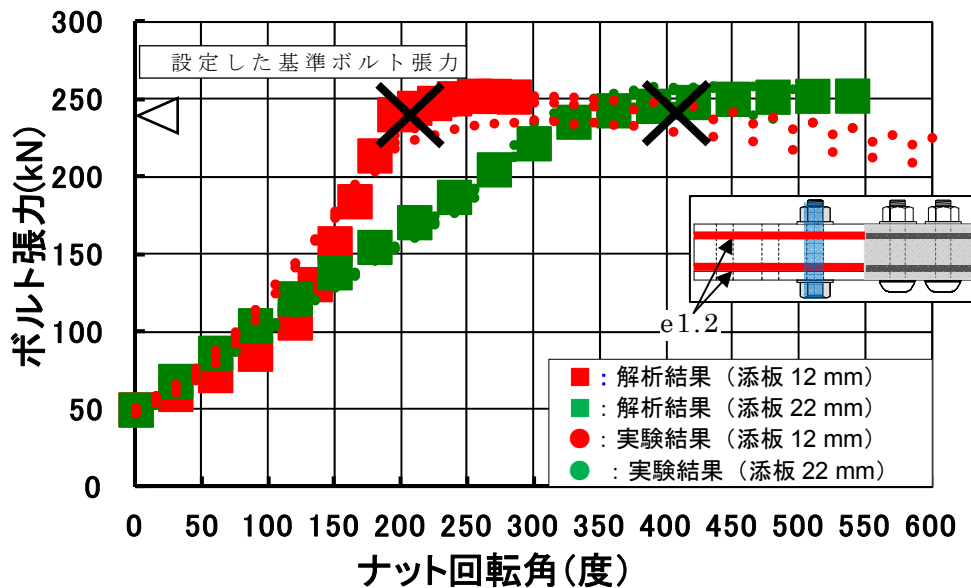
解析の変数は添板厚 (t) とボルト本数である。解析変数の一覧を表 3. 12 に示す。

検証のための実験はこれまで一連の両面肌すき (e+e) すべり耐力実験と同様に 2. 6. 1 項に示したすべり試験体を採用した。



i) < 3 孔試験体，第 2 孔ボルト位置締付，添板厚 22mm 一定 >

図 3. 23 ナット回転角とボルト張力関係の解析値



ii) < 3 孔試験体，第 1 孔ボルト位置締付，両面肌すき 1.2mm+1.2mm 一定 >

図 3. 23 ナット回転角とボルト張力関係の解析値

表 3. 11 増し締めナット回転角一覧

添板厚(mm)	第1孔ボルト位置(度)	第2孔ボルト位置(度)	第3孔ボルト位置(度)
12	207	120	120
22	405	229	163

表 3. 12 1次締めトルク値を増加させたナット回転法の解析変数

呼び径: M(mm)	肌すき量: e+e(mm)	添板厚: t(mm)	ボルト本数: B(本)	内側縁端距離: L(mm)	余長: Y(mm)
M20	1.2+1.2	12 22	2 3	60	40 100

### 3. 5. 2 解析結果，実験結果および考察

両面肌すき  $1.2\text{mm}+1.2\text{mm}$  のある接合部を基準 1 次締めトルク値  $T_1$  で 1 次締め後に増締めナット回転角 ( $\theta_{\Delta}$ ) で締付けるナット回転法のすべり耐力解析値 (calPs) を ■ (添板 12mm)，◆ (添板 22mm) で図 3. 24 に示す。図中の縦軸はすべり耐力解析値 (calPs) を基準とする肌すきの無い接合部のすべり耐力 ( $e_0Ps$ ) で無次元化したものを，横軸は締付ボルト本数と締付位置を示している。なお，実験値は × 印 (添板 12mm) と ○ 印 (添板 22mm) で 3. 3. 1 項の基準ナット回転法 ( $T_1$ ,  $\theta_1$ ) で締付けた解析値と実験値を墨色で併記する。

図 3. 24 に基づいて解析値を実験値で検証した結果を以下に示す。

- ① 添板 12mm のすべり耐力解析値 (calPs) はボルト本数にかかわらず基準すべり耐力実測値 ( $e_0Ps$ ) の約 85% の値であった。この添板 12mm でボルト本数を変動させたすべり耐力解析値 (calPs) は実験値と良く一致した。
- ② 添板 22mm のすべり耐力解析値 (calPs) はボルト 2 本配置で基準すべり耐力 ( $e_0Ps$ ) の約 60%，3 本配置で約 75% の値を示した。この添板厚 ( $t$ ) とボルト本数を変動させたすべり耐力解析値 (calPs) は実験値と良く一致した。
- ③ 両面肌すき ( $e+e$ ) のある接合部に 1 次締めトルク値  $T_1$ ，ナット回転角  $\theta_{\Delta}$  で締付けるナット回転法はボルトに導入できる張力には限界があるため，基準ナット回転法で締付けた肌すきの無いすべり耐力 ( $e_0Ps$ ) を確保できない。

以上の結果から，両面肌すき ( $e+e$ ) のある接合部を基準の 1 次締めトルク値 ( $T_1$ ) で 1 次締め後に基準ボルト張力 ( $e_0N_{120}$ ) を確保するナット回転角  $\theta_{\Delta}$  で締付ける場合のすべり耐力 (Ps) は添板厚 ( $t$ )，ボルト本数を変動させても本論の解析法で算定できると言える。

即ち，本論の解析法は任意のナット回転角制御で締付ける場合でもすべり耐力を定量的に算定できる解析法と言える。



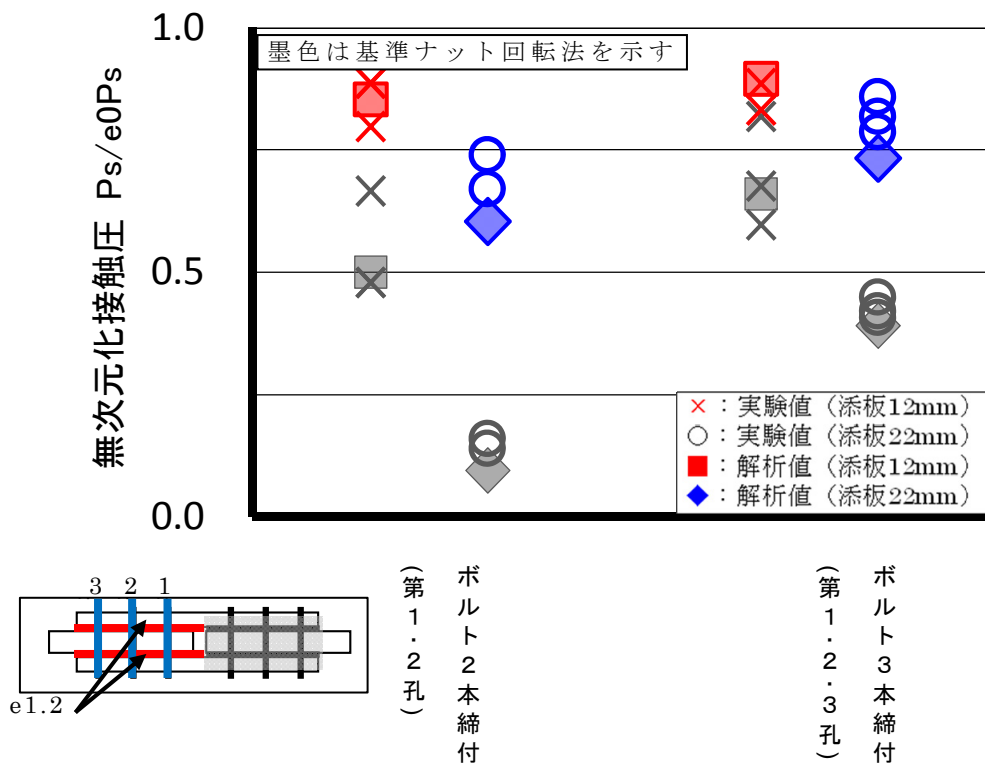


図 3. 24 ナット回転角を増加させたナット回転法の  
すべり耐力 (両面肌すき 1.2mm+1.2mm)

### 3. 6 まとめ

本章では肌すきのある摩擦接合部をナット回転角制御で締付ける場合に 2 章で提唱した本論の解析法を適用して、接触圧を定量的に算定した。この解析法は、ボルト張力の導入においてナット回転法の原理であるナット回転角とボルト伸びの関係を利用して、締付ナット回転角に相当するナットの歩みを強制変位に置換するものである。なお、本論の解析法のナット回転角制御で締付けた場合への適用性は、影響因子を肌すき量、添板厚、ボルト本数、ボルト配置とした影響因子を変動させたに解析条件に整合する実験で検証した。本章で得られた結論を以下に示す。

肌すきのある接合部をナット回転角制御で締付けた場合のナット回転角とボルト張力の関係は肌すき量、肌すき面の数、ボルト呼び径、添板厚、ボルト本数、内側縁端距離、余長を影響因子として変動させた全ての解析条件に整合する実験値が良く一致した。(3. 2. 2 と 3. 2. 4 参照)

ボルト 2 本, 3 本の場合のボルト相互の干渉によるボルト張力の変動は肌すき量、肌すき面の数、ボルト呼び径、ボルト本数、添板厚、ボルト配置を影響因子として変動させた実験値が良く一致した。(3. 2. 3 と 3. 2. 4 および 3. 3. 1 参照)

肌すきのある接合部を基準トルク値で一次締め後にナット回転角  $120^\circ$  で締付ける(基準ナット回転法)場合に算定した接触圧は肌すき量、肌すき面の数、添板厚、ボルト本数、ボルト配置を影響因子として変動させた全ての解析条件に整合する実験のすべり耐力が良く一致した。(3. 3. 1 と 3. 3. 2 参照)

両面肌すきのある接合部を基準ナット回転法で締付けた場合の母材摩擦接合面に生じる接触圧分布は肌すき量、添板厚、ボルト本数を変動させた実験値が良く一致することから適切であった。(3. 3. 1 参照)

基準 1 次締めトルク値の 2 倍で 1 次締め後にナット回転角  $120^\circ$  で締付けるナット回転法に算定した両面肌すきのある接合部の、肌すき量、添板厚、ボルト本数を影響因子として変動させた実験のすべり耐力が良く一致した。(3. 4 参照)

両面肌すきのある接合部を基準 1 次締めトルク値で 1 次締め後に増締めナット回転角で締付けるナット回転法に算定した接触圧は、添板厚、ボルト本数を変動させた実験のすべり耐力が良く一致した。(3. 5 参照)

なお、肌すきのある接合部をナット回転角制御法で締付けた場合の影響因子を変動させた全ての解析値と実験値の相関を図 3. 25 に示す。図中の横軸にはすべり耐力解析値を，縦軸には実験値を示す。ナット回転角制御法と影響因子を変動させた解析値は実験値が極めて良く一致した。

したがって、肌すきのある接合部をナット回転角制御で締付けた場合に適用する本論の解析法の妥当性が実証できた。

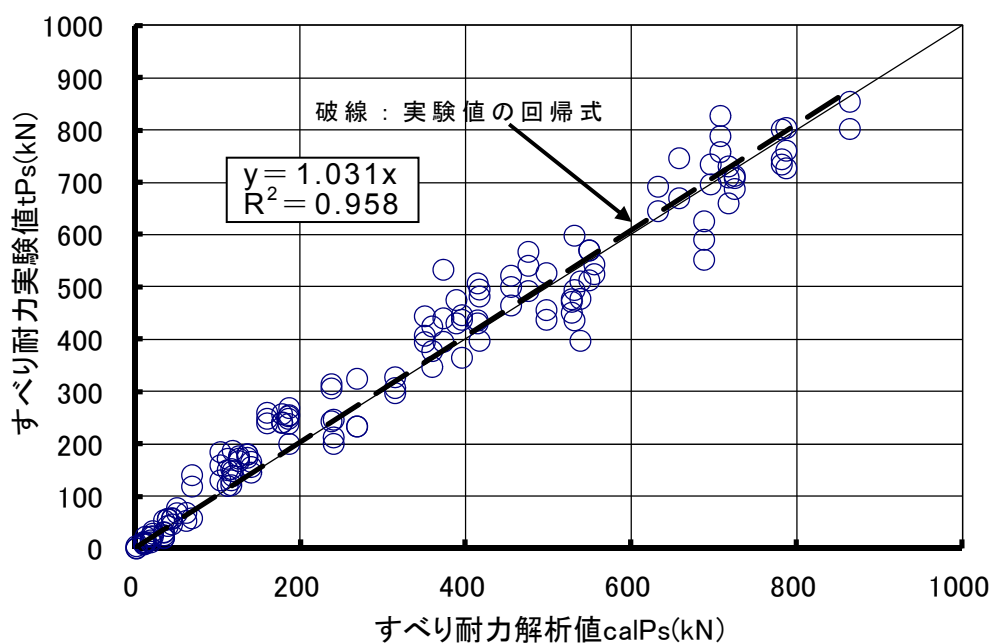


図 3. 25 ナット回転角制御の解析値と実験値の相関関係

## 第 4 章 トルク値制御で締付けた場合への適用

本章では肌すきのある接合部をトルク値制御で締付けた場合に 2 章で提唱した本論の解析法を適用して接触圧 (C) を算定する。それぞれの影響因子を変動させた解析値は接触圧(C)の代用特性である実験値のすべり耐力 (Ps) で検証することで、本論の解析法がトルク値制御で締付けた場合でも適用であることを実証する。

### 4. 1 はじめに

本論の解析におけるトルク値制御で締付ける場合のボルト張力の導入方法は 2 章 2. 4. 2 項で詳述した通りであるが、トルクコントロール法の原理である任意の締付トルク値 (T) に対応するボルト張力 (N) に相当するボルト伸びの関係を強制変位に置換するものである。即ち、解析における任意のトルク値 (T) で締付ける場合のボルト張力 (N) の導入方法は任意のトルク値 (T) に相当するボルト伸びが得られるまでボルト先端に強制変位を与えるものである。

ここで、本研究のトルクコントロール法は 1 章 1. 3 節で述べたように JASS6 に準拠する。即ち、基準とする締付トルク値 ( $T_T$ ) は標準ボルト張力 ( $N_1$ ) に相当するトルク値であり、この基準とするトルク値制御で締付ける方法を本論では“基準トルク法”と称す。ただし、本研究ではトルクレンチで締付トルク値を管理する代わりに締付トルク値が一定 ( $T_{pin}$ ) となるトルシア形高力ボルトを供試ボルトとした。なお、ボルト張力 (N) を変動させる手段としてボルトの呼び径と等級を変化させた。

本章の構成は先ず、両面肌すき ( $e+e$ ) のある接合部を基準トルク法で締付けた場合の接触圧 (C) をボルト径、添板厚 (t)、ボルト本数、内側縁端距離、余長を変動させた解析を行う。影響因子ごとの解析値をそれぞれの影響因子の解析条件に対応する実験で検証し、本論の解析法の妥当性を実証する。

次に、片面肌すき ( $e+0$ ) のある接合部を基準トルク法で締付けた場合の接触圧 (C) を両面肌すき ( $e+e$ ) の解析値を利用して算定する。肌すき量 (e) とボルト本数を変数として算定する。

## 4. 2 基準トルク法で締付けた両面肌すきのすべり耐力

両面肌すき (e+e) のある接合部を対象として影響因子ごとに本論の解析法を適用した有限要素法解析を行い、母材接合面に生じる接触圧 (C) を算定し、トルク値制御で締付けた場合のすべり耐力 (Ps) の評価を行う。この影響因子を変動させた解析値はそれぞれ解析条件に整合する実験で検証を行い、本論の解析法の適用性を実証する。

### 4. 2. 1 実験概要

両面肌すき (e+e) のある接合部を基準トルク法で締付けた場合のすべり耐力を算定する実験の概要を以下に示す。

#### 【影響因子】

解析の影響因子の変数は、ボルト径、肌すき量 (e)、ボルト本数、余長 (Y) である。それぞれの影響因子の変数を表 4. 1 に示す。

#### 【試験体形状】

検証する実験の試験体形状は、前章 2. 6. 1 項で詳述した二面せん断型のすべり試験体である。

#### 【摩擦接合面の表面処理】

摩擦接合面の表面処理方法は、前章 2. 6. 2 項で詳述した通りのグリットブラスト処理を行うことで、粗さを均一にした。表面処理後 1 週間以内にすべり耐力実験を行い、その間は摩擦面をラップ巻きにて養生して同一状態を保つよう配慮した。

#### 【実験方法】

ボルトの締付手順は固定側を本締めまで行い、試験側の固定側に近い第 1 ボルトから順に全ボルトを規定の 1 次締めトルク値 ( $T_1$ ) で 1 次締め後に、同じ順序で専用レンチを用いて締付けを行った。

載荷は、3,000kN 容量のアムスラー型試験機を用いて単調引張試験を行い、すべりを発生させた後、破壊に至らしめた。載荷中は、ボルトの歪、すべり変位、荷重を計測した。

実験に用いた高力ボルトと鋼板の機械的性質は表 4. 2 と表 4. 3 に示す。全ての機械的性質は JIS の規格を満足している。

表 4. 1 影響因子とその変数

ボルト径:M (mm)	肌すき:e (mm)	添板厚:P (mm)	ボルト本数:B (本)	一次締トルク値:T (N・m)	内側縁端距離:L (mm)	余長:Y (mm)
16	0 1.2	12 <sup>※1</sup>	1	T1 <sup>※2</sup>	60 120	40
20		22	2			100
22			3			160

※1:M20のみ, ※2:100(M16), 150(M20), 300(M22)

表 4. 2 高力ボルトの機械的性質

等級	ボルト径	首下長さ (mm)	試験片形状	耐力 (N/mm <sup>2</sup> )	引張強さ (N/mm <sup>2</sup> )	伸び (%)	絞り (%)
S10T	M16	105	JIS4号	1060	1092	20	72
		90		1036	1100	20	45
	M20	110		1051	1104	21	44
S14T相当	M22	120		1310	1425	15	48

表 4. 3 鋼板の機械的性質

板厚	材質	試験片形状	降伏点 (N/mm <sup>2</sup> )	引張強さ (N/mm <sup>2</sup> )	降伏比 (%)	伸び (%)	適用
12	SS400	JIS1A号	283	408	69	27	添板
22			314	431	73	31	
36	SM490A		343	490	70	32	母材

#### 4. 2. 2 解析結果，実験結果および考察

##### 【解析結果一覧】

両面肌すき (e+e) のある高力ボルト摩擦接合部を基準トルク法で締付けた場合のボルト径 M16, M20, M20 解析結果と実験結果を表 4. 4～4. 6 に示す。実験値はそれぞれ 3 体の平均値である。

表中の記号は以下に示す実験値と解析値を示している。また，※印の数字は表中の項目に対応している

tPs	: すべり耐力実験値 (kN), ※1
tN <sub>pin</sub>	: ボルト張力実験値 (kN), ※2
calN <sub>pin</sub>	: ボルト張力解析値 (kN) ※3
calC	: 摩擦接合面の接触圧解析値 (kN), ※4
calPs	: すべり耐力解析値 (kN) (calC× $\bar{\mu}_5$ , $\bar{\mu}_6$ ), ※5
calPs/tPs	: すべり耐力解析値の実験値に対する割合, ※6
calR	: 段差端部接触圧解析値 (kN), ※7
calR/Σ calN <sub>120</sub>	: 段差端部接触圧解析値のボルト張力解析値の総和に対する割合, ※8

ここで，前章 2. 6. 2 で詳述したように解析で求めたすべり耐力 (calPs) は基準とする肌すきの無い試験体のすべり係数平均値 ( $\bar{\mu}$ ) を用いて算出した。なお，実験を行った時期が異なるため，ボルト径 M16 と M22 が  $\bar{\mu}_5=0.60$ ，ボルト径 M20 が  $\bar{\mu}_6=0.65$  となる。

表 4. 4～4. 6 に示す解析結果一覧に基づいて考察した結果を以下に示す。

- ① ボルト張力解析値 (calN<sub>pin</sub>) は影響因子を変動させたすべての条件で実験値 (tN<sub>pin</sub>) が概ね一致した。(表 4. 4～6 の※2 と※3 参照)
- ② すべり耐力解析値 (calPs) はボルト径が小さく，ボルト本数が少なく，添板が厚い比較的すべり耐力の小さい試験体で，実験値 (tPs) との整合に精度が落ちる傾向が見られた。これは，接触圧 (C) が小さくなることで，実験値のバラツキが大きくなるためと考えられる。ただし，影響因子を変動させた全ての解析値 (calPs) と実験値 (tPs) を比較すると良く一致している。(表 4. 4～6 の※1, ※5, ※6 参照)
- ③ ボルト径が小さく，添板が厚く，ボルト本数が少ないほどボルト張力の殆どが段差端部の反力となる。(表 4. 4～6 の※7, 8 参照)

表 4. 4 すべり耐力実験解析結果および実験結果 (ボルト径 M16)

肌すき e (mm)	試験体種類		すべり耐力※1 tPs (kN) (実験値)	ボルト張力 (実験値)※2 tN <sub>bp</sub> (kN)			ボルト張力 (解析値)※3 calN <sub>bp</sub> (kN)			接触圧※4 calC (kN) (解析値)	すべり耐力※5 calPs (kN) (解析値)	calPs/IPS ※6	段差端部接触圧※7 calR (kN) (解析値)	calR/Σ calN ※8		
	本数 (本)	蒸板厚 (mm)		内側縁端 距離 (mm)	第1孔ボルト	第2孔ボルト	第3孔ボルト	第1孔ボルト	第2孔ボルト						第3孔ボルト	
0	2	22	60	215.6	62.0	111.0										
				245.4	102.3	108.2										
				226.0	103.4	99.9										
0	3	22	60	382.4	103.6	107.4	96.8									
				383.2	108.9	101.8	100.9									
				361.8	104.4	105.1	111.2									
1.2	1	22	60	13.2	106.7											
				16.0	105.9											
				19.4	90.0				104.8			9.8	11.7	0.89	95.0	0.91
1.2	2	22	60	121.4	81.9	122.9										
				98.4	78.0	123.7				76.1	107.6	67.0	80.4	0.82	116.7	0.64
				109.1	78.4	121.1								0.74		
1.2	3	22	60	235.4	69.8	128.4	123.4									
				223.6	75.8	113.9	114.8									
				233.6	82.9	117.6	98.2				76.5	104.3	166.0	199.2	0.89	119.3



表 4. 5 すべり耐力実験解析結果および実験結果 (ボルト径 M20)

別すき e (mm)	試験体種類		すべり耐力※1 tPs (kN) (実験値)	ボルト張力 (実験値)※2 tN <sub>min</sub> (kN)			ボルト張力 (解析値)※3 caIN (kN)		接触圧※4 caIC (kN) (解析値)	すべり耐力※5 calPs (kN) (解析値)	caIPs/4Ps ※6	段差端部接触圧※7 caIR (kN) (解析値)	caIR/ΣcaIN ※8	
	本数 (本)	添板厚 (mm)		内側縁端 距離 (mm)	第1孔ボルト	第2孔ボルト	第3孔ボルト	第1孔ボルト						第2孔ボルト
0	2	22	60	480.6	187.4	187.2	/	/	/	/	/	/	/	
				445.7	181.7	197.1	/	/	/	/	/	/	/	/
				490.4	185.4	191.6	/	/	/	/	/	/	/	/
1	12	60	739.7	197.8	184.4	192.6	/	/	/	/	/	/	/	
			796.0	187.7	197.0	186.3	/	/	/	/	/	/	/	
			712.7	180.4	189.9	172.1	188.4	188.4	111.1	144.4	0.94	77.3	0.41	
1.2	22	60	154.1	183.8	/	/	/	/	/	/	/	/	/	
			128.4	174.0	/	/	/	/	/	/	/	/	/	
			149.0	177.4	/	/	/	/	/	/	/	/	/	
2	12	60	49.8	180.9	/	/	/	/	/	/	/	/	/	
			50.1	182.8	/	/	/	/	/	/	/	/	/	
			53.2	191.1	/	/	/	/	/	/	/	/	/	
3	22	60	368.8	176.4	165.6	/	/	/	/	/	/	/	/	
			371.4	175.1	168.4	/	/	/	/	/	/	/	/	
			381.8	180.9	168.9	188.0	186.8	304.5	395.8	1.07	70.3	0.19		
3	22	60	272.1	180.1	185.5	/	/	/	/	/	/	/	/	
			227.3	154.4	179.8	/	/	/	/	/	/	/	/	
			238.7	167.2	182.7	161.8	186.7	176.5	229.4	1.01	172.0	0.49		
3	22	60	569.2	172.6	165.7	169.2	/	/	/	/	/	/	/	
			617.0	175.3	178.2	170.9	187.7	186.6	480.2	624.3	1.10	81.8	0.15	
			511.2	165.6	184.5	167.5	187.7	186.6	359.3	467.1	1.01	176.3	0.33	
3	22	60	421.0	137.3	175.5	168.2	160.9	187.0	187.7	467.1	1.22	176.3	0.33	
			—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
				523.5	159.4	161.4	162.0	160.9	187.0	187.7	467.1	0.89	176.3	0.33

— : 計測不良

表 4. 6 すべり耐力実験解析結果および実験結果 (ボルト径 M22)

肌すき e.(mm)	試験体種類		すべり耐力※1 tPs (kN) (実験値)	ボルト張力 (実験値)※2 t <sub>bm</sub> (kN)			ボルト張力 (解析値)※3 calN (kN)			接触圧※4 calC (kN) (解析値)	すべり耐力※5 calPs (kN) (解析値)	calPs/4Ps ※6	段差端部接触圧※7 calR(KN) (解析値)	calR/Σ calN ※8	
	本数 (本)	添板厚 (mm)		内側縁端 距離 (mm)	第1孔ボルト	第2孔ボルト	第3孔ボルト	第1孔ボルト	第2孔ボルト						第3孔ボルト
0	2	22	60	752.0	305.7	311.2									
				829.7	317.8	445.8									
				769.0	330.9	301.4									
0	3	22	60	1138.4	307.6	300.0	325.4								
				1121.4	303.1	319.0	306.6								
				1156.4	307.7	314.2	310.9								
1.2	2	22 ※2	60	172.7	309.1										
				189.0	323.3										
				208.3	313.3										
1.2	2	22 ※2	60	601.6	307.9	287.2									
				650.9	336.2	301.3									
				604.8	289.9	327.7									
1.2	3	22 ※2	60	1004.4	309.3	314.5	309.3								
				1008.9	266.5	302.4	313.3								
				1030.5	307.2	305.4	320.1								
1.2	1	22	60	208.3	313.3										
				189.0	323.3										
				172.7	309.1										
1.2	2	22	60	601.6	307.9	287.2									
				650.9	336.2	301.3									
				604.8	289.9	327.7									
1.2	3	22	60	1004.4	309.3	314.5	309.3								
				1008.9	266.5	302.4	313.3								
				1030.5	307.2	305.4	320.1								
1.2	1	22	60	208.3	313.3										
				189.0	323.3										
				172.7	309.1										
1.2	2	22	60	601.6	307.9	287.2									
				650.9	336.2	301.3									
				604.8	289.9	327.7									
1.2	3	22	60	1004.4	309.3	314.5	309.3								
				1008.9	266.5	302.4	313.3								
				1030.5	307.2	305.4	320.1								
1.2	1	22	60	208.3	313.3										
				189.0	323.3										
				172.7	309.1										
1.2	2	22	60	601.6	307.9	287.2									
				650.9	336.2	301.3									
				604.8	289.9	327.7									
1.2	3	22	60	1004.4	309.3	314.5	309.3								
				1008.9	266.5	302.4	313.3								
				1030.5	307.2	305.4	320.1								
1.2	1	22	60	208.3	313.3										
				189.0	323.3										
				172.7	309.1										
1.2	2	22	60	601.6	307.9	287.2									
				650.9	336.2	301.3									
				604.8	289.9	327.7									
1.2	3	22	60	1004.4	309.3	314.5	309.3								
				1008.9	266.5	302.4	313.3								
				1030.5	307.2	305.4	320.1								
1.2	1	22	60	208.3	313.3										
				189.0	323.3										
				172.7	309.1										
1.2	2	22	60	601.6	307.9	287.2									
				650.9	336.2	301.3									
				604.8	289.9	327.7									
1.2	3	22	60	1004.4	309.3	314.5	309.3								
				1008.9	266.5	302.4	313.3								
				1030.5	307.2	305.4	320.1								
1.2	1	22	60	208.3	313.3										
				189.0	323.3										
				172.7	309.1										
1.2	2	22	60	601.6	307.9	287.2									
				650.9	336.2	301.3									
				604.8	289.9	327.7									
1.2	3	22	60	1004.4	309.3	314.5	309.3								
				1008.9	266.5	302.4	313.3								
				1030.5	307.2	305.4	320.1								
1.2	1	22	60	208.3	313.3										
				189.0	323.3										
				172.7	309.1										
1.2	2	22	60	601.6	307.9	287.2									
				650.9	336.2	301.3									
				604.8	289.9	327.7									
1.2	3	22	60	1004.4	309.3	314.5	309.3								
				1008.9	266.5	302.4	313.3								
				1030.5	307.2	305.4	320.1								
1.2	1	22	60	208.3	313.3										
				189.0	323.3										
				172.7	309.1										
1.2	2	22	60	601.6	307.9	287.2									
				650.9	336.2	301.3									
				604.8	289.9	327.7									
1.2	3	22	60	1004.4	309.3	314.5	309.3								
				1008.9	266.5	302.4	313.3								
				1030.5	307.2	305.4	320.1								
1.2	1	22	60	208.3	313.3										
				189.0	323.3										
				172.7	309.1										
1.2	2	22	60	601.6	307.9	287.2									
				650.9	336.2	301.3									
				604.8	289.9	327.7									
1.2	3	22	60	1004.4	309.3	314.5	309.3								
				1008.9	266.5	302.4	313.3								
				1030.5	307.2	305.4	320.1								
1.2	1	22	60	208.3	313.3										
				189.0	323.3										
				172.7	309.1										
1.2	2	22	60	601.6	307.9	287.2									
				650.9	336.2	301.3									
				604.8	289.9	327.7									
1.2	3	22	60	1004.4	309.3	314.5	309.3								
				1008.9	266.5	302.4	313.3								
				1030.5	307.2	305.4	320.1								
1.2	1	22	60	208.3	313.3										
				189.0	323.3										
				172.7	309.1										
1.2	2	22	60	601.6	307.9	287.2									
				650.9	336.2	301.3									
				604.8	289.9	327.7									
1.2	3	22	60	1004.4	309.3	314.5	309.3								
				1008.9	266.5	302.4	313.3								
				1030.5	307.2	305.4	320.1								
1.2	1	22	60	208.3	313.3										
				189.0	323.3										
				172.7	309.1										
1.2	2	22	60	601.6	307.9	287.2									
				650.9	336.2	301.3									
				604.8	289.9	327.7									
1.2	3	22	60	1004.4	309.3	314.5	309.3								

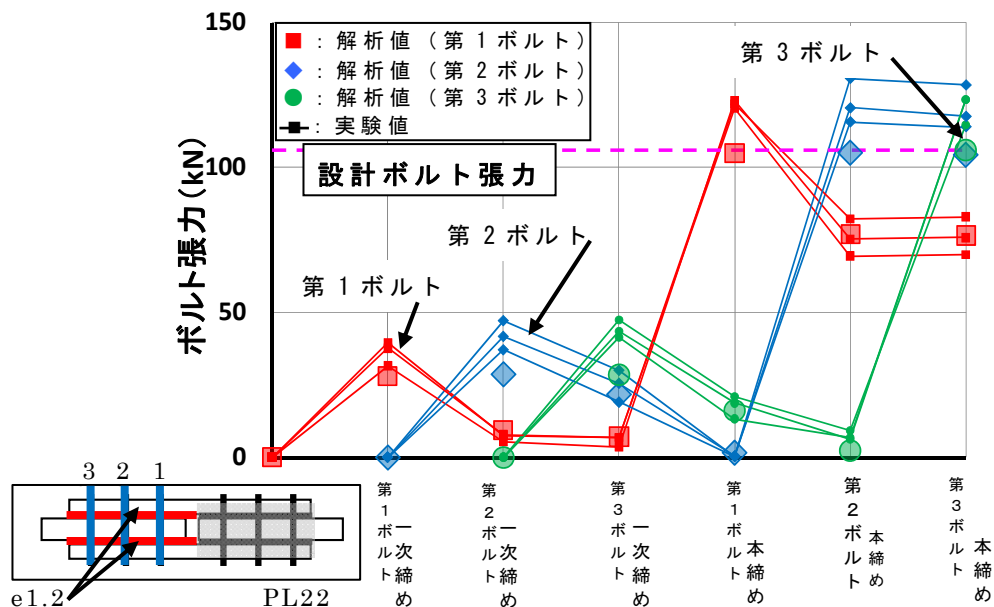
#### 4. 2. 2 (a) ボルト張力変動の考察

ボルト 3 本で両面肌すき  $1.2\text{mm}+1.2\text{mm}$  のある接合部を基準トルク法で締付けた場合のボルト張力 (N) の解析結果と実験結果を図 4. 1 の i) ~ iii) に示す。この図は複数本ボルトを締付けた場合のボルト相互の干渉によるボルト張力 (N) の変動を表したものである。図中の縦軸にはボルト張力を横軸にはボルトの締付手順を示す。

図 4. 1 に基づいてボルト 3 本締付けたボルト張力解析値 ( $\text{calN}_{\text{pin}}$ ) を実験値 ( $tN_{\text{pin}}$ ) で検証した結果を以下に示す。

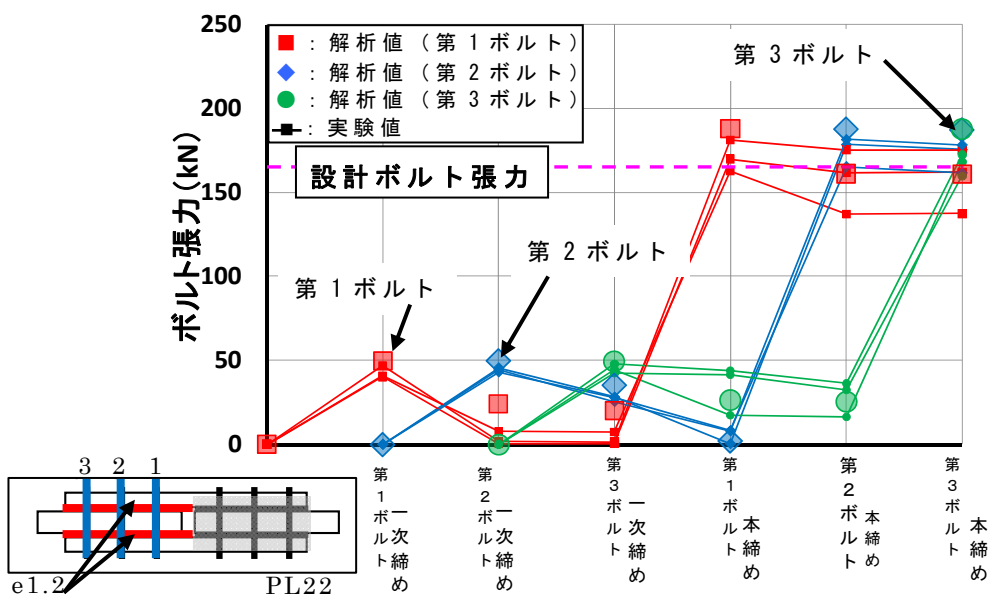
- ① ボルト径の小さい M16 の場合の 1 次締め後のボルト張力 (N) は、隣接するボルトの 1 次締めを行うことで、全てのボルト張力 (N) がほぼ 0 となる。ただし、ボルト径が大きい M22 の場合の隣接するボルトの 1 次締めを行ったに 1 次締め後のボルト張力 (N) の低下は減少し、第 3 ボルトでは殆ど低下しない。これは、ボルト径 (N) を大きくすることで 1 次締めトルク値が大きくなるため、1 次締め後のボルト締付位置での肌すきが無くなるためである。この、ボルト径を変化させた場合の 1 次締め後のボルト相互の干渉によるボルト張力解析値 ( $\text{calN}_{\text{pin}}$ ) の変動は、実験値が良く一致した。
- ② ボルト張力 (N) の小さいボルト径 M16, M20 の場合の本締め後のボルト相互の干渉によるボルト張力 (N) の変動は第 1 ボルトで設計ボルト張力 ( $N_1$ ) を下廻る結果となった。これは、隣接する第 2 ボルトを締付けることで残存する肌すきが減少することで第 1 ボルトの伸びが戻るためである。なお、締付ボルト張力 (N) が大きいボルト径 M22 の場合には第 1 ボルト本締め時に残存する肌すきがないため、この現象は殆ど見られない。この、ボルト径を変化させた場合の本締め後のボルト相互の干渉によるボルト張力解析値 ( $\text{calN}_{\text{pin}}$ ) の変動は、実験値が良く一致した。
- ③ ボルト径 M16 のボルト張力実測値 ( $tN_{\text{pin}}$ ) は設定したボルト張力 ( $e_0 \bar{N}_{\text{pin}}$ ) より若干大きくなる傾向が見られた。これは、ボルト張力 (N) が小さい場合には肌すきが残存しボルト軸部に曲げが生じ、この応力状態を軸部対象に 2 枚の一方向歪ゲージで実測しているために実測値が大きくなったと考えられる。
- ④ 添板 22mm, 両面肌すき  $1.2\text{mm}+1.2\text{mm}$  の接合部を M16, M20 (F10T) を用いてトルク値制御で締付ける場合には第 1 ボルトで設計ボルト張力 ( $N_1$ ) を下廻る恐れがあると言える。  
以上のことから、本論の解析法は両面肌すき ( $e+e$ ) のある接合部を

基準トルク法で複数本ボルトを締付けた場合のボルト相互の干渉によるボルト張力 (N) の変動を正確に求めることができると言える。



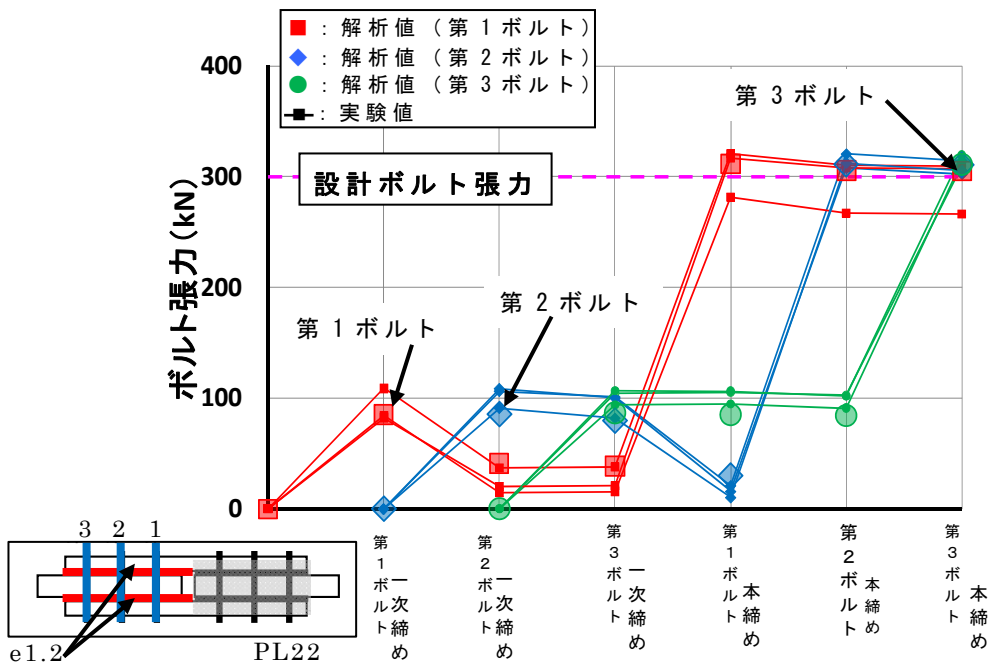
i) < M16, ボルト 3 本締付, 肌すき 1.2mm, 添板 22mm >

図 4. 1 ボルト張力の変動



ii) < M20, ボルト 3 本締付, 肌すき 1.2mm, 添板 22mm >

図 4. 1 ボルト張力の変動



iii) < M22, ボルト 3 本締付, 肌すき 1.2mm, 添板 22mm >

図 4. 1 ボルト張力の変動

#### 4. 2. 2 (b) すべり耐力の考察

両面肌すき (e+e) のある接合部を基準トルク法で締付けた場合のすべり耐力解析値 (calPs) を影響因子ごとに図 4. 2 に■印で示す。図中の縦軸にはすべり耐力解析値を基準とする肌すきの無いすべり耐力 ( $e_0Ps$ ) で無次元化したものを、横軸は締付ボルト本数と締付位置を示している。なお、図中には実験値を×, ○印で併せて示す。

図 4. 2 に基づいてすべり耐力解析値と各影響因子との関係を考察した結果を以下に示す。

- ①ボルト径が小さいほど無次元化すべり耐力は低下した。これは、ボルト張力 (N) が小さいほど肌すきが残ることから、接触圧 (C) が低下するためである。このボルト径を変動させたすべり耐力解析値は実験値 (tPs) と良く一致した。(図 4. 2 の■ (M16), ■ (M20), ■ (M22) 印の比較)
- ②ボルト本数を増やすほどすべり耐力 (Ps) は基準とする肌すきの無いすべり耐力に近づく。この傾向はボルト径が大きい顕著である。このボルト本数を変動させた場合のすべり耐力解析値は実験値と良く一致した。(図 4. 2)
- ③添板が厚くなるほど添板の曲げ剛性が大きくなり無次元化すべり耐力が低下した。この添板厚 (t) を変動させたすべり耐力解析値は実験値と良く一致した。(図 4. 2 の■ (添板 12mm) と■ (添板 22mm) の比較)
- ④基準トルク法で締付けた場合と基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合のすべり耐力 (Ps) を各々の基準すべり耐力で除した無次元化すべり耐力で比較すると、前者の無次元化すべり耐力が小さくなる。これは、2. 4. 2 項で述べたようにトルク値制御で締付ける場合には肌すきなどの影響因子によらず締付トルク値に対応したボルト張力 (N) が確保できるためである。

また、基準トルク法で締付けた全ての影響因子のすべり耐力解析値と実験値の相関関係は、図 4. 3 に示すように極めてよく一致した。

以上のことから、本論の解析法は両面肌すき (e+e) のある接合部をトルク値制御で締付ける場合のすべり耐力 (Ps) を適切に評価できると言える。

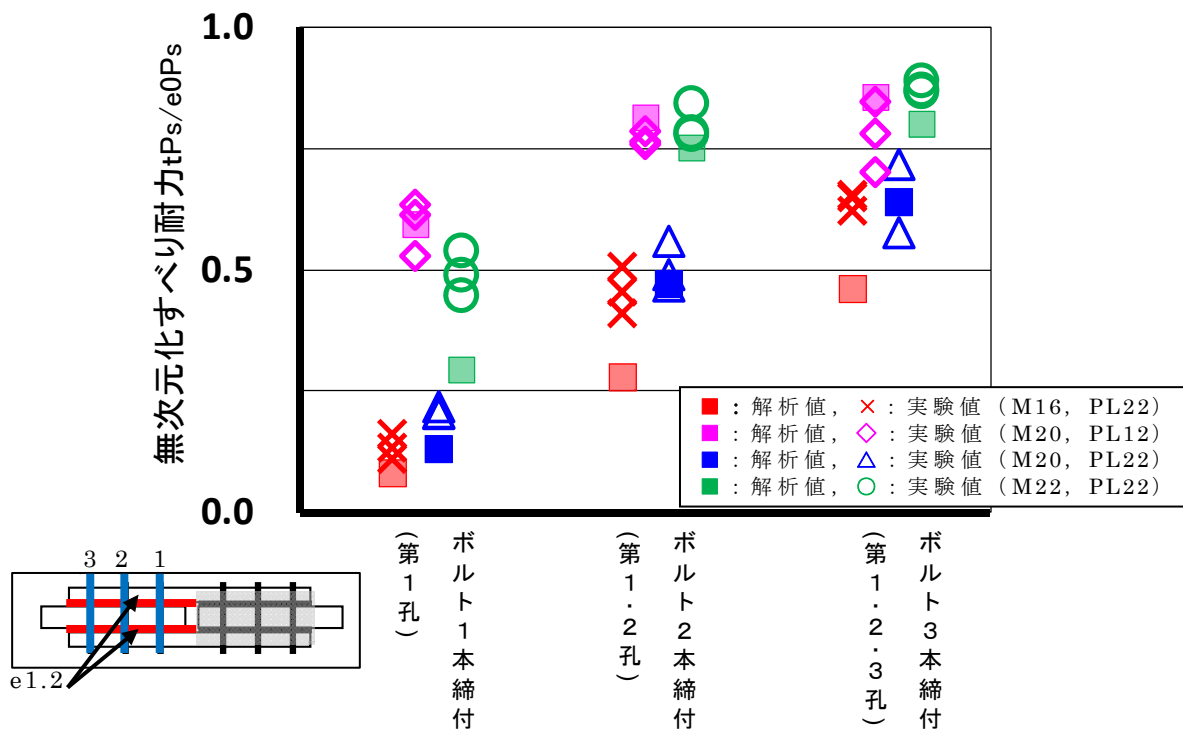


図 4. 2 締付力の違いによるすべり耐力 (両面肌すき 1.2mm+1.2mm)

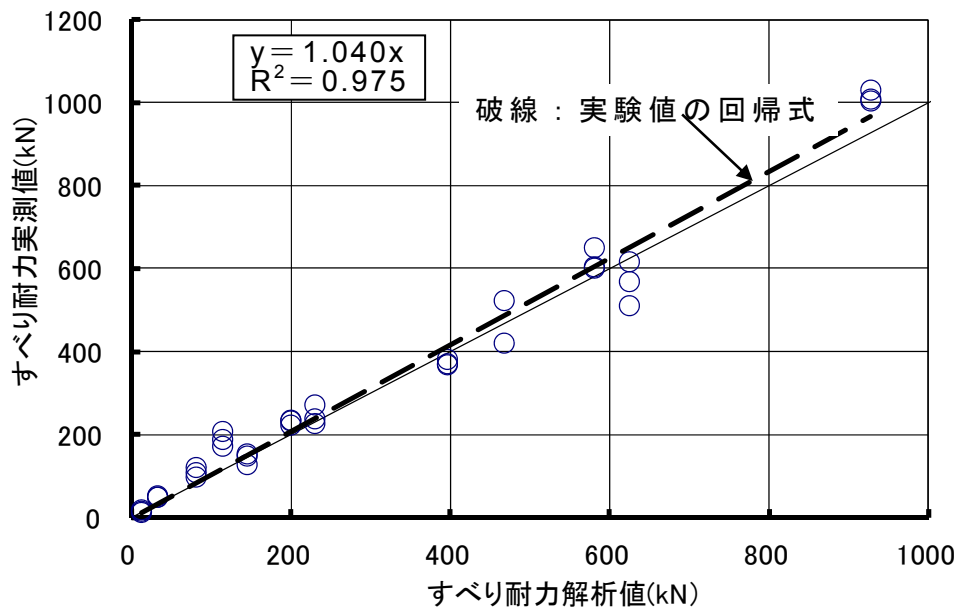


図 4. 3 すべり耐力解析値と実験値の相関関係

#### 4. 2. 2 (c) 任意のトルク値で締付けたナット回転角

任意のトルク値で両面肌すき (1.2mm+1.2mm) のある接合部を締付けた時のナット回転角を検討する。ここでは、4. 2. 1 で行ったトルシア形高力ボルトで締付けたピンテール破断時のトルク値 ( $T_{pin}$ ) でのナット回転角を対象とする。基準トルク法で締付けたときのナット回転角解析値 ( $cal \theta_{pin}$ ) を ■ (M16), ■ (M20), ■ (M22) で図 4. 4 に示す。

図中には、基準トルク法で締付けた時のナット回転角実測値  $t \theta_{pin}$  と肌すきの無い (e0) 試験体の実測値を ●印で、それぞれの締付位置ごとのナット回転角実測値の平均値を ×印で併記する。図中の横軸はボルト締付位置を縦軸は基準トルク法で締付けた時のナット回転角である。


ナット回転角解析値 ( $cal \theta_{pin}$ ) と各影響因子との関係を考察した結果を以下に示す。

- ①ボルト径が小さい M16 の場合には第 1 孔ボルト位置よりも第 2 孔ボルト位置のナット回転角が大きくなった。この現象は第 1 孔ボルト位置を本締めすることで、第 2 孔ボルト位置のボルト張力が完全になくなるためと考えられる。このナット回転角解析値 ( $cal \theta_{pin}$ ) の変動は実験 (●印) と概ね一致した。(図 4. 4 の ■印参照)
- ②ボルト径 M20, M22 の第 3 孔ボルト位置のナット回転角 ( $cal \theta_{pin}$ ) は、ボルト締付位置の肌すきが無くなるため肌すきの無いナット回転角と同等の値を示した。このボルト径の違いによるナット回転角解析値 ( $cal \theta_{pin}$ ) は実験 (●印) と良く一致した。(図 4. 4 の ■と ■印参照)
- ③ボルト径 M20 で添板が厚くなると第 1 孔, 第 2 孔ボルトのナット回転角 ( $cal \theta_{pin}$ ) が大きくなった。これは、添板の曲げ剛性が大きくなることでボルト締付位置に肌すきが残存するためである。この添板厚の変動によるナット回転角解析値 ( $cal \theta_{pin}$ ) は実験 (●印) と良く一致した。(図 4. 4 の ■印参照)

以上のことから、両面肌すき (e+e) のある接合部をトルク値制御で締付ける場合に本論の解析法を適用して算定したナット回転角は、ボルト径、添板厚、ボルト締付位置によらず正確に求めることができると言える。

一方、トルシア形高力ボルトの締付け後の検査について JASS6 では、『1次締付け後のボルト一群の全ボルトのナット回転角を測定し、この平均回転角度  $\pm 30^\circ$  の範囲を合格とする。』と規定している。これに従い、ボルト径と添板厚ごとに第 1 孔, 第 2 孔, 第 3 孔ボルト位置全てのボ



ルト一群の解析値 ( $cal\theta_{pin}$ ) の平均値 $\pm 30^\circ$  の範囲である合格範囲を示すと  となる。

ナット回転角実測値 ( $t\theta_{pin}$ ) は肌すきの無い ( $e_0\theta_{pin}$ ) と比較してボルト締付位置が固定側に近く、添板が厚くなるに従い大きくばらつくことが図 4. 4 に示す●印から認められる。このため、ナット回転角実測値 ( $t\theta_{pin}$ ) は JASS6 で規定しているボルト一群の合格範囲から多くのものが外れている。このことから、肌すきのある接合部をトルシア形高力ボルトで締付ける場合には、JASS6 で規定している締付け後の合否判定基準を適用できないこととなる。特に第 1 ボルトはボルトを交換して締付け直しても大きな回転角となり合否判定基準を満足できないこととなる。

したがって、肌すきのある接合部をトルシア形高力ボルトで締付けて JASS6 で規定している締付け後の合否判定を採用する場合には、第 1 ボルトを検査対象から除外させるか、文献 21) ~ 23) に示す 1 次締めトルク値を JASS6 で定めた基準値の 2 倍に増加させるなどの施工管理規準の修正が必要であると言える。

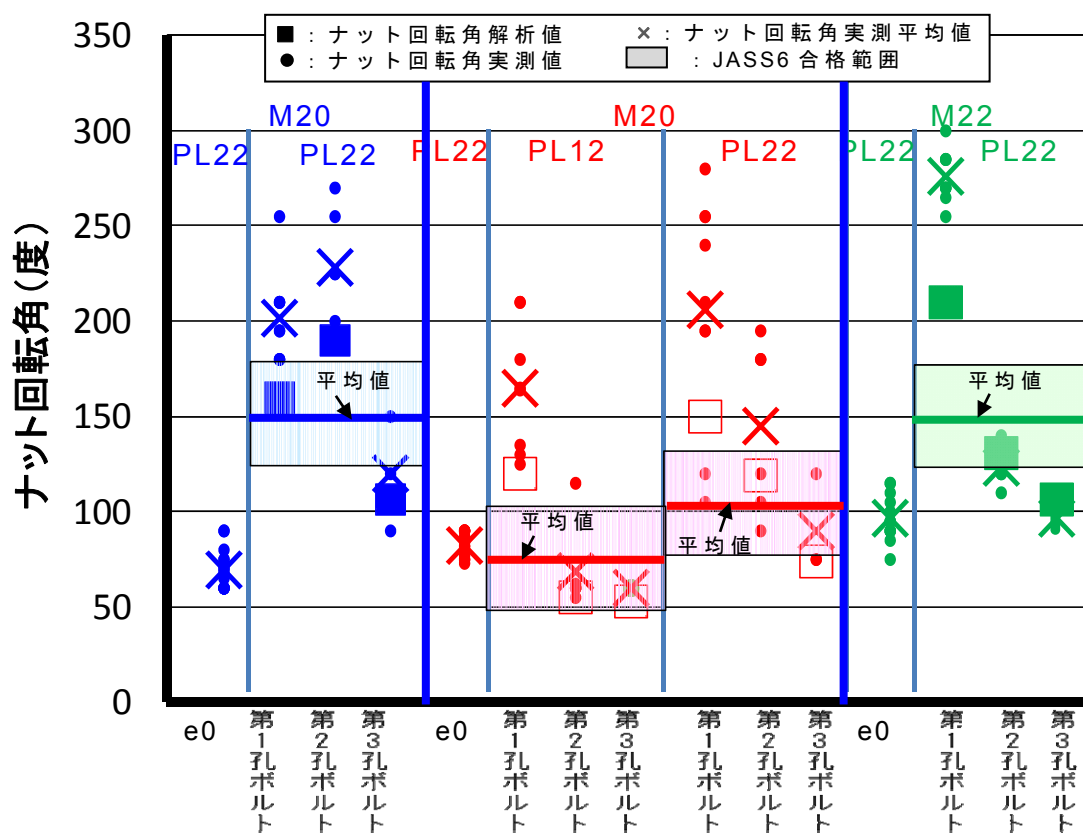


図 4. 4 所定のトルク値で締付けた時のナット回転角

### 4. 3 基準トルク法で締付けた片面肌すきのすべり耐力

本節では片面肌すき (e+0) のある接合部をトルク値制御で締付けた場合の接触圧 (C) を 4. 2 節で算定した両面肌すき (e+e) の接触圧解析値 (calC) を利用して算定し, この手法の妥当性を実験で検証する。

#### 4. 3. 1 すべり耐力の算定

片面肌すきのある二面せん断型のすべり耐力は前章 3. 3. 2 項で説明した通り図 4. 5 に示すように肌すき側の接合面の接触圧  $C_e$  と肌すきの無い側の接合面の接触圧  $e_0C$  を足し合わせた  $C_e + e_0C$  で評価できると仮定した。ここで,  $C_e$  は前節で求めた両面肌すき接合面の接触圧解析値 (calC) であり,  $e_0C$  はボルト張力解析値総和 ( $\sum calN_{pin}$ ) と見做した。

したがって, 片面肌すきのある接合部のすべり耐力 ( $Ps_{(e+0)}$ ) は次式 (4. 2) で表示できる。

$$\begin{aligned} Ps_{(e+0)} &= \mu (C_e + e_0C) \\ &= \mu (calC + \sum calN_{pin}) \quad \dots (4. 2) \end{aligned}$$

- ここで,  $Ps_{(e+0)}$  : 片面肌すき接合部すべり耐力 (kN)  
 $\mu$  : 肌すきの無い試験体のすべり係数  
 $C_e$  : 肌すき側の接合面の接触圧 (kN)  
 $e_0C$  : 肌すきの無い側の接合面の接触圧 (kN)  
 $calC$  : 両面肌すき接合面の接触圧解析値 (kN)  
 $\sum calN_{pin}$  : 両面肌すきボルト張力解析値総和 (kN)

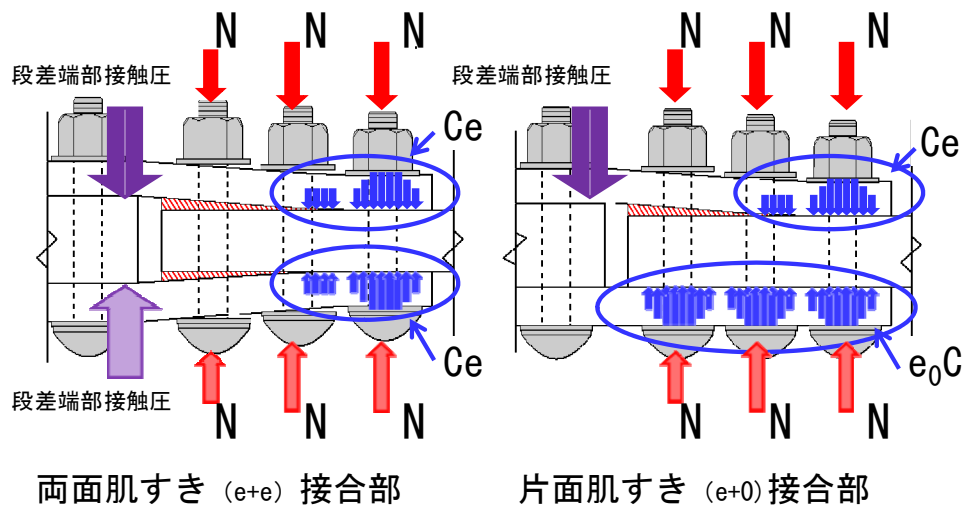


図 4. 5 接触圧の模式図

#### 4. 3. 2 実験概要

検証のための片面肌すき (e+0) のある接合部のすべり耐力実験は、前章 2. 6. 1 項で詳述した、H 形断面の上下フランジ部に二面せん断型の接合部をもつ試験体とした。

なお、摩擦面は前章 2. 6. 2 項で詳述した仕様でグリッドブラスト処理とラップ養生を行うことで同一状態を保った。

ここでは、外添板とフランジの間にフィラープレートを挿入することで片面肌すき (e+0) とした。

影響因子の変数は肌すき量 (e) とボルト本数とした。基準とする肌すきの無い試験体と片面肌すき 1.2mm+0mm, 2.3mm+0mm, 上下フランジひとつの接合部でボルト本数 2 本 (上下計 4 本), 3 本 (上下計 6 本) とした計 5 体である。影響因子の変数を表 4. 7 に示す。

本実験では S10T, M20 を供試ボルトとし、添板厚は 22mm とした。

ボルトの締付けは固定側を本締めまで行った後、第 1 ボルトから順に規定のトルク値 (T<sub>1</sub>) で 1 次締め後に第 1 ボルトから順に専用レンチを用いてピンテールを破断させた。載荷は単調引張試験とした。計測項目はボルトの歪、荷重、4 つの接合面のすべり変位である。

表 4. 7 影響因子の変数

呼び径:M (mm)	肌すき:e (mm)	添板厚:t (mm)	ボルト本数:B (本)	一次締トルク値:T (N・m)	内側縁端距離:L (mm)	余長:Y (mm)
20	0	22	2(上下4) 3(上下6)	150	60	40 100
	1.2					
	2.3					

#### 4. 3. 3 解析結果，実験結果および考察

##### 【解析結果】

片面肌すき (e+0) のある接合部を基準トルク法で締付けた場合の解析結果を表 4. 8 に示す。

表中の記号は以下に示す解析値を示している。また，※印の数字は表中の項目に対応している

calN <sub>120</sub>	:	ボルト張力解析値 (kN)，※1
ΣcalN	:	ボルト張力解析値の総和 (kN)，※2
calCe	:	両面肌すき接触圧解析値 (kN)，※3
calC <sub>(e+0)</sub>	:	片面肌すき接触圧解析値 calCe+ΣcalN (kN)，※4
calC <sub>(e+0)</sub> / e <sub>0</sub> C	:	片面肌すき無次元化接触解析値，※5
e <sub>0</sub> C	:	肌すきの無い基準接触圧Σe <sub>0</sub> N×2 (kN)

この片面肌すき (e+0) の解析値を考察すると以下となる

- ①添板 12mm の場合には肌すき量 (e)，ボルト本数によらず無次元化接触圧解析値 (calC<sub>(e+0)</sub> / e<sub>0</sub>C) は約 90% の値であった。(表 4. 8 の※5 参照)
- ③添板厚 22mm ではボルト本数が少ないほど，肌すき量 (e) が大きくなるほど無次元化接触圧解析値 (calC<sub>(e+0)</sub> / e<sub>0</sub>C) は低下した。このことから，片面肌すき (e+0) のすべり耐力は添板厚に大きく影響すると言える。(表 4. 8 の※5 参照)

##### 【解析結果の実験での検証】

片面肌すき (e+0) のある接合部を基準トルク法で締付けた場合の実験結果を表 4. 9 に示す。なお，表中には表 4. 8 に示した解析値を併記している。

表中の記号は以下に示す解析値と実験値を示している。なお，一接合面の接触圧実測値 (tC<sub>(e+0)</sub>) は 2. 6. 2 項で詳述した基準とする肌すきの無い試験体と固定側 6 体のすべり係数平均値 ( $\bar{\mu}_3=0.73$ ) で，一接合面のすべり耐力 (tPs<sub>(e+0)</sub> / 2) を除して算定したものである。また，※印の数字は表中の項目に対応している。

$tPs_{(e+0)}$	:	すべり耐力実験値 (kN), ※1
$tPs_{(e+0)} / 2$	:	一接合部のすべり耐力 (kN)
$tN_{120}$	:	ボルト張力実験値 (kN), ※2
$tC_{(e+0)}$	:	一接合部の接触圧実験値 (kN), ※3
$tC_{(e+0)} / e_0C$	:	片面肌すき無次元化接触圧実験値, ※4
$e_0C$	:	肌すきの無い基準接触圧 (kN) ( $\sum e_0N \times 2$ )
$calC_{(e+0)} / e_0C$	:	片面肌すき無次元化接触圧解析値, ※5

片面肌すき (e+0) の接触圧解析値 (calC) は肌すき量 (e) とボルト本数を変動させた同一条件の実験値が概ね良く一致した。(表 4. 9 の※6 参照)

次に、片面肌すき (e+0) のある接合部を基準トルク法で締付けた場合の無次元化接触圧解析値 ( $calC_{(e+0)} / e_0C$ ) と実験値 ( $tC_{(e+0)} / e_0C$ ) の相関を図 4. 6 に○印で示す。図中の横軸は無次元化接触圧解析値 ( $calC_{(e+0)} / e_0C$ ) を、縦軸は実験値 ( $tC_{(e+0)} / e_0C$ ) を示している。なお、図中には前章 3. 3. 2 項で算定した片面肌すき (e+0) のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合を×印で併記した。

接触圧解析値 (calC) と実験値の相関は標本数が少ないが概ね良い対応が得られた。このことから、片面肌すき e+0 のある接合部のすべり耐力は、肌すき側の接触圧 (Ce) と肌すきの無い側の接触圧 (e<sub>0</sub>C) を足し合わせることで評価できると言える。

以上のことから、片面肌すき (e+0) のある接合部を基準トルク法で締付けた場合のすべり耐力 (Ps) は、肌すき量 (e), ボルト本数によらず本論の解析法を適用して算定した接触圧 (C) で定量的に算定できると言える。

表 4. 8 片面肌すきすべり耐力解析結果

試験体種類		試験体種類			ボルト張力 (解析値) ※1			総ボルト張力 ※2 Σ calN (kN) (解析値)	肌すき面の接触圧 calCe (kN) ※3 (解析値)	片面肌すき 軸圧解析値 ※4 calC (e+0) (kN)	片面肌すき部次元化 接触圧解析値 ※5 calC (e+0) / Ce0
		ボルト数 (本)	添板厚 (mm)	内側縁端 距離 (mm)	第1孔ボルト	第2孔ボルト	第3孔ボルト				
1.2	2	12 ※3	60	188.0	186.8		374.8	304.5	679.3	0.90	
		22 ※3		161.8	186.7		348.5	176.5	525.0	0.70	
	3	12 ※3	60	187.7	186.4	187.7	562.0	480.2	1042.2	0.92	
		22 ※3		160.9	187.0	187.7	535.6	359.3	894.9	0.79	
2.3	2	12 ※3	60	187.2	187.9		375.1	293.2	668.3	0.89	
		22 ※3		96.1	188.4		284.5	124.2	408.7	0.54	
	3	12 ※3	60	186.8	187.9	187.5	562.2	466.8	1029.0	0.91	
		22 ※3		97.2	186.1	188.7	472.0	302.9	774.9	0.69	

表 4. 9 片面肌すきすべり耐力解析結果および実験結果

試験体種類		試験体種類			すべり荷重 ※1 tPs (kN) (実測値)	ボルト張力 (実測値) ※2			接触圧 ※3 tC (e+0) (kN) (計算値)	無次元化接触圧実測値 ※4 tC (e+0) / te0C (計算値)	無次元化接触圧推定値 ※5 calC (e+0) / e0C (解析値)	推定値/実測値 ※6
		ボルト数 (本)	添板厚 (mm)	内側縁端 距離 (mm)		第1孔ボルト	第2孔ボルト	第3孔ボルト				
0	2+2			984.7	154.0	160.7		674.5				
	3+3	22	60	1427.8	159.4	162.4	162.4	977.9				
1.2	2+2			616.9	145.1	165.8		422.5	0.64	0.70	1.10	
	3+3	22	60	1048.7	148.0	152.6	161.2	718.3	0.72	0.79	1.09	
2.3	2+2			480.4	118.1	159.3		329.0	0.50	0.54	1.09	
	3+3	22	60	987.8	134.8	159.8	161.7	676.6	0.68	0.69	1.01	

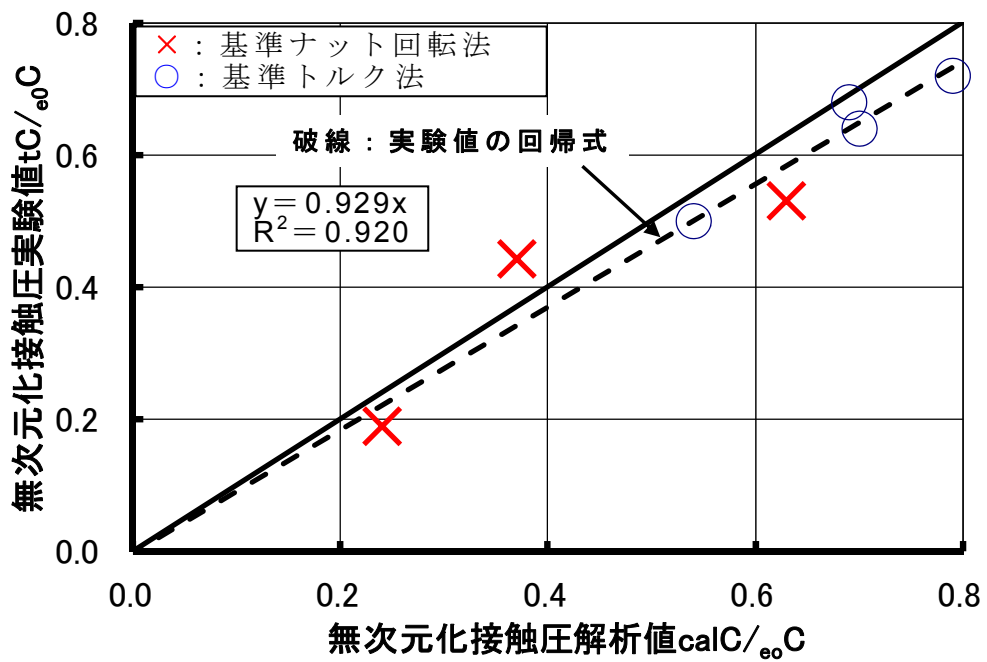


図 4. 6 片面肌すき接触圧解析値と実験値の相関関係

#### 4. 4 まとめ

本章では肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部をトルク値制御で締付けた場合に接触圧を定量的に算定した。この解析法の基本は第 2 章で詳述しているが、解析におけるボルト張力の入力方法はトルクコントロールの原理に基づくものである。即ち、ボルト先端に強制変位を与える増分変位解析を行い任意のトルク値に対応するボルト張力に相当するボルト伸びが得られた時点をとトルク値制御で締付けたボルト張力の入力完了としている。なお、解析値は影響因子をボルト径、肌すき量、添板厚、ボルト本数、ボルト配置として変動させた解析条件に対応する実験で検証することで、本論の解析法がナット回転角制御とトルク値制御で締付けた場合のどちらにも適用できる汎用性のある解析法であることを実証した。本章で得られた結論を以下に示す。

両面肌すきのある接合部をトルク値制御で締付ける場合に算定した接触圧はボルト径、肌すき量、添板厚、ボルト本数、ボルト配置を影響因子として変動させた全ての解析条件に対応する実験値が良く一致した。(4. 2. 2 (b) 参照)

両面肌すきのある接合部でボルト複数本をトルク値制御で締付ける場合に算定したボルト相互の干渉によるボルト張力の変動はボルト径、肌すき量、添板値、ボルト本数、ボルト配置によらず実験値が良く一致した。(4. 2. 2 (a) 参照)

両面肌すきのある接合部で算定した任意のトルク値で締付ける場合ナット回転角はボルト径、肌すき量、添板値、締付位置によらず実験値が良く一致した。(4. 2. 2 (c) 参照)

片面肌すきのある接合部をトルク値制御で締付ける場合に算定した接触圧は肌すき量、ボルト本数によらず実験値が良く一致した。(4. 3 参照)

以上のことから、肌すきのある接合部をトルク値制御で締付けた場合に本論の解析法を適用することの妥当性が実証できた。



## 5 章 実務への適用例

### 5. 1 はじめに

本章では、肌すきのある接合部でさまざまな影響因子を変動させた場合でもすべり耐力 ( $P_s$ ) を定量的に算定できる本論の解析法を適用して、設計時や施工時に肌すきなどの状況が判明している接合部のすべり耐力 ( $P_s$ ) を検討する方法を例示する。

本章の構成は先ず、本論の 3 章と 4 章のすべり耐力解析値 ( $calP_s$ ) を、肌すきの無いボルト 1 本のすべり耐力 ( ${}_{e_0}P_s/本$ ) で除すことでボルト本数に換算し (以下“等価ボルト本数 ( ${}_kB$ )”と称す)、ボルトを 1 本、2 本、3 本締付けた場合の等価ボルト本数 ( ${}_kB$ ) から締付ボルト孔位置ごとのすべり耐力の効き率 (以下“ボルト有効率 ( $\rho$ )”と称す) を求めることですべり耐力 ( $P_s$ ) を検討する。(5. 2)

次に、締付方法ごとに本論の解析法を適用して肌すき量 ( $e$ ) と添板厚 ( $t$ ) の変数を増加させた解析を行い、複数本接合部の接触圧 ( $C$ ) を算定する。この接触圧解析値 ( $calC$ ) を基準とする肌すきの無いすべり耐力 ( ${}_{e_0}P_s$ ) で除すことで、締付方法ごとのすべり耐力 ( $P_s$ ) の低下する状況を検討することで、低下したすべり耐力を算定する式を示す。

(5. 3)

### 5. 2 締付位置ごとのボルト有効率

本節では、3 章 3. 3. 1 項と 4 章 4. 2 節で算定した基準ナット回転法と基準トルク法で締付けた場合の両面肌すき ( $e+e$ ) すべり耐力解析値 ( $calP_s$ ) を等価ボルト本数 ( ${}_kB$ ) に換算し、締付位置ごとのボルト有効率 ( $\rho$ ) を求めることですべり耐力 ( $P_s$ ) を検討する。

先ず、締付方法ごとに肌すきの無い接合部のすべり耐力 ( ${}_{e_0}P_s$ ) を締付ボルト本数で除すことで、ボルト 1 本の基準すべり耐力 ( ${}_{e_0}P_s/本$ ) を設定する。

次に、締付方法ごとの両面肌すき ( $e+e$ ) のすべり耐力解析値 ( $calP_s$ ) をボルト 1 本の基準すべり耐力 ( ${}_{e_0}P_s/本$ ) で除すことで等価ボルト本数 ( ${}_kB = calP_s / ({}_{e_0}P_s/本)$ ) に換算する。

さらに、締付方法ごとに換算した等価ボルト本数 ( ${}_kB$ ) から締付位置ごとのボルト有効率 ( $\rho$ ) を算定する。即ち、第 1 孔位置のボルト有効率 ( $\rho_1$ ) は第 1 孔位置をボルト 1 本締付けた場合の等価ボルト本

数 ( $\rho_1 = kB_1$ ) で、第 2 孔位置のボルト有効率 ( $\rho_2$ ) は第 1, 第 2 孔位置をボルト 2 本締付けた場合の等価ボルト本数 ( $kB_2$ ) から第 1 孔位置のボルト有効率を減じた値 ( $\rho_2 = kB_2 - \rho_1$ ) で、第 3 孔位置のボルト有効率 ( $\rho_3$ ) は第 1, 第 2, 第 3 孔位置をボルト 3 本締付けた場合の等価ボルト本数 ( $kB_3$ ) から第 1, 第 2 孔位置のボルト有効率を減じた値 ( $\rho_3 = kB_3 - \rho_1 - \rho_2$ ) となる。

なお、基準ナット回転法で締付けた場合の解析における影響因子は肌すき量 ( $e$ )、添板厚 ( $t$ )、ボルト本数、締付位置であり、この影響因子の変数を表 5. 1 に示す。また、基準トルク法で締付けた場合の解析における影響因子はボルト径、肌すき量 ( $e$ )、添板厚 ( $t$ )、ボルト本数であり、この影響因子の変数を表 5. 2 に示す。

表 5. 1 影響因子とその変数 (基準ナット回転法)

ボルト径: M (mm)	肌すき: e (mm)	側板厚: P (mm)	ボルト本数: B (本)	一次締トルク値: T (N・m)	内側縁端距離: L (mm)	余長: Y (mm)
20	0	12 22	1	T1: 150	60 120	40
	1.2		2			100
	2.3		3			160

表 5. 2 影響因子とその変数 (基準トルク法)

ボルト径: M (mm)	肌すき: e (mm)	添板厚: P (mm)	ボルト本数: B (本)	一次締トルク値: T (N・m)	内側縁端距離: L (mm)	余長: Y (mm)
16	0 1.2	12 <sup>※1</sup> 22	1	T1 <sup>※2</sup>	60 120	40
20			2			100
22			3			160

※1: M20のみ, ※2: 100(M16), 150(M20), 300(M22)

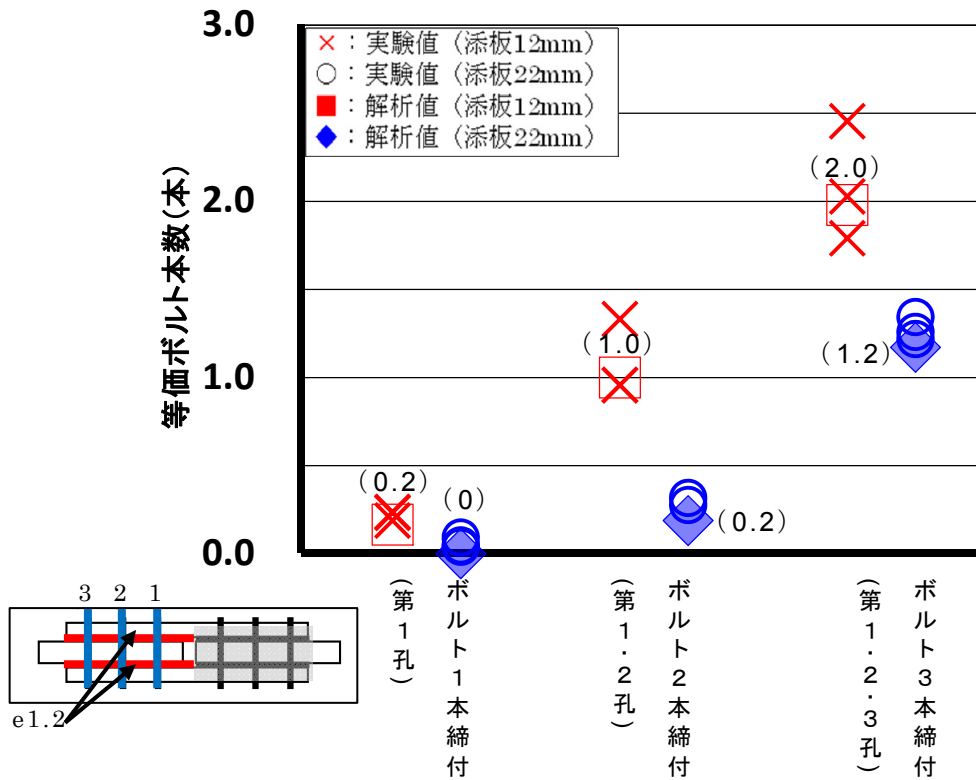
## 5. 2. 1 基準ナット回転法の等価ボルト本数

3章3.3.1項で算定した両面肌すき ( $e+e$ ) 接合部の基準ナット回転法で締付けた場合のすべり耐力解析値 ( $calPs$ ) を、ボルト1本あたりの基準すべり耐力 ( $e_0Ps/本$ ) で除して影響因子ごとに等価ボルト本数 ( $kB$ ) に換算した結果を図5.1のi)～iv)に添板12mmを■印で、添板22mmを◆印で示す。図中の縦軸は等価ボルト本数 ( $kB$ ) を、横軸は締付ボルト本数と締付位置を示す。図中には解析値から換算した等価ボルト本数 ( $kB$ ) と実験値を併記している。

これらの図に従って影響因子と等価ボルト本数の関係を考察した結果を以下に示す。

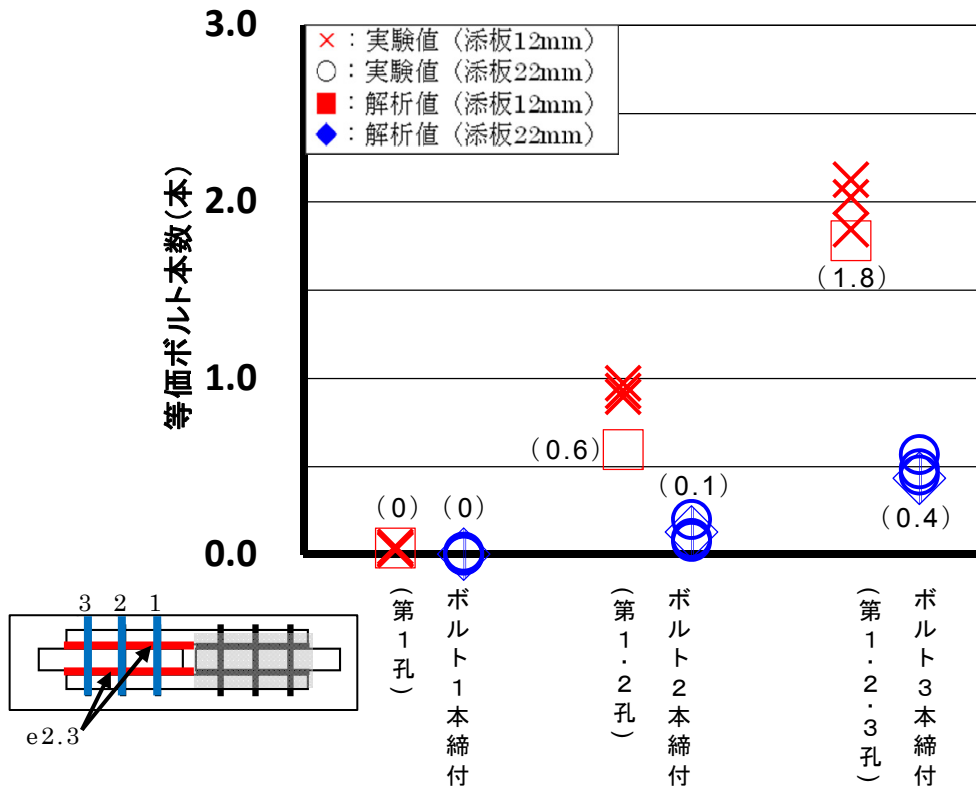
- ①添板12mmで第1孔位置をボルト1本締付た場合には肌すき量によらず等価ボルト本数 ( $kB_1$ ) は0に等しい。このことから、添板が薄い場合でも第1孔位置のボルトはすべり耐力に対して効果がないと言える。(図5.1のi)とii)の赤を参照)
- ②第1,第2孔位置をボルト2本締付た場合と第2孔位置ボルト1本締付た場合の等価ボルト本数 ( $kB$ ) は同等の値となる。このことから、ボルト締付位置のすべり耐力 ( $Ps$ ) に対する効果はボルト本数によらず一定と言える。(図5.1のi)とiii)の比較)
- ③添板12mmで第3孔位置にボルト挿入した場合には概ね等価ボルト本数 ( $kB$ ) は1本増加する。このことから、第3孔位置のボルトはすべり耐力 ( $Ps$ ) に対して有効に働いていると言える。(全図中の赤参照)
- ④ボルト本数を増加させると添板12mmの場合にはボルト本数に比例して等価ボルト本数 ( $kB$ ) が増えるが、添板22mmの場合にはその傾向が見られない。このことから、添板厚 ( $t$ ) によって締付位置による効果が大きく異なることが分かる。(全図中の赤と青の比較)
- ⑤内側縁端距離 ( $L$ ) を大きくして、ボルト本数を増加させた場合の等価ボルト本数は多くなる。特に、添板12mmでボルト3本の場合には肌すきの無い等価ボルト本数 ( $kB$ ) と同等となる。このことから、添板が薄い場合には内側縁端距離 ( $L$ ) を増加させることはすべり耐力を改善する有効な手段といえる。ただし、この手法を採用する場合には添板の **Inter-riquet Buckling** を考慮する必要がある。(図5.1のiii)とiv)参照)

以上のことから,ナット回転角制御で締付けた場合の締付位置のすべり耐力 ( $P_s$ ) に対する効果は添板厚 ( $t$ ) と肌すき量 ( $e$ ) によって異なることとなる。



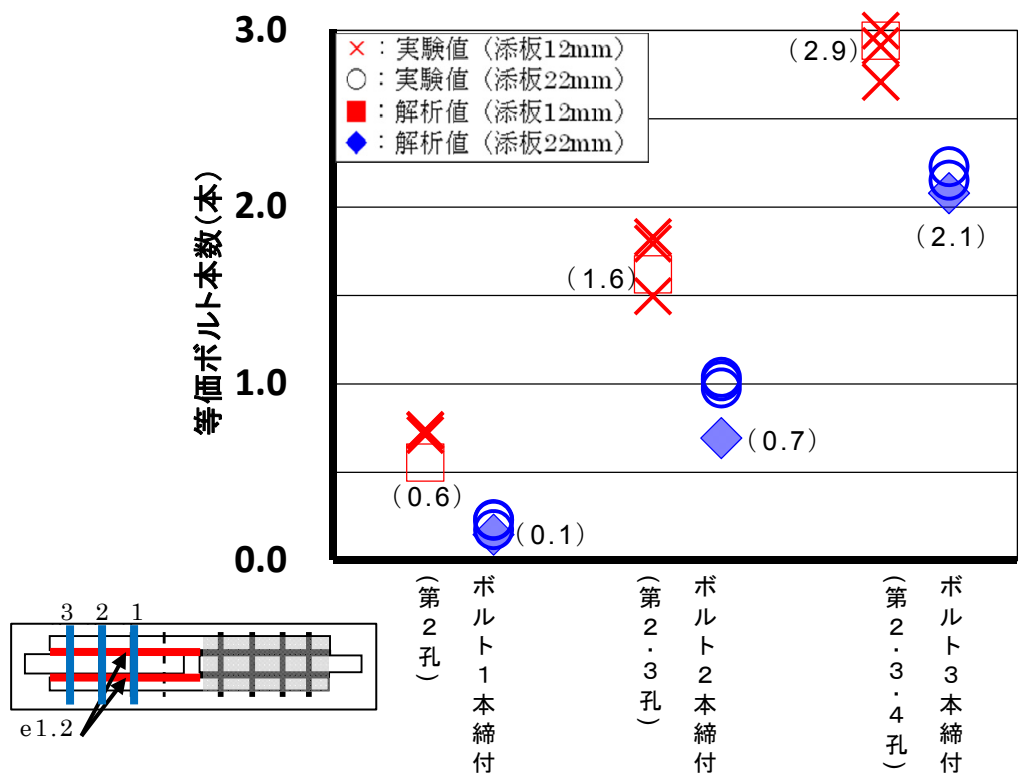
i) <両面肌すき 1.2mm+1.2mm, 内側縁端距離 60mm>

図 5.1 等価ボルト本数 (基準ナット回転法)

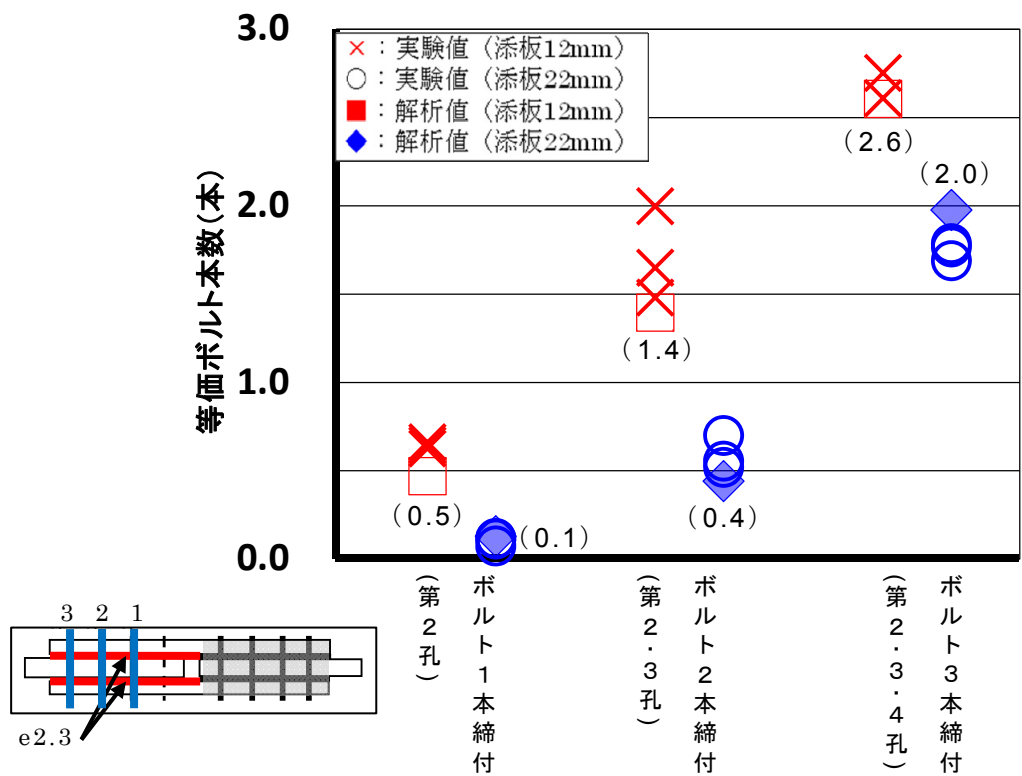


ii) <両面肌すき 2.3mm+2.3mm, 内側縁端距離 60mm>

図 5.1 等価ボルト本数 (基準ナット回転法)



iii) <両面肌すき 1.2mm+1.2mm, 内側縁端距離 120mm>  
 図 5.1 等価ボルト本数 (基準ナット回転法)



iv) <両面肌すき 2.3mm+2.3mm, 内側縁端距離 120mm>  
 図 5.1 等価ボルト本数 (基準ナット回転法)

## 5. 2. 2 基準トルク法の等価ボルト本数

4章4.2節で算定した両面肌すき（1.2mm+1.2mm）接合部の基準トルク法で締付けた場合のすべり耐力解析値（calPs）を，ボルト1本あたりの基準すべり耐力（ $e_0Ps$ /本）で除して等価ボルト本数（ $kB$ ）に換算した結果を図5.2にボルト径と添板厚（t）ごとに示す。図中の縦軸は等価ボルト本数（ $kB$ ）を，横軸は締付ボルト本数と締付位置を示す。図中には解析値から換算した等価ボルト本数（ $kB$ ）と実験値と併せて併記している。

影響因子の違いによる等価ボルト本数（ $kB$ ）の関係を考察した結果を以下に示す。

- ①ボルト径を大きくするほど等価ボルト本数（ $kB$ ）は多くなる。これは，締付け後のボルト張力が大きくなることで添板が密着するためである。（図5.2の赤，青，緑の比較）
- ②ボルト径 M20 と M22 で第1孔位置にボルト1本から，第1，第2孔位置にボルト2本とすることで等価ボルト本数（ $kB$ ）は約1本増加する。このことから，ボルト径 M20 と M22 の場合には第2孔位置以降のボルトはすべり耐力（Ps）に有効に働いていると言える。（図5.2の紫，青，緑の参照）
- ③ボルト径 M20 で添板 12mm と 22mm を比較すると，第1孔位置にボルト1本締付けたときの等価ボルト本数（ $kB_1$ ）の違いが大きく，この違いの差がボルト本数を増加させても残ることとなる。このことから，ボルト径 M20 の添板の曲げ剛性の違いによる影響は第1孔位置のボルトのすべり耐力（Ps）に対する効果の違いとなる。（図5.2の紫，青，の比較）

以上のことから，トルク値制御で締付けた場合の締付位置によるすべり耐力（Ps）に対する効果は，ボルト径と添板厚（t）によって異なることとなる。

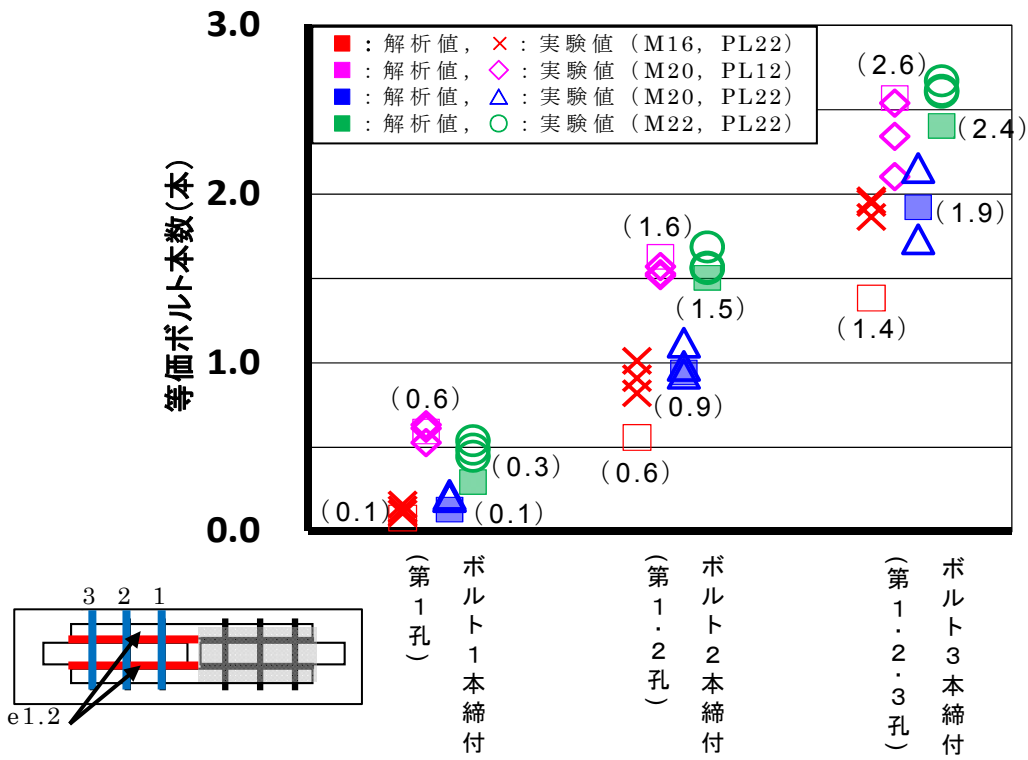


図 5.2 ボルト張力の違いによる等価ボルト本数(基準トルク法)



### 5. 2. 3 締付方法ごとのボルト有効率

本項では，締付方法ごとの算定したすべり耐力解析値（calPs）を換算した等価ボルト本数（ $kB$ ）から締付位置ごとのボルト有効率（ $\rho$ ）を算定した。基準ナット回転法と基準トルク値で締付けた場合の締付位置ごとのボルト有効率（ $\rho$ ）をまとめると表 5. 3 となる。

ボルト有効率（ $\rho$ ）の算定方法は冒頭で説明した通りであるが，基準ナット回転法 M20，両面肌すき（1.2mm+1.2mm），添板厚 12mm 場合を以下に例示する。

$$\text{第 1 孔位置のボルト有効率 } (\rho_1) = 0.2 (kB_1)$$

$$\begin{aligned} \text{第 2 孔位置のボルト有効率 } (\rho_2) &= 1.0 (kB_2) - 0.2 (\rho_1) \\ &= 0.8 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{第 3 孔位置のボルト有効率 } (\rho_3) &= 2.0 (kB_3) - 1.0 (\rho_2) \\ &= 1.0 \end{aligned}$$

この結果から，両面肌すき（1.2mm+1.2mm）で添板厚 12mm の接合部を第 1，第 2，第 3 孔位置にボルト 3 本（M20）配置して基準ナット回転法で締付けた場合のすべり耐力（Ps）は次式で表示することができる。

$$\begin{aligned} Ps &= (\rho_1 + \rho_2 + \rho_3) B = (0.2 + 0.8 + 1.0) B \\ &= 2.0 B \end{aligned}$$

ここで，B：ボルト 1 本あたりの許容せん断耐力（kN）

以上のように，設計時や施工時に肌すき（e）が判明している接合部のすべり耐力（Ps）は表 5. 3 に示す締付位置ごとのボルト有効率（ $\rho$ ）を用いて検討することができる。

表 5. 3 締付位置ごとのボルト有効率

締付方法	ボルト径 M(mm)	肌すき量 e(mm)	添板厚 t(mm)	第1孔 ボルト位置	第2孔 ボルト位置	第3孔 ボルト位置	第4孔 ボルト位置
基準ナット回転法	20	1.2+1.2	12	0.2	0.8	1.0	1.0
			22	0.0	0.2	1.0	1.0
		2.3+2.3	12	0.0	0.6	1.0	1.0
			22	0.0	0.1	0.3	1.0
基準トルク法	16	1.2+1.2	22	0.1	0.5	0.8	/
	20	1.2+1.2	12	0.6	1.0	1.0	
			22	0.1	0.8	1.0	
22	1.2+1.2	22	0.3	1.0	1.0		

### 5. 3 複数本接合部すべり耐力の低下する状況

本節では、締付方法ごとに肌すきのあるボルト複数本接合部の接触圧解析値 (calC) を算定し、基準とする肌すきの無いすべり耐力 ( $e_0Ps$ ) に対する低下する状況を検討する。

解析対象はボルト呼び径 M20 では、前節 5. 2 節で述べたように第 4 孔位置のボルトはすべり耐力 ( $Ps$ ) が低下しないことから、3 孔試験体でボルト 3 本配置とする。本節の構成は先ず、基準ナット回転法で両面肌すき ( $e+e$ ) と片面肌すき ( $e+0$ ) のある接合部を締付けた場合のすべり耐力 ( $Ps$ ) が低下する状況を検討することで、低下したすべり耐力を算定する式を示す。(5. 3. 1) 次に、基準トルク法で両面肌すき ( $e+e$ ) と片面肌すき ( $e+0$ ) のある接合部を締付けた場合のすべり耐力 ( $Ps$ ) が低下する状況を検討することで、低下したすべり耐力を算定する式を示す。(5. 3. 2)

#### 5. 3. 1 基準ナット回転法の場合

肌すきのある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合の接触圧解析値 (calC) を算定する。ここでは、両面肌すき ( $e+e$ ) と片面肌すき ( $e+0$ ) の場合に大きく区分して、肌すき量 ( $e$ ) と添板厚 ( $t$ ) を解析の変数とする。

先ず、両面肌すき ( $e+e$ ) のある接合部を対象とした解析の変数は添板厚 ( $t$ ) を一定 (12mm と 22mm) として肌すき量 ( $e$ ) を 3 水準 (0.5mm, 1.2mm, 2.3mm) に変動させた解析と両面肌すき 1.0mm+1.0mm の接合部を対象に添板厚 ( $t$ ) を 5 水準 (6mm, 12mm, 16mm, 22mm, 36mm) に変動させた解析を行った。解析の変数を表 5. 4 に示す。(5. 3. 1 (a))

次に、両面肌すき 1.0mm+1.0mm を比較の基準として肌すき量の和が半分となる片面肌すき 1.0mm+0mm と、肌すき量の和が同じ片面肌すき 2.0mm+0mm を対象に添板厚 ( $t$ ) を 5 水準 (6mm, 12mm, 16mm, 22mm, 36mm) とした解析を行った。解析の変数を表 5. 5 に示す。(5. 3. 1 (b))

表 5. 4 両面肌すき (e+e) 基準ナット回転法の解析変数

ボルト径	ボルト配置	肌すき量e+e(mm)	添板厚(mm)
M20	3本	0.5+0.5	12
		1.2+1.2	22
		2.3+2.3	
		1.0+1.0	6
			12
16			
22			
	36		

表 5. 5 片面肌すき (e+0) 基準ナット回転法の解析変数

ボルト径	ボルト配置	肌すき量e+e(mm)	添板厚(mm)
M20	3本		6
		1.0+1.0	12
		1.0+ 0	16
		2.0+ 0	22
			36

### 5. 3. 1 (a) 両面肌すきのすべり耐力

両面肌すき (e+e) のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合の解析値を図 5. 3 と図 5. 4 に実験値と併せて示す。縦軸は解析で算定した接合面の接触圧 (calC) を基準とする肌すきの無い接合部の接触圧 ( $e_0C$ ) で無次元化したすべり耐力 (Ps) を示している。横軸は図 5. 3 では肌すき量 (e) を図 5. 4 では添板厚 (t) を示す。なお、実験値はすべり耐力 (Ps) を 2. 6. 2 項で詳述した基準すべり係数 ( $\bar{\mu}_1, \bar{\mu}_2$ ) で除した値を接触圧 tC として×印 (添板 12mm) と○印 (添板 22mm) で併記する。

図 5. 3 に示す肌すき量 (e) の変動に対するすべり耐力 (Ps) を考察すると以下となる。

- ① 添板が 12mm の場合でも肌すきが 0.5 mm あるとすべり耐力 (Ps) は約 30% 急激に低下し、それ以上肌すき (e) が大きくなると低減の勾配の約 10% となる。
- ② 添板が 22mm の場合に肌すき (e) に対するすべり耐力 (Ps) 低下の勾配が大きくなり、肌すきが 0.5mm で約 25% 低下し、肌すきが 2.0mm になると約 80% 低下する。
- ③ ボルト径 M20, F10T, ボルト 3 本配置で添板厚 12mm と 22 mm の場合の肌すきの無い基準すべり耐力 ( $e_0Ps$ ) に対するすべり耐力低下率  $\alpha_{12}$ ,  $\alpha_{22}$  は肌すき量 (e) の関数として次式で表示できる。

$$\alpha_{12} = -0.118 \cdot e + 0.775 \quad (t=12) \cdots \cdots (5. 1)$$

$$\alpha_{22} = -0.204 \cdot e + 0.601 \quad (t=22) \cdots \cdots (5. 2)$$

ただし、 $0.5\text{mm} \leq e \leq 2.3\text{mm}$

図 5. 4 に示す両面肌すき 1mm+1mm の場合の添板厚 (t) の変動に対するすべり耐力 (Ps) を考察すると以下となる。

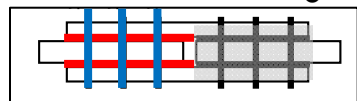
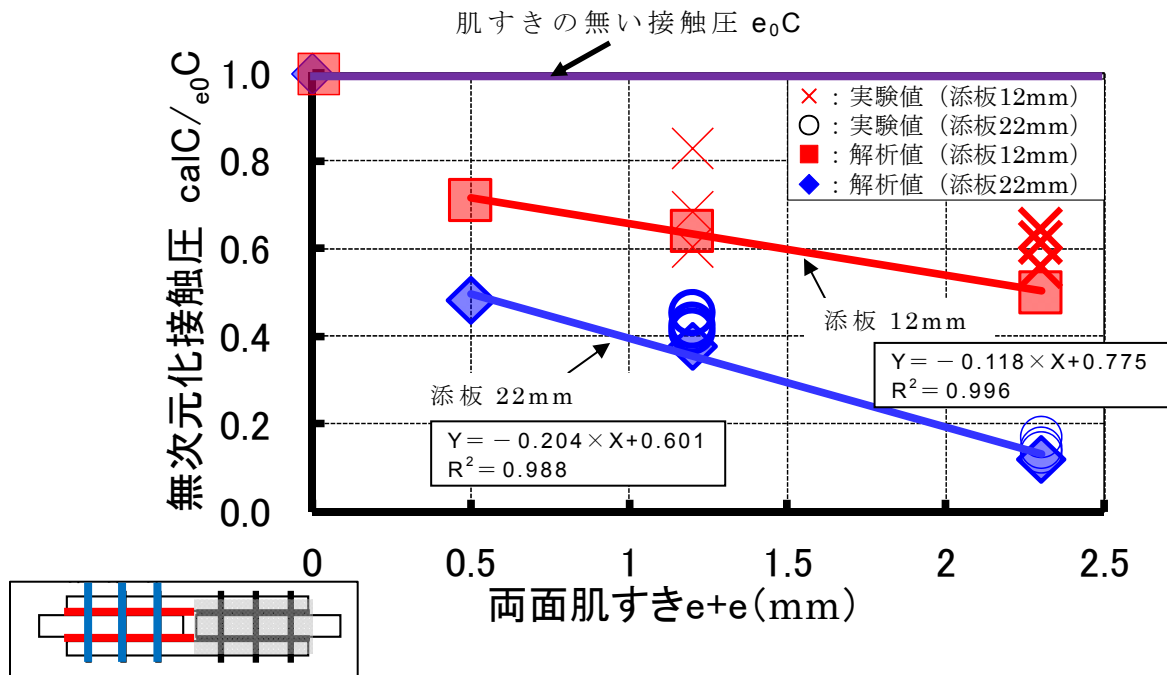
- ① 通常の梁継手に使用される添板で一番薄い 9mm の場合でも肌すきが 1mm あるとすべり耐力 (Ps) は約 25% 低下する。
- ② 添板が厚くなるとすべり耐力 (Ps) は低下し、添板 28mm の場合では約 70% 低下する。
- ③ ボルト径 M20, F10T, ボルト 3 本配置で両面肌すき 1mm+1mm のある接合部のすべり耐力低下率  $\beta_{(1+1)}$  は添板厚 (t) の関数として次式で表示できる。

$$\beta_{(1+1)} = -0.0222 \cdot t + 0.945 \cdots \cdots (5. 3 \text{ 式})$$

ただし、 $9\text{mm} \leq t \leq 36\text{mm}$

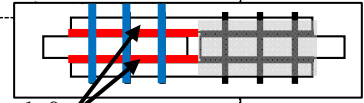
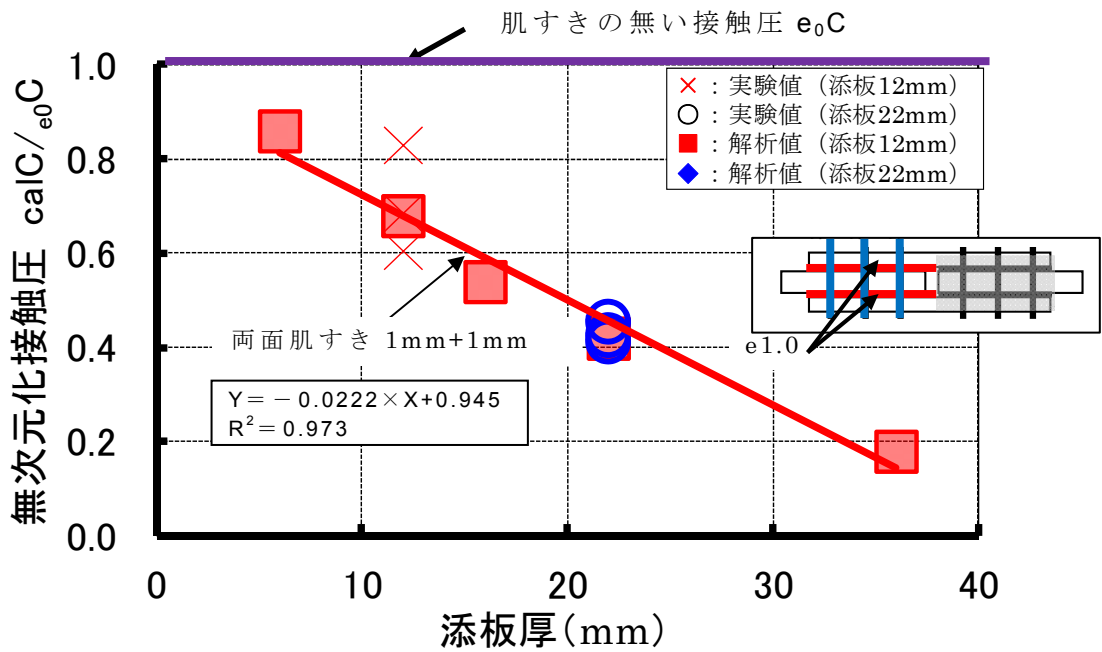
ただし、添板厚ごとのすべり耐力低下率  $\alpha$  と両面肌すき 1mm+1mm の場合のすべり耐力低減率  $\beta$  は、その対象とする引数が異なるため若干の誤差を生じる。

以上のことから、複数本接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けたすべり耐力 ( $P_s$ ) は、両面肌すき 1mm+1mm の場合でも低下するので、JASS 6 で定めている肌すきを 1.0mm まで許容する規定は危険側の評価と言え、(5.3) 式の添板厚 ( $t$ ) に対応する低下率を考慮したすべり耐力 ( $P_s$ ) とする必要がある。



< 3 孔試験体, ボルト 3 本配置 >

図 5. 3 両面の肌すき量とすべり耐力の関係 (基準ナット回転法)



< 3 孔試験体, ボルト 3 本配置 >

図 5. 4 両面肌すき 1mm の添板厚とすべり耐力の関係 (基準ナット回転法)

### 5. 3. 1 (b) 片面肌すきのすべり耐力

基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 1mm+0mm の接触圧解析値 ( $\text{calC}_{(1+1)}, \text{calC}_{(1+0)}$ ) と実験値 ( $tC_{(1.2+1.2)}, tC_{(1.2+0)}$ ) をそれぞれ基準接触圧 ( $e_0C$ ) で除して無次元化したものを ■, ●, ○, ×印で図 5. 5 に、基準ナット回転法で締付けた両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 2mm+0mm の接触圧解析値 ( $\text{calC}_{(1+1)}, \text{calC}_{(2+0)}$ ) と実験値 ( $tC_{(1.2+1.2)}, tC_{(2.3+0)}$ ) をそれぞれ基準接触圧 ( $e_0C$ ) で除して無次元化したものを ■, ●, ○, ×印で図 5. 6 に示す。縦軸には無次元化接触圧 ( $\text{calC}/e_0C$ ) を、横軸には添板厚を示す。なお、前述の通り接触圧実験値 ( $tC_{(1.2+1.2)}, tC_{(1.2+0)}, tC_{(2.3+0)}$ ) はすべり耐力実験値 ( $tPs$ ) を 2. 6. 2 項で詳述した基準すべり係数 ( $\bar{\mu}_1, \bar{\mu}_3$ ) で除した値と定義し、これを基準接触圧 ( $e_0C$ ) で無次元化したものである。

図 5. 5 と図 5. 6 に基づいて、解析値と影響因子の関係を要約すると以下となる。

#### 【両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 1mm+0mm のすべり耐力】

基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合の両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 1mm+0mm のすべり耐力 ( $Ps$ ) は、図 5. 5 に示すように添板が厚くなると前者の方が大きく低下する。

このことから、すべり耐力には、肌すき量の和が大きくなるほど添板厚 ( $t$ ) の影響が大きいと言える。

#### 【両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 2mm+0mm のすべり耐力】

肌すき量の和が等しい両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 2mm+0mm のある接合部を基準ナット回転法 ( $T_1, \theta_1$ ) で締付けた場合には、図 5. 6 に示すように同程度のすべり耐力 ( $Ps$ ) であった。

したがって、今回解析を行った添板 9mm~36mm の範囲では肌すき量の和が同じ両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 2mm+0mm のある接合部を基準ナット回転法で締付けた場合のすべり耐力 ( $Ps$ ) は同等の値になると言える。

以上のことから、本論の解析法を用いて両面肌すき 1mm+1mm を基準として肌すき量の和が半分となる片面肌すき 1mm+0mm と、肌すき量の和が同じ片面肌すき 2mm+0mm を対象として添板厚 ( $t$ ) 5 水準の接触圧解析値を算出した。この接触圧解析値を直線回帰することでそれぞれのすべり耐力低下係数 ( $\beta_{(1+0)}, \beta_{(2+0)}$ ) は、添板厚の関数としてそれ

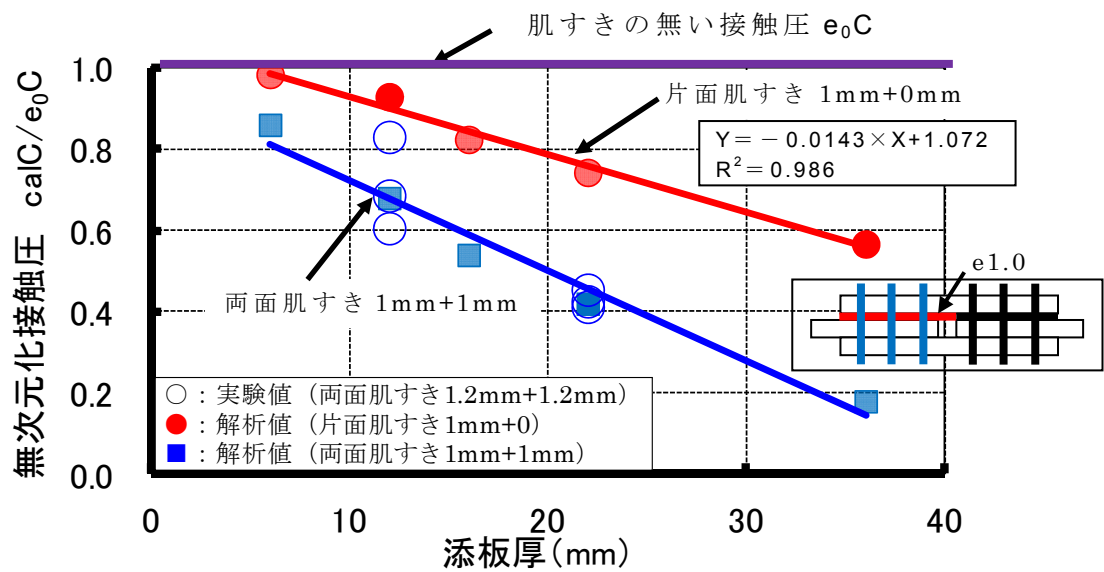
ぞれ (5. 4), (5. 5) 式と定義できる。

$$\beta_{(1+0)} = -0.0143 \cdot t + 1.072 \cdots (5. 4)$$

$$\beta_{(2+0)} = -0.0229 \cdot t + 1.017 \cdots (5. 5)$$

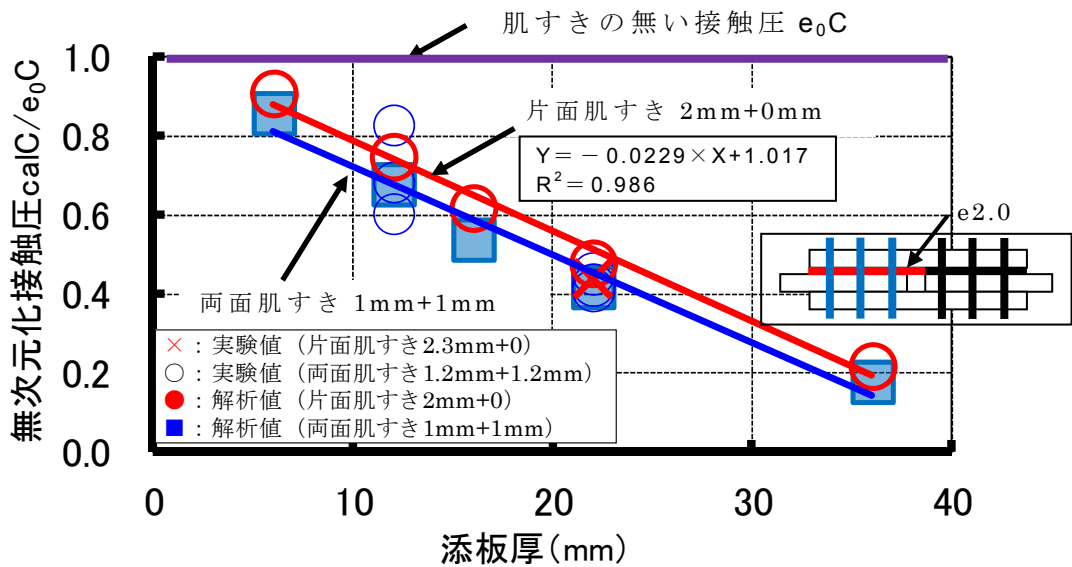
ただし,  $9\text{mm} \leq t \leq 28\text{mm}$





< 3 孔試験体, ボルト 3 本配置 >

図 5. 5 片面肌すき 1mm の添板厚とすべり耐力の関係 (基準ナット回転法)



< 3 孔試験体, ボルト 3 本配置 >

図 5. 6 肌すき量の和が同じ両面肌すきと片面肌すき接合部の添板厚とすべり耐力の関係 (基準ナット回転法)

### 5. 3. 2 基準トルク法の場合

肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部を基準トルク値で締付けた場合の接触圧解析値 (calC) を算定する。

解析対象は前項と同様に 3 孔試験体でボルト 3 本配置とする。

先ず、両面肌すき (e+e) のある接合部で肌すき量 (1.0mm+1.0mm) を一定として、添板厚は SCSS-H97<sup>20)</sup> で用いられている 5 水準 (9mm, 12mm, 16mm, 22mm, 28mm) とした解析を行った。

次に、片面肌すき (e+0) のある接合部の解析では、両面肌すき 1.0mm+1.0mm を比較の基準として肌すき量の和が半分となる片面肌すき 1.0mm+0mm と、肌すき量の和が同じ片面肌すき 2.0mm+0mm を対象に添板厚を 5 水準 (9mm, 12mm, 16mm, 22mm, 28mm) とした解析を行った。解析の変数を表 5. 6 に示す。

表 5. 6 基準トルク値の解析変数

ボルト径	ボルト配置	肌すき量e+e (mm)	添板厚 (mm)
M20	3本	1.0+1.0	9
		1.2+1.2	12
		2.3+2.3	16
		1.0+ 0	22
		2.0+ 0	28

### 5. 3. 2 (a) 両面肌すきのすべり耐力

両面肌すき (e+e) のある接合部を基準トルク法で締付けた場合の解析値を図 5. 7 に実験値と併せて示す。縦軸は解析から得られる母材摩擦接合面の接触圧 (calC) を基準とする肌すきの無い接合部の接触圧 (e<sub>0</sub>C) で無次元化したものを、横軸は添板厚を示す。なお、実験値はすべり耐力を 2. 6. 2 項で詳述した基準すべり係数 ( $\bar{\mu}_4$ ,  $\bar{\mu}_5$ ) で除した値を接触圧 (tC) として×, ○印で併記する。

また、参考に岡田らの評価式<sup>14)</sup>を用いて算定した両面肌すき 1mm+1mm のある接合部の無次元化接触圧 (calC<sub>(1+1)</sub> / e<sub>0</sub>C) を図 5. 7 に△印で併記する。

図 5. 7 に基づいて解析結果を考察した結果を以下に示す。

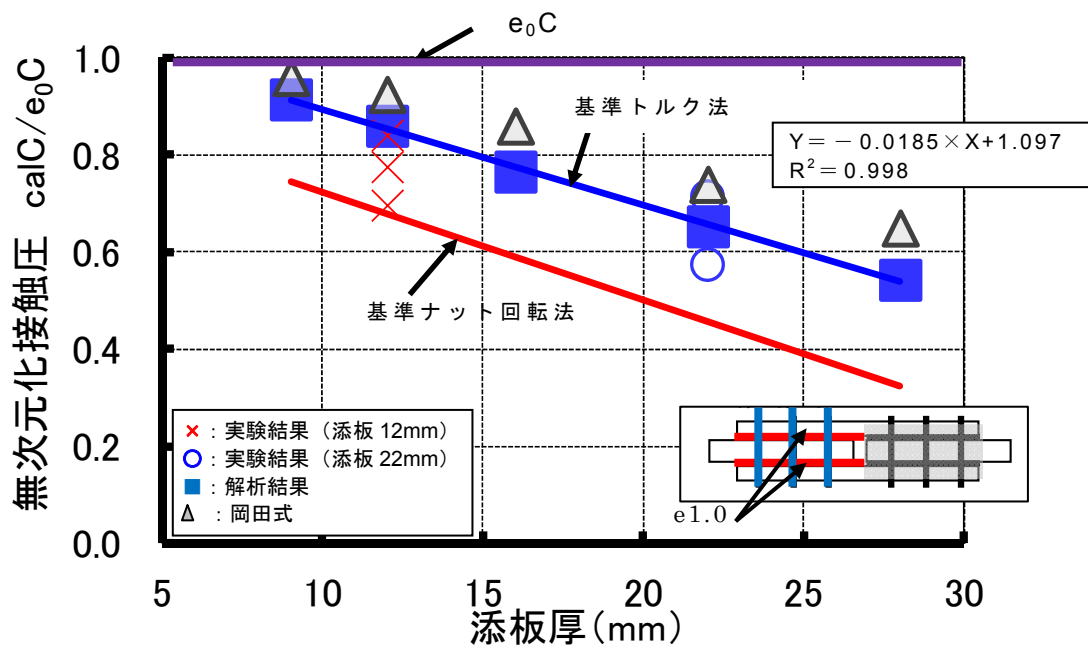
岡田らの評価式<sup>14)</sup>で算定した両面肌すき 1mm+1mm の無次元化すべり耐力は両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 1mm+0mm の中間の値となり危険側の評価となった。このことは、この評価式では塑性ヒンジの発生位置を段差端部と第 1 ボルト位置に仮定して接触圧を算出しているが、実際には図 5. 8 の両面肌すき 2.3mm+2.3mm で添板 22mm の相当応力分布の解析結果に示すように、添板は全塑性状態に至らず応力の最大となる位置も第 1 ボルトから第 2 ボルト位置の中間で拡がりを持っているためである。

図 5. 7 に示す両面肌すき 1mm+1mm の場合のすべり耐力は、添板が厚くなるほどすべり耐力が低下する。この場合のすべり耐力低下率  $\gamma_{(1+1)}$  は添板厚 (t) に応じた次式で表すことができる。

$$\gamma_{(1+1)} = -0.0185 \cdot t + 1.097 \cdots \quad (5. 6)$$

ただし、9mm ≤ t ≤ 28mm

これらより、基準トルク法で締付けた接合部すべり耐力は、両面肌すき 1mm+1mm の場合でも低下するので、JASS 6 で定めている肌すきを 1.0mm まで許容する規定は危険側の評価となり、(5.6) 式の添板厚に応じた低減率を考慮したすべり耐力とする必要がある。



< 3 孔試験体, ボルト 3 本配置, 両面肌すき 1mm+1mm >

図 5. 7 基準トルク法で締付けた場合の添板厚とすべり耐力の関係

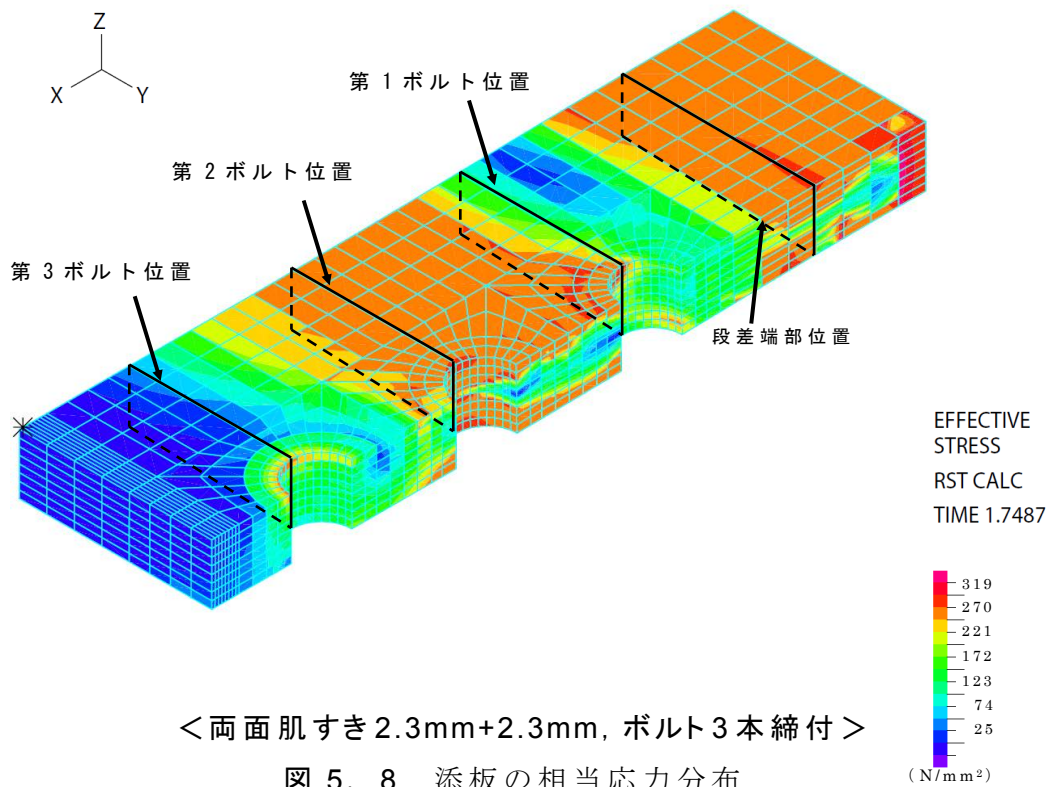


図 5. 8 添板の相当応力分布

### 5. 3. 2 (b) 片面肌すきのすべり耐力

基準トルク法で締付けた両面肌すき (e+e) と片面肌すき (e+0) の接触圧解析値 ( $\text{calC}_{(1+1)}$ ,  $\text{calC}_{(1+0)}$ ) と実測値 ( $\text{tC}_{(1.2+1.2)}$ ,  $\text{tC}_{(1.2+0)}$ ) をそれぞれ基準接触圧 ( $e_0C$ ) で除して無次元化したものを■, ●, ○, ×印で図 5. 9 に, 基準トルク法で締付けた両面肌すき (e+e) と片面肌すき (e+0) の接触圧解析値 ( $\text{calC}_{(1+1)}$ ,  $\text{calC}_{(2+0)}$ ) と実測値 ( $\text{tC}_{(1.2+1.2)}$ ,  $\text{tC}_{(2.3+0)}$ ) をそれぞれ基準接触圧 ( $e_0C$ ) で除して無次元化したものを■, ●, ○, ×印で図 5. 10 に示す。縦軸には無次元化接触圧 ( $\text{calC}/e_0C$ ) を, 横軸には添板厚 (t) を示す。なお, 前述の通り接触圧実測値 ( $\text{tC}_{(1.2+1.2)}$ ,  $\text{tC}_{(1.2+0)}$ ,  $\text{tC}_{(2.3+0)}$ ) はすべり耐力実測値 (tPs) を 2. 6. 2 項で詳述した基準すべり係数 ( $\bar{\mu}_3$ ,  $\bar{\mu}_4$ ) で除した値と定義し, これを基準接触圧 ( $e_0C$ ) で無次元化したものである。

図中の実線はすべり耐力解析値 (calPs) と実測値 (tPs) が良く一致することから, 両面肌すきと片面肌すきの無次元化接触圧解析値 ( $\text{calC}/e_0C$ ) に基づいて添板 9mm から 28mm に対する補間をそれぞれ直線回帰式 (青と赤) で示したものである。

本図に基づいて, 解析値と影響因子の関係を要約すると以下となる。

#### 【両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 1mm+0mm のすべり耐力】

基準トルク法で締付けた場合の両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 1mm+0mm のすべり耐力 (Ps) は, 図 5. 9 に示すように添板が薄い 9mm の場合には両面肌すきで 7% の低下, 片面肌すきでは 4% と同等の値を示すが, 添板が厚く 28mm になると前者で 42%, 後方で 27% と大きく異なる。このことから, すべり耐力 (Ps) には肌すき量の和が大きくなると, 添板厚 (t) の影響が大きいと云える。

#### 【両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 2mm+0mm のすべり耐力】

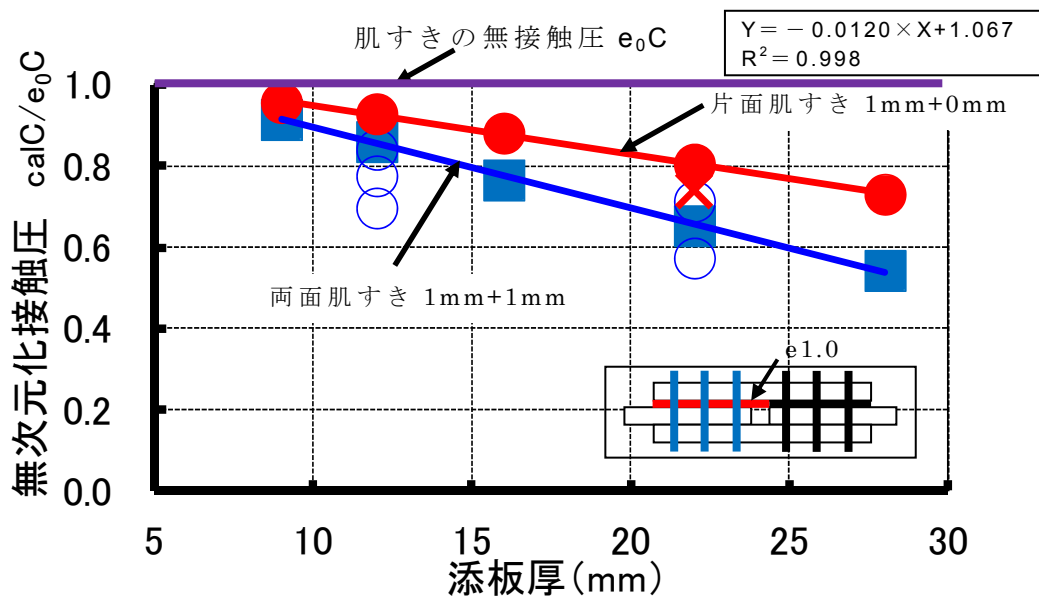
肌すき量の和が等しい両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 2mm+0mm のある接合部を基準トルク法で締付けた場合には, 図 5. 10 に示すように添板 16mm で両者のすべり耐力 (Ps) の差は約 10% で両面肌すき 1mm+1mm のすべり耐力 (Ps) が低下している。ただし, これ以外の添板厚 (t) での両者の差は約 5% 以内であった。したがって, 今回解析を行った添板 9mm~28mm の範囲では肌すき量の和が同じ両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 2mm+0mm のすべり耐力 (Ps) は同程度の値となると云える。

以上、本論の解析法を用いて両面肌すき 1mm+1mm を基準として肌すき量の和が半分となる片面肌すき 1mm+0mm と、肌すき量の和が同じ片面肌すき 2mm+0mm を対象として添板厚 (t) 5 水準の接触圧解析値 (calC) を算定した。この接触圧解析値 (calC) を直線回帰することでそれぞれのすべり耐力低下係数  $\gamma_{(1+0)}$ ,  $\gamma_{(2+0)}$  は、添板厚 (t) の関数としてそれぞれ (5. 7), (5. 8) 式と定義できる。

$$\gamma_{(1+0)} = -0.0120 \cdot t + 1.067 \cdots (5. 7)$$

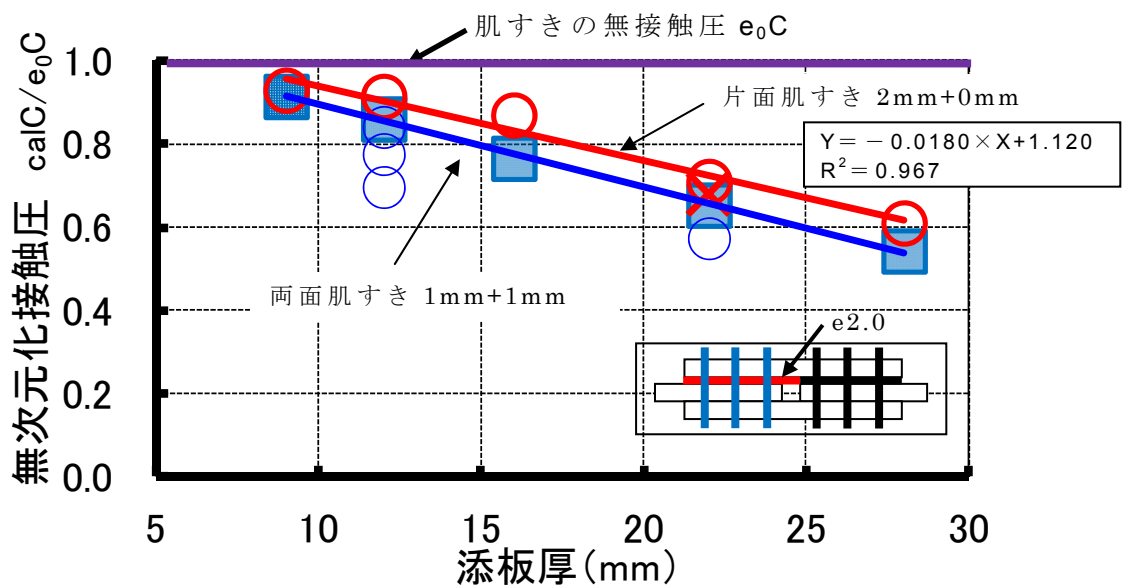
$$\gamma_{(2+0)} = -0.0180 \cdot t + 1.120 \cdots (5. 8)$$

ただし,  $9\text{mm} \leq t \leq 28\text{mm}$



< 3 孔試験体, ボルト 3 本配置 >

図 5. 9 片面肌すき 1mm の添板厚とすべり耐力の関係 (基準トルク法)



< 3 孔試験体, ボルト 3 本配置 >

図 5. 10 肌すき量の和が同じ両面肌すきと片面肌すき接合部の添板厚とすべり耐力の関係 (基準トルク法)

## 5. 4 まとめ

本論の解析法を用いて肌すきのある接合部の接触圧を算定し，設計時や施工時に肌すきが判明している接合部のすべり耐力を検討する方法を例示した。以下に本章で得られた結論を示す。

本論の解析法で締付方法ごとに算定した 3 章, 4 章それぞれのすべり耐力を基準とする肌すきの無い接合部のすべり耐力で除すことで等価ボルト本数に換算し，締付位置ごとのボルト有効率を求めることですべり耐力を検討した。肌すきのある接合部を基準ナット回転法と基準トルク値で締付けた場合の締付位置ごとのボルト有効率は表 5. 3 に示す通りであるが，低下後の耐力は概ね第 1 ボルトを無視する程度となる。(5. 2 参照)

締付方法ごとに本論の解析法を用いて肌すき量と添板厚を変数とした解析を行い，ボルト複数本締付けた接合部すべり耐力の低下する状況を検討することで，低下したすべり耐力を算定する式を示した。

基準ナット回転法と基準トルク法で締付けた肌すき量の和が同じ両面肌すき 1mm+1mm と片面肌すき 2mm+0mm のすべり耐力は，基準とする肌すきの無い接合部のすべり耐力に対してほぼ同等の低下率となると言える。なお，適用範囲は添板厚 9mm から 28mm で，ボルト径 M20, F10T である。(5. 3. 1 (b), 5. 3. 2 (b) 参照)

ボルト径 M20, F10T, 3 本配置で両面肌すき 1mm+1mm, 片面肌すき 1mm+0mm のある接合部を基準ナット回転法で締付けた場合の基準とする肌すきの無いすべり耐力に対するすべり耐力低下率  $\beta_{(1+1)}$ ,  $\beta_{(1+0)}$  は，添板厚 (t) の関数として次式で表示できる。(5. 3. 1 (b) 参照)

$$\beta_{(1+1)} = -0.0222 \cdot t + 0.945 \quad \cdots (5. 3 \text{ 式})$$

$$\beta_{(1+0)} = -0.0143 \cdot t + 1.072 \quad \cdots (5. 4 \text{ 式})$$

ここで， $6\text{mm} \leq t \leq 36\text{mm}$

ボルト径 M20, F10T, 3 本配置で両面肌すき 1mm+1mm, 片面肌すき 1mm+0mm のある接合部を基準トルク法で締付けた場合の基準とする肌すきの無いすべり耐力に対するすべり耐力低下率  $\gamma_{(1+1)}$ ,  $\gamma_{(1+0)}$  は，添板厚 (t) の関数として次式で表示できる。(5. 3. 2 (b) 参照)

$$\gamma_{(1+1)} = -0.0185 \cdot t + 1.097 \quad \cdots (5. 6 \text{ 式})$$

$$\gamma_{(1+0)} = -0.0120 \cdot t + 1.067 \quad \cdots (5. 7 \text{ 式})$$

ここで， $9\text{mm} \leq t \leq 28\text{mm}$



## 第 6 章 本研究の結論

本研究は、肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部で肌すき量，肌すき面の数，締付法，ボルト径，添板厚，ボルト本数，ボルト配置の各々の影響因子の変動に適用できる解析モデルを構築した上で，有限要素法解析を利用してすべり耐力を定量的に評価できる汎用性のある解析法を提唱した。

提唱する解析法の詳細は 2 章に示す通りであるが，本研究では高力ボルトの締付法によってボルト張力を制御する原理が異なることから，ナット回転法とトルクコントロール法に大別して扱った。具体的には，本論の解析法におけるボルト張力の入力方法において，ナット回転角制御で締付ける場合にはナット回転法の原理であるナット回転角とボルト伸びの関係を強制変位に置換した。また，トルク値制御で締付ける場合にはトルクコントロール法の原理である締付けトルク値とボルト張力が比例する関係に基づいて任意のトルク値に対応するボルト張力に相当するボルト伸びの関係を強制変位に置換した。

なお，3 章と 4 章でそれぞれの締付法による解析値は，全て影響因子の条件を同じとしたすべり耐力を実験で検証し，本論の解析法の妥当性を実証した。

その上で，提唱した本論の解析法を設計時や施工時に事前に肌すきが判明している場合に接合部のすべり耐力を算定することで，建築物の構造安全性を確認に二つの適用例を 5 章に示した。

## 参考文献

- 1) 建築工事標準仕様書・同解説 JASS 6 鉄骨工事, 日本建築学会
- 2) 高力ボルト接合設計施工ガイドブック, 日本建築学会, 2005
- 3) 鋼構造接合部設計指針, 日本建築学会,
- 4) Vasarhelyi, D.D, C.C Chen: Bolted Joints with Plates of Different Thickness, Journal of the Structural Division, SACE, Vol.93, No.ST6. 1967.10
- 5) 安田誠宏: 摩擦接合部に板厚差による間隙を生じる場合の摩擦抵抗への影響について (その 1, その 2), 日本建築学会大会学術講演梗概集 (東北, 関東), 構造系, pp.1171-1172, 1973.10, pp.1039-1040, 1974.10
- 6) 橋本篤秀, 北後壽, 松下一郎, 守谷一彦: ナット回転法に関する実験的研究 (その 3, 肌すきある摩擦接合部のすべり耐力), 日本建築学会大会学術講演梗概集 (関東), 構造系, pp.939-940, 1975.10
- 7) 橋本篤秀, 北後壽, 松下一郎, 守谷一彦: ナット回転法に関する実験的研究 (その 4, 肌すき板締付け時の群ボルトの軸力変動), 日本建築学会大会学術講演梗概集 (関東), 構造系, pp.941-942, 1975.10
- 8) 内田直樹, 降井繁蔵, 西仁, 西田芳弘, 福井実, 川村政美: 高力ボルト摩擦接合部の肌すきの影響に関する実験 (その 1, その 2), 日本建築学会大会学術講演梗概集 (東海), 構造系, pp.1199-1202, 1976.10
- 9) 蔵田栄治郎, 宇野暢芳: 肌すきのある接合部におけるトルシア形高力ボルトの締め付け試験, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (東海), 構造系, pp.765-766, 1985.10
- 10) 守谷一彦, 他: トルシア形高力ボルトの導入軸力に関する考察, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (近畿), C, 構造 II, pp.923-924, 1987.10
- 11) 矢部喜堂, 高橋正明, 菊川春三, 草深博道: 高力ボルトの締付け施工に関する実験的研究 (その 1~3), 日本建築学会大会学術講演梗概集 (東北), 構造系, pp.1849-1854, 1982.10
- 12) 田中清, 山田周平, 山崎真司: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部のすべり耐力について, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (中国), 構造系, pp.1315-1316, 1977.10
- 13) 竹内一郎, 脇山宏三, 東清三郎: はだすきのある高力ボルト摩擦接合部の接触圧について (その 1, その 2), 日本建築学会大会学術講演梗概集 (東海), C, 構造 II, pp.1379-1382, 1994.9

- 14) 岡田久志, 志水和宏: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合重ね継手のすべり耐力に関する研究, 日本建築学会構造系論文集, 第 570 号, pp.159-166, 2003.8
- 15) 川村満, 大越俊男, 三町直志, 後藤徳広: 肌すきのある接合部におけるトルシア形高力ボルトのすべり耐力試験, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (関東), 構造Ⅱ, pp.1407-1408, 1993.10
- 16) 安形昌文, 平林典久, 川口淳, 早藤正勝: トルシア形高力ボルト摩擦接合継手のすべり耐力に関する基礎的研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (九州), 構造Ⅲ, pp.877-878, 2007.8
- 17) 藤田沙耶佳, 平林典久, 川口淳, 早藤正勝: トルシア形高力ボルト摩擦接合継手のすべり耐力に関する基礎的研究 (その 2), 日本建築学会大会学術講演梗概集 (東北), 構造Ⅲ, pp.956-966, 2009.8
- 18) 鋼構造接合資料集成, 鋼材倶楽部, 日本鋼構造協会 接合小委員会, 1977
- 19) 藤本盛久, 橋本篤秀: 第 1 部, 板のバネ常数設定の為の軸対象三次元弾性理論解析 (その 1, その 2), 日本建築学会論文報告集, 第 164 号, pp.27-33, 1969.10, 第 165 号, pp.67-76, 1969.11
- 20) SCSS-H97 鉄骨構造標準接合部 H 形鋼編, 鉄骨構造標準接合部委員会
- 21) 高浦弘至, 橋本篤秀, 佐藤浩幸, 鎌形吉伸: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究 (その 1) 締付方法と導入軸力, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (九州), C1, 構造Ⅲ, pp.879-880, 2007.8
- 22) 高浦弘至, 橋本篤秀, 佐藤浩幸, 鎌形吉伸: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究 (その 3) トルクコントロール法による導入軸力とすべり耐力, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (中国), C1, 構造Ⅲ, pp.643-644, 2008.9
- 23) 神田明, 橋本篤秀, 佐藤浩幸, 風間恵里香, 高浦弘至, 鎌形吉伸: 肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究 (その 6) 高力ボルトで締付けた場合のすべり耐力, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (東北), A1, pp.659-660, 2009.8

## 本研究に関連して発表した論文

### 1. 審査論文

- 1) 佐藤浩幸，橋本篤秀：肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究（その1，一定ナット回転角で締付けた場合のボルト導入張力とすべり耐力），日本建築学会構造系論文集，第644号，pp.1869-1878，2009.10
- 2) 佐藤浩幸，橋本篤秀：肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究（その2，すべり耐力を改善する修正ナット回転法とボルト締付位置の効果），日本建築学会構造系論文集，第660号，pp.417-426，2011.2
- 3) 佐藤浩幸，橋本篤秀：肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究（その3，一定トルク値で締付けた場合のすべり耐力），日本建築学会構造系論文集投稿中

### 2. 日本建築学会大会学術講演梗概集

- 1) 高浦弘至，橋本篤秀，佐藤浩幸，鎌形吉伸：肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究（その1）締付方法と導入軸力，日本建築学会大会学術講演梗概集（九州），C1，構造Ⅲ，pp.879-880，2007.8
- 2) 佐藤浩幸，橋本篤秀，内山政彦，高浦弘至：肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究（その2）すべり耐力と接触圧，日本建築学会大会学術講演梗概集（九州），C1，構造Ⅲ，pp.879-880，2007.8
- 3) 高浦弘至，橋本篤秀，佐藤浩幸，鎌形吉伸：肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究（その3）トルクコントロール法による導入軸力とすべり耐力，日本建築学会大会学術講演梗概集（中国），C1，構造Ⅲ，pp.643-644，2008.9
- 4) 佐藤浩幸，橋本篤秀，内山政彦，高浦弘至：肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究（その4）ナット回転法による導入軸力とすべり耐力，日本建築学会大会学術講演梗概集（中国），C1，構造Ⅲ，pp.643-644，2008.9

- 5) 風間恵里香, 橋本篤秀, 佐藤浩幸, 神田 明, 高浦弘至, 鎌形吉伸 :  
肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究  
(その 5) 高力ボルトで締付けた場合の導入張力, 日本建築学会大会  
学術講演梗概集 (東北), A1, pp.657-658, 2009.8
- 6) 神田明, 橋本篤秀, 佐藤浩幸, 風間恵里香, 高浦弘至, 鎌形吉伸 :  
肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究  
(その 6) 高力ボルトで締付けた場合のすべり耐力, 日本建築学会  
大会学術講演梗概集 (東北), A1, pp.659-660, 2009.8
- 7) 佐藤浩幸, 橋本篤秀, 内山政彦, 風間恵里香, 高浦弘至, 鎌形吉伸 :  
肌すきを有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究  
(その 7) ナット回転法によるボルト張力の解析的評価, 日本建築  
学会大会学術講演梗概集 (東北), A1, pp.661-662, 2009.8
- 8) 風間恵里香, 佐藤浩幸, 内山政彦, 高浦弘至, 橋本篤秀 : 肌すきを  
有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究 (その 8)  
標準ナット回転法で締付けた場合の接触圧分布, 日本建築学会大会  
学術講演梗概集 (北陸), C1, pp.659-660, 2010.9
- 9) 佐藤浩幸, 風間恵里香, 内山政彦, 高浦弘至, 橋本篤秀 : 肌すきを  
有する高力ボルト摩擦接合部の力学的挙動に関する研究 (その 9)  
増し締めナット回転角で締付けたすべり耐力, 日本建築学会大会学  
術講演梗概集 (北陸), C1, pp.661-662, 2010.9