温度変動下でのねじ締結体の特性* (被締結体が金属ガスケット付き管フランジの場合)

沢 俊行^{*1}, 広瀬 貴^{*2}, 熊野博之^{*3}

The Behavior of Bolted Joint in Transient Temperature Field (The Case where Clamped Parts are Pipe Flanges)

Toshiyuki SAWA, Takashi HIROSE and Hiroyuki KUMANO

The characteristics of a bolted joint, in which a couple of pipe flanges made of aluminum were fastened at room temperature by nuts and bolts made of steel, were examined when the joint was subjected to heat conduction. In the experiments, temperature distributions of the joint were measured with thermocouples, and an increment in bolt axial force, the maximum stress in the bolt and stress produced at the hub of the flange due to the difference in the coefficients of linear expansion were measured by strain gauges for high temperature use when the inner circumference of the pipe flange was heated and the outer circumference was kept at room temperature. With the use of the finite difference method, the temperature distributions in the joint subjected to heat conduction were analyzed. A method by which to obtain an increment in bolt axial force and the maximum stress produced in the bolt was proposed. The analytical results were fairly consistent with the experimental results.

Key Words: Fixing Element, Structural Analysis, Heat Conduction, Experimental Stress Analysis, Bolted Joint, Pipe Flange, Strain Gauge

1. 緒 言

アルミニウム合金製の管フランジや内燃機関のシリンダヘッドあるいはチタン合金製の使用済核燃料輸送容器ふた部分⁽¹⁾などが鋼製のボルトにより締結されることが多くなってきた。このような締結体では温度変動を伴う環境下において被締結体とボルトの線膨張係数の差によりボルト軸力の変動が生じ、これにより被締結体座面には座面圧力変動が生じる。このようにねじ締結体に温度変動が繰返されると、ボルトの降伏や被締結体座面のへたり、また緩みなどにより接合面の接触面応力の低下を招き、内部封入流体の漏洩事故にもつながりかねない。しかしながら現在このようなねじ締結体の熱的環境下での特性に関する研究は内燃機関のシリンダヘッド締付けボルトに関する向坂らの研究⁽²⁾、建築分野での火災時のボルトに関する研究⁽³⁾、高温リラクゼーションに関する研究⁽⁴⁾などがなされているのみで、前述の機械構造物が熱的条件下で使用されている場合の締結体の特性に関する研究はいまだ十分になされていない。さらに VDI2230⁽⁵⁾でも熱的条

件下でのねじ締結体の設計法は示されていない。

著者らは一連の研究⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾において前述の機械構造物が熱的条件下に置かれたときの基礎的研究として一組の鋼製ボルトにより締結されたアルミニウム合金製の中空円筒および長方形厚板が定常温度場に置かれた場合についてボルト軸力の変動および最大応力について理論・実験の両面より検討した。本研究では実際の配管構造⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾に使用されるガスケットを挟んだ一組のアルミニウム製の管フランジを鋼製のボルト・ナットにより締結した管フランジ締結体が内部作動流体より熱伝導を受ける場合について、ボルト軸力変動、座面部分温度差によりボルトに生じる最大応力および管フランジハブ部の応力について理論および実験の両面より検討し、このような締結体の力学的特性を明らかにすることを目的としている。締結体内の温度分布については前進差分形階差法⁽¹¹⁾を用い解析し、温度変動に伴いボルトに生じる軸力変動および曲げモーメントによるボルトの最大応力についても理論的に解析する。さらに締結体の温度分布、ボルト軸力変動、ボルトに生じる最大応力およびハブ部の応力について熱電対および高温用ひずみゲージによる実験を行い、解析結果と実験結果との比較を行っている。

* 原稿受付 平成3年12月25日。

^{*1} 正員, 山梨大学工学部 (〒400 甲府市武田4-3-11)。

^{*2} 学生員, 山梨大学大学院。

^{*3} 正員, 東京都立科学技術大学 (〒191 日野市旭が丘6-6)。

2. 理論解析

2.1 解析モデル 図1は同一寸法の一組のアルミニウム製管フランジが N 本のボルト・ナットにより初期締付け力 F_f で均一に締付けられ、内部作動流体より一定温度で加熱あるいは冷却され、フランジ外面からは空中放熱している場合を示す。なおフランジ座面からボルトおよびナット座面へ熱伝導があるものとし、またフランジボルト穴およびボルト軸部から空气中へ放熱するものとし、輻射は考慮しない。管フランジの内径は $2a$ 、ハブ部平均外径は $2b_1$ 、高さ $2h_1$ 、管フランジ外径は $2b_2$ 、高さ $2h_2$ 、ガスケットの内径は $2a$ 、外径 $2b_3$ 、厚さは $2h_3$ 、ボルト穴中心円直径は $2d$ 、ボルト座面径は $2c$ 、ボルト穴径は $2e$ 、ボルト軸径は $2d_b$ である。またフランジの縦弾性係数および線膨張係数はそれぞれ E_c, α_c とし、ガスケットおよびボルトのそれらはそれぞれ $E_g, \alpha_g, E_b, \alpha_b$ とする。

2.2 締結体温度分布の解析 図1の管フランジ締結体の温度分布の解析は三次元温度場として文献(11)に示された階差法を用いる。図2は計算の簡単化のためボルト頭部およびナットを同一形状と仮定し、さらに管フランジ締結体の対称性を考慮しての階差法における計算のための要素分割の一例を示す。図2(a)に示す r - z 軸断面の各層について(b)の要素分

割を行っている。境界条件としては管フランジ内壁面 ($r=a$) での温度を加熱 (冷却) 温度 T_h とし、管フランジ外壁面では基準温度 T_0 の空气中への放熱とする。また温度分布の解析にあたっては過渡的状态および定常温度状態について行う。

2.3 ボルト軸力の解析 図1に示す初期締付け力 F_f で締付けられた管フランジ締結体の内壁面が基準温度 T_0 (室温) からある温度 T_h まで加熱 (冷却) されたとすると、被締結体とボルトの温度差によりボルトには初期締付け力 F_f のほかに軸力変動分 F_t が生じる。 r 方向変位も生じるが、 z 方向に比べて小さく、かつ図1の締結体の r 軸に関しての対称性の仮定より、 r 方向変位は考慮しない。このときのボルト軸力変動を解析するにあたりボルト穴付近を中空円筒に置き換える⁽⁷⁾⁽¹²⁾。ボルト穴付近の中空円筒 (被締結体) の圧縮ばね定数 K_{c0} ⁽¹²⁾ およびボルト・ナット系のばね定数 K_t ⁽¹³⁾ は著者らにより提案された算出式を用いる。これらのばね定数を用いると、ボルトの伸びとボルト軸力増加分 F_t による被締結体の縮み量の和 ($F_t/K_t + F_t/K_c$) が両者の線膨張係数の差による伸び

図1 内部流体より熱伝導を受ける管フランジ締結体

(a) r - z 軸断面

(b) θ - r 軸断面

図2 階差法要素分割の一例

差 δ に等しいという条件より、ボルトに生じる軸力の増加分 F_t は次式となる^{(6)~(8)}。

$$F_t = \frac{K_t \cdot K_{cg}}{K_t + K_{cg}} \delta \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに δ は次式で与えられる。

$$\delta = 2\{2(T_c - T_0)h_2\alpha_c + (T_g - T_0)h_3\alpha_g\} - (T_b - T_0)l_f\alpha_b \quad \dots\dots\dots (2)$$

ただし T_c は 2・2 節の結果より得られる被締結体ボルト穴付近の平均温度、 T_b はボルト軸部平均温度、 T_g はガスケットボルト付近の平均温度、 l_f はボルト締付け長さである。

2・4 ボルトに生じる最大応力の解析 図 1 に示すように初期締付けされた管フランジ締結体が内部より加熱(冷却)を受けると、ボルトには式(1)で求められる軸力の増加分のほかに、被締結体座面両端〔図 1 の平面図における A 点 ($r=d-c$) および B 点 ($r=d+c$)〕およびボルト軸部の温度差によりボルト頭部が傾けられるため、ボルトに曲げモーメント M_b が発生する。2・2 節から得られた被締結体座面の加熱側 z 軸方向平均温度 T_{c1} (A 点: $r=d-c$) と放熱側 z 軸方向平均温度 T_{c2} (B 点: $r=d+c$) による温度差 ($T_{c1} - T_{c2}$) による座面の傾き β' が生じ、またボルト軸部の加熱側〔図 2 (b) における $\bar{A}$ 点〕平均温度 T_{b1} と放熱側〔図 2 (b) における $\bar{B}$ 点〕平均温度 T_{b2} による温度差 ($T_{b1} - T_{b2}$) に基づくボルト頭部の傾きを β'' とすると、図 3 (a) に示す熱膨張による傾き β は次式で表される。

$$\begin{aligned} \beta &= \beta' - \beta'' \\ &= \frac{1}{c}\{2h_2(T_{c1} - T_{c2})\alpha_c + h_3(T_{g1} - T_{g2})\alpha_g\} \\ &\quad - \frac{l_f}{2d_b}(T_{b1} - T_{b2})\alpha_b \quad \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

またボルトに生じる曲げモーメント M_b により、図 3 (b) に示すように被締結体には反モーメント M_b が作用する。このとき座面の傾き θ_c を用い、被締結体の

反モーメント M_b と傾き角 θ_c との比を $\gamma_{cg} = M_b/\theta_c$ とする。ボルトは図 3 (c) に示すように長さ l_f ($=2(2h_2 + h_3)$) のはりと考え、また頭部の変形を考慮に入れ⁽¹⁴⁾ 曲げモーメント M_b とボルト頭部の傾き角 θ_b との比を $\gamma_b = M_b/\theta_b$ とする。ボルト頭部の傾きと被締結体座面の傾きが等しい⁽⁷⁾ という条件より、ボルトに発生する曲げモーメント M_b は次式で与えられる。

$$M_b = \frac{\gamma_{cg} \cdot \gamma_b}{\gamma_{cg} + \gamma_b} \beta \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで γ_{cg} は K_{cg} を求める際に用いた中空円筒モデルに対する曲げモーメントと座面の傾き角との比の値を用いる。以上によりボルトに発生する最大応力 $\sigma_{\max}$ は次式となる。

(a) 管フランジ

(b) ガスケット

(c) ボルト

(a) β (b) γ_{cg} (c) γ_b

図 3 ボルトに生じる曲げモーメントの解析

図 4 実験に用いた管フランジ、ガスケットおよびボルトの寸法

$$\sigma_{\max} = \left(\frac{F_f + F_t}{A_b} + \frac{M_b}{Z} \right) \dots\dots\dots (5)$$

ここで A_b はボルト軸の断面積, Z は断面係数を表す。

3. 実験方法

図4(a)は実験に用いた管フランジ⁽⁹⁾の寸法を示す。材質はアルミニウム (A5083, JIS) である。ボルト穴中心円直径 $2d$ の影響を調べるため, $2d$ を 125 および 140 mm の 2 種類について実験を行った。またフランジ部のガスケット接触面の最大粗さは $5 \mu\text{m}$ 以下である。図4(b)に示すガスケットの材質はアルミニウム (A5083, JIS) であり, ガスケット形状の影響を考慮して外径 $2b_3$ は 100 mm (平面座形ガスケット) および 175 mm (全面座ガスケット) とした。またガスケット接触面の最大粗さは $5 \mu\text{m}$ 以下である。図4(c)は締結ボルト⁽¹²⁾の寸法を示す。サイズは M16, 材質は SCM435 である。ボルト軸部には 180° の位相で 2 枚の高温用ひずみゲージ (SKF-3929, 共和電業製) が貼られており, これらのひずみゲージはあらかじめ熱的および力学的較正がなされている。

図5に示すようにガスケットを挟んだ 1 組の管フランジを 8 組のボルト・ナットにより均一の締付け力により締結したのち, 内部作動油 (クイントルブリック 822-300, 日本クエーカー・ケミカル製) をヒータにより加熱した。締結体の温度分布については熱電対によ

り, ボルト軸力, 最大応力についてはボルト軸部に貼付けられた高温用ひずみゲージにより, またハブ部軸方向応力についてはハブ部に貼付けられた高温用ひずみゲージによりそれぞれ測定した。

4. 計算結果と実験結果の比較・検討

計算は実験との比較のため, 実験に用いたフランジの寸法に対応させて行った。フランジ(アルミニウム)およびボルト (SCM 435) の縦弾性係数 E_c および E_b の温度依存性を考慮して, 表 1 に文献(15)に基づいた主な温度での E_c および E_b の値を示す。フランジおよびボルトの線膨張係数 α_c, α_b はそれぞれ, $\alpha_c = 26.7 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$, $\alpha_b = 17.2 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$ とし, 熱伝達係数 h_b および h_c は $h_b = h_c = 5 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}^{(11)}$ とした。

4・1 締結体内温度分布 図6は平面座ガスケット ($2b_3=100$) を用いた。ボルト穴中心円直径 $2d=125$ mm の管フランジ締結体のフランジ面 ($z=2h_2$) にお

表 1 主な温度における縦弾性係数⁽¹⁵⁾

Temp. ($^\circ\text{C}$)	Steel SCM435	Aluminum A5083
-150	210.29	79.29
-100	207.78	76.27
-50	205.31	73.36
0	202.86	70.50
50	200.44	67.87
100	198.05	65.28
150	195.68	62.79

(GPa)

図 5 実験装置の概要

($2d=125, 2b_3=175, z=13.5, \theta=0^\circ$)

図 6 被締結体フランジ面 ($z=2h_2$) での温度分布

ける定常温度分布の計算結果と実験結果の比較を示す。JIS⁽⁹⁾規格では一応+60°C以上でのアルミニウム製管フランジの使用を制限しているが、+60°C以上での締結体の挙動も知る必要があると考えられる。そこで加熱温度 T_h は 193, 155, 118, および 78°C に変化させ、室温 T_0 は 20°C で一定とした。この結果よりフランジの内半径付近と外半径付近での温度差は小さいことがわかる。計算値と実験値はかなりよい一致を示している。また図 7 は図 6 に対応するボルト軸部側面 ($r=d \pm d_b$, d_b はボルト軸半径) の軸方向温度分布の計算結果である。実線は加熱側面 (図 2(b) における $\bar{A}$ 点: $r=d-d_b$)、破線は放熱側面 (図 2(b) における $\bar{B}$ 点: $r=d+d_b$) であり、軸方向温度分布のそれぞれの平均値をボルト加熱側および放熱側平均温度とする。

4・2 ボルト軸力変動に関する比較 図 8(a) はボルト穴中心円直径 $2d=125$ mm, (b) は $2d=140$ mm の場合のボルト軸力変動に関する計算結果と計算結果の比較を示す。横軸は加熱温度 T_h , 縦軸はボルト軸力 (F_f+F_t) を示す。初期締付け力 F_f は F_t の大きな増加が予想されるため、適正締付け力よりかなり小さい 5 kN とした。なおガスケットを用いない締結体の場合の計算結果を一点鎖線で、実験値を $\blacktriangle$ 印で示す。いずれの場合も計算値と実験値はかなりよく一致している。これらの図よりボルト軸力の増加分は全面座ガスケット ($2b_3=175$ mm) を用いた場合に最も大きくなり、平面座ガスケット ($2b_3=100$) を用いた場合に

(寸法は図 6 の場合に対応)

図 7 ボルト軸部温度分布

(a) $2d=125$ mm の場合

(b) $2d=140$ mm の場合

図 8 ボルト軸力変動に関する比較

($2d=125$ mm, $2b_3=175$ mm)

図 9 冷却した場合のボルト軸力変動

小さくなることわかる。また $2d=125\text{ mm}$ の場合の軸力の増加分は、 $2d=140\text{ mm}$ の場合のそれに比べてわずかに軸力が高くなる傾向を示した。

図9はボルト穴中心円直径 $2d=125\text{ mm}$ で、ガスケットを用いないとき、液体窒素を用いて内部より冷却した場合のボルト軸力変動を示す。アルミニウム製管フランジの低温度使用を考えて、冷却温度 T_h を最低 -150°C 、 $F_f=10\text{ kN}$ としたが、 T_h が -130°C より小さくなるとボルト軸力が零となり、締結効果が失われ密封性能が低下することがわかる。すなわち低温流体を用いる場合には、初期締付け力の設定が重要な因子となる。

図10はボルト穴中心円直径 $2d=125\text{ mm}$ で、全面

図10 縦弾性係数の温度依存性を考慮した場合のボルト軸力変動

図11 鋼製フランジを用いた場合のボルト軸力変動の計算結果

座ガスケット ($2b_3=175\text{ mm}$) を用いた場合において、被締結体およびボルトの縦弾性係数の温度依存性を考慮した場合のボルト軸力変動と温度依存性を考慮しない場合のボルト軸力変動の計算値の比較を示す。実線は温度依存性を考慮した場合、破線は温度依存性を考慮しない場合である。縦弾性係数の温度依存性を考慮しない場合のボルトおよび被締結体の縦弾性係数はそれぞれ $E_b=201.85\text{ GPa}$ 、 $E_c=69.47\text{ GPa}$ とした。縦弾性係数の温度依存性を考慮しても温度依存性を考慮しない場合に比べ加熱温度 $T_h=150^\circ\text{C}$ においてボルト軸力の低下が5%程度であり、縦弾性係数の温度依存性はこの場合には小さいと言える。

図11は鋼製管フランジ⁽⁹⁾に、アルミニウム合金製ガスケット ($2b_3=175$; 全面座形ガスケット) を用いた締結体の場合のボルト軸力変動の計算値を示す。鋼製管フランジを用いるとアルミニウム製ガスケットの熱による膨張が支配的となり、アルミニウム合金製管フランジを用いる場合に比べ軸力増加 F_t は $T_h=150^\circ\text{C}$ において $2d=125\text{ mm}$ の場合約1/9.53, $2d=140$

(a) ガスケットを使用しない場合

(b) 全面座形ガスケットを用いた場合

図12 過渡状態におけるボルト軸力の変動の計算結果 ($T_h=145^\circ\text{C}$)

mm の場合約 $1/9.57$ となった。

4・3 過渡状態におけるボルト軸力の変動 図 12(a) はガスケットを用いない場合において加熱温度 $T_h=145^\circ\text{C}$ での定常温度場に至るまでの過渡状態でのボルト軸力の変化の計算値を示している。縦軸はボルト軸力、横軸は経過時間である。ボルト穴中心円直径 $2d=125$ および 140 mm いずれの場合にも定常状態に至るまでの過渡状態において定常状態でのボルト軸力より大きくなることを示されている。 $2d=125\text{ mm}$ の場合、ボルト軸力の最大値は定常状態のその 1.08 倍、 $2d=140\text{ mm}$ の場合には 1.26 倍となった。また図 12(b) は全面座形ガスケット ($2b_3=175\text{ mm}$) を用いた場合であり、ガスケットを用いない場合と同様の傾向を示した。 $2d=125\text{ mm}$ の場合ボルト軸力の

図 13 ボルトに生じる最大応力の比較

図 14 過渡状態におけるボルトに生じる最大応力の計算結果

最大値は定常状態のその 1.07 倍、 $2d=140\text{ mm}$ の場合には 1.27 倍となった。

4・4 ボルトの最大応力に関する比較 図 13 はボルト穴中心円直径 $2d=125\text{ mm}$ で全面座ガスケット ($2b_3=175\text{ mm}$) を用いた場合のボルトに生じる最大応力に関する計算値と実験値の比較である。縦軸は応力 σ 、横軸は加熱温度である。計算値と実験値はかなりよい一致を示している。また前節の 4・2 節の結果より得られるボルト軸力より求めた応力値に比べ曲げモーメントを考慮したほうが大きな応力値を示している。温度変動下でのねじ締結体におけるボルトの設計にあってもボルトに生じる曲げモーメントを考慮する必要がある。図 14 は全面座形ガスケット ($2b_3=175\text{ mm}$) を用い、加熱温度 $T_h=145^\circ\text{C}$ の場合の過渡状態におけるボルトに生じる最大応力を示す。縦軸はボルトに生じる最大応力、横軸は経過時間である。ボルトに生じる最大応力も過渡状態において、定常状態における最大応力より大きくなることを示している。ボルト

(a) $2d=125\text{ mm}$ の場合

(b) $2d=140\text{ mm}$ の場合

図 15 ハブ部に生じる軸方向応力 ($2b_3=100\text{ mm}$)

中心円直径 $2d=125\text{ mm}$ の場合ボルトに生じる最大応力の最大値は定常状態の場合のその 1.17 倍, $2d=140\text{ mm}$ の場合 1.39 倍となった。

4・5 ハブ部に生じる軸方向応力 ハブ部に生じる軸方向応力は平面座形ガスケットを用いた場合が最も大きく⁽¹²⁾ なり JIS⁽⁹⁾ および ASME⁽¹⁰⁾ 規格でも常温でのハブ部応力の計算法が与えられている。そこで熱的条件下でのハブ部応力を調べる。図 15 は平面座形ガスケットを用いた場合 ($2b_3=100\text{ mm}$) において、フランジ上端面から 2 mm の点 [図 3(a)] におけるハブ部に生じる軸方向応力の実験値を○印で示している。(a) はボルト穴中心円直径 $2d=125\text{ mm}$ の場合、(b) は $2d=140\text{ mm}$ の場合である。図中実線は常温 (20°C) において、図 8 に示した温度変動に伴って生じるボルト軸力と等しいボルト軸力を与えた場合のハブ部に生じる軸方向応力の測定値である。比較のため文献⁽¹²⁾ より求められる常温でのボルト軸力変動のみによるハブ部軸方向応力の変化の計算値を図中破線で示す。この結果より常温でのハブ部応力の計算値(破線)と加熱時のハブ部の応力の実験値 (○印) の差は加熱温度 150°C 以下で最大でも 0.95 MPa となり、管フランジ締結体ハブ部軸方向熱応力の値自体は、ボルト軸力によるハブ部応力の影響に比べ小さいことがわかる。

5. 結 言

本研究はアルミニウム合金製管フランジを鋼製のボルトにより締結し、内部封入流体による熱伝導に起因するボルト軸力変動、最大応力およびハブ部軸方向応力について理論・実験の両面より検討し以下の結果が得られた。

(1) 管フランジ締結体が内部より熱伝導を受ける場合について、締結体内の温度分布を階差法により求めた。

(2) (1)の結果を用いてボルト軸力変動およびボ

ルトに生じる最大応力について解析する方法を示した。この結果、管フランジ内周を加熱する場合には軸力の増加が極めて大きく、冷却する場合には軸力の減少分が大きいことがわかった。

(3) また解析により過渡的状态において定常状態におけるボルト軸力より大きな軸力が生じていることがわかった。さらに鋼製フランジを用いた締結体の場合には、アルミニウム製管フランジ締結体に比べて軸力の増加分が小さいことがわかった。

(4) (1)および(2)を確かめるための実験を行い計算結果と実験結果はかなりよく一致した。

(5) 平面座ガスケット使用の場合について、ハブ部軸方向応力についての実験を行い締結体内の温度分布による熱応力はかなり小さく、ほぼボルト軸力がハブ部応力に及ぼす影響が大きいことがわかった。

文 献

- (1) RC-62 キャスク構造解析研究分科会(主査島村), 使用済核燃料輸送容器の構造プログラムの開発・整備に関する調査報告書, (1982), 1, 日本機械学会.
- (2) 向坂・丸山・山本, 機論, 44-377, (1978), 293.
- (3) 脇山・巽, 日本建築学会論文集, 310(1981-12), 32.
- (4) 小久保・田中・古村, 日本建築学会論文集, 309, (1981-11), 21.
- (5) VDI 2230, (1986) [丸山・加勢・沢 訳, 高強度ねじ締結体の体系的計算法, 日本ねじ研究協会(1989)].
- (6) 藤井・熊野・沢, 機論, 55-512, C(1989), 1100.
- (7) Kumano, H., Sawa, T. and Hirose, T., *ASME Pressure Vessel and Components* 1991, pvp-Vol. 217, (1991), 137.
- (8) Kumano, H., Sawa, T. and Hirose, T., *Proceeding of the IV Conference on Strength Evaluation*, (1991), 592.
- (9) JIS B 2202-B 2206, B 2241, (1986).
- (10) ASME, *Boiler and Pressure vessel Code Sec. VIII Div. III, Appendix II, Rules for Bolted Flange Connections with Ring Type Gaskets*, (1989), 511.
- (11) 片山ほか, 伝熱工学資料, (1986), 165, 日本機械学会.
- (12) 沢・赤川・日暮, 機論, 55-516, A(1989), 1927.
- (13) 沢・丸山, 機論, 41-346, (1975), 1917.
- (14) 沢・白石, 機論, 48-434, C(1982), 1598.
- (15) 竹内・野田・小森・入交・北川, 材料, 26-282, (1967), 12.