

岩手大教 田中 稔 工学院大 北郷 薫

1. はじめに

ねじ締結体に外力が作用したとき、被締付け材の形状が異なると、同一寸法のボルトが使用されている場合であってもその応力挙動は異なる。シリンダカバー締結体は軸対称体ではあるが、接合面に関しては非対称であり、ボルトをシリンダカバー側から取付けるかフランジ側から取付けるかでボルトの応力挙動が異なる。本研究ではシリンダカバー（以下カバー）とフランジの厚さが各々異なる場合やボルトの取付け方向が変わった場合に前報<sup>1)</sup>における解析方法が適用可能かどうかを検討し、さらに一般的なシリンダカバー締結体に適用可能な新しいばね-はりモデルを提案する。

2. 実験装置および実験方法

図1に実験装置を示す。シリンダカバー締結体の寸法は図1の記号を用いて表1に示す。ボルトの取付け方向はカバー側からボルトを取付けた場合をA形、フランジ側からボルトを取付けた場合をB形と呼ぶ。取付けボルトは6本で、歪ゲージを貼り (gauge-1, 2: 各々首下6mm, 24mm) 予め校正しておく。実験はボルトを目標の締付け力に均一に締付けた後、手動油圧ポンプでシリンダに圧力を負荷し、この時のシリンダ圧力とボルトの応力を静歪計 (UCAM-5A) により測定した。

3. 従来方法の適用性の検討

図2, 3はType-1に関して従来方法による計算結果と実験結果を比較したものを示す。図中の折れ線が従来方法<sup>1)</sup>により求めた値である。軸力に関してはA形, B形とも計算値は実験値に良く近似している。しかし、図3の追加曲げ応力に関して、A形は実験値と計算値が同様の傾向を示すのに対し、B形においては実験値

表1 シリンダカバー締結体の寸法

	2a	2e	2b	2c	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>
Type-1	70	90	130	170	15	15
Type-2	70	90	130	170	15	30
Type-3	70	90	130	170	30	15

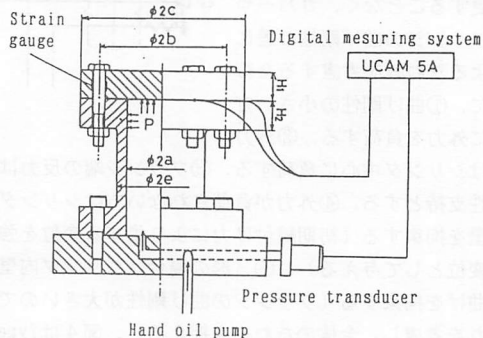


図1 実験装置

がボルト頭側 (gauge-1) で、計算値がねじ部側 (gauge-2) で応力が大きくなり、実験値と計算値が逆の傾向を示している。これは、実際にはカバーとフランジの厚さが同じなので、各々の曲げ剛性があまり違わないため、外力が増加すると、フランジはカバーと同程度のたわみを生ずると考えられる。しかし、計算モデルはてこ作用による反力をフランジ端とカバー端に強制変位を与えて固定支持の拘束条件として表しているため、てこ作用によるフランジのたわみをうまく反映できないことが原因と考えられる。従来モデルはフランジの曲げ剛性が高いと考えて、フランジのたわみを低く

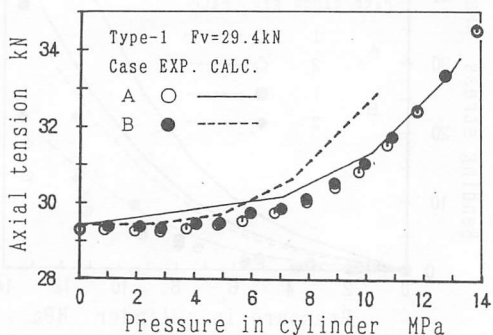


図2 シリンダ圧力と軸力の関係

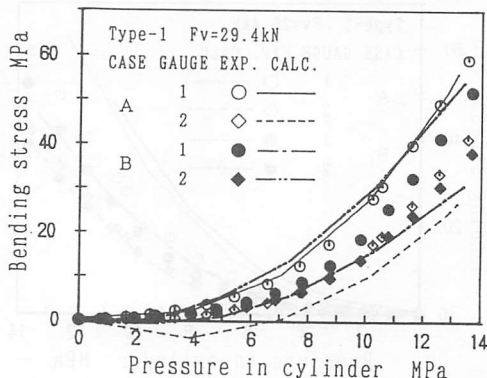


図3 シリンダ圧力と追加曲げ応力の関係

押えるようなモデルであるため、Type-2の場合にはA形、B形とも実験値と計算値が同じ傾向を示すが、フランジの曲げ剛性が小さいType-3においてはType-1と同様の理由から計算値と実験値が逆の傾向を示す。

#### 4. モデルの改良

従来のモデルを大幅に変更することなく、カバーやフランジの曲げ剛性の差によるたわみを考慮するために、①曲げ剛性の小さい方に外力を負荷する。②外力はシリンダ中心に負荷する。③フランジ端の反力は弾性支持とする。④外力が負荷されない方はシリンダ内壁を拘束する（初期締付け力により生ずる変位を強制変位として与える）。⑤B形の場合はシリンダ内壁の曲げを拘束する（フランジの曲げ剛性が大きいのでこれを考慮し、全体のたわみを押える）。図4はType-1~3を以上の条件によりモデル化したものを示す。Type-1はフランジとカバーの曲げ剛性にあまり差がないのでボルト頭側のたわみが大きくなるようにモデル化している。また、フランジ端のばね要素はモデルを簡単にするために、てこ反力をフランジ端から10mmの範囲で弾性支持すると考えてばね定数を求めた。

#### 5. 新モデルによる計算結果と実験結果の比較検討

図5、6は新モデルによる計算結果と実験結果を比較したものを示す。Type-1ではA、B形ともボルト頭側の応力が高く、Type-3ではA形はねじ部側、B形はボルト頭側の応力が高くなり、計算値は実験値と同じ

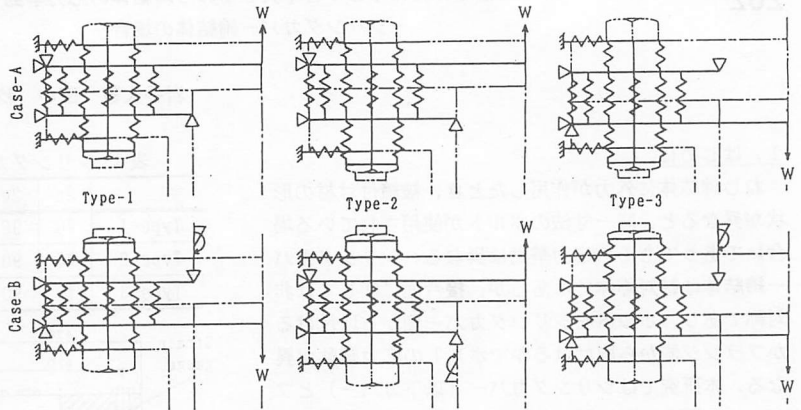


図4 改良したばね-はりモデル

傾向を示している。Type-3の計算値は若干実験値より高い値を示すが、設計にとっては安全側にあると言える。また、実験値よりボルトは曲げ剛性の大きい側から取付ける方が有利と考えられる。

#### 6. まとめ

以上のことを簡単にまとめると以下の通りである。

- (1) 従来のモデルを改良し、適用範囲の広い新しいばね-はりモデルを提案した。
- (2) 新しいモデルによる計算結果は軸力、曲げ応力とも実験結果より若干大きい値を示すが、応力の増加傾向は良く一致する。
- (3) 同一寸法のボルトにおいて、被締付け部材の曲げ剛性の大きい方からボルトを取付けることにより応力増加を低く押えることができる。

#### (参考文献)

- 1) 田中,北郷:精密工学会誌,55,7,1989,p1229

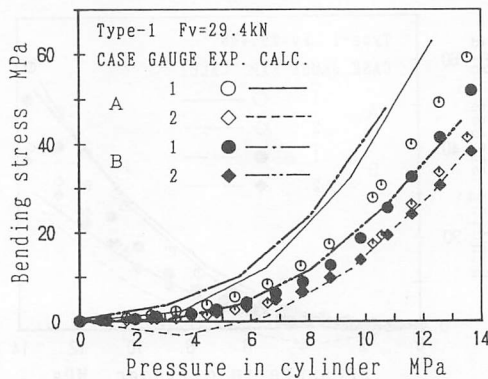


図5 シリンダ圧力と追加曲げ応力の関係

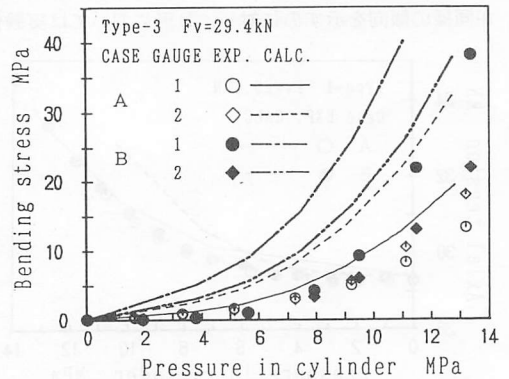


図6 シリンダ圧力と追加曲げ応力の関係