

# ねじ締結におけるゆるみ防止について

宮田忠治

——ゆるみ防止機能付きナット…スカート付きナットの提案を踏まえて——

## 一 緒 言

二 ねじ締結体の軸直角繰返し外力によるゆるみ機構

三 ゆるみ防止の基本的対策

## 四 実験方法

1 供試模型ボルト、ナットおよび台座の材料、形状、寸法

2 三次元光弾性凍結実験における負荷状態およびスライスの取り方

## 五 実験結果および考察

1 普通六角ナットおよびスカー্ট付きナット結合の場合

2 現用フランジ付き六角ナットおよび改善スカー্ট化フランジ付き六角ナットの場合

## 六 結 言

## 一 緒 言

一般に複数の部材を互いに締結する手段として、ボルトおよびナットからなるねじ締結が広く採用されている。しかし、このねじ締結体による締結はその使用中にねじがゆるむ(ボルトの軸力の低下)ことがあり、これが重大な故障、事故発生の原因となるなどの極めて重要な問題があり、その防止対策の確立が望まれている。この古くして新しいゆるみ問題の解決のために日本ねじ研究協会では、さきにねじのゆるみに関する調査研究<sup>(1)(2)</sup>を実施され、米国機械学会においても振動荷重を受けるボルト締結体のゆるみ機構の解明のための委員会<sup>(3)</sup>が創設されている。しかしながら、未だに確たる対策は得られていないようである。ついては、ねじ締結において、その機能の保持にはまず、所要の締付け力を保持するとともに強度上の安全を確保すること、そして、その使用中のねじがゆるむことを防止することが必須の要件である。

ねじのゆるみには、

(1) ナットの非回転ゆるみ…ナット座面などの接触部に加工の際にできた小さな凹凸や形状誤差のある場合、締付け後の外力の影響で局部的な塑性変形が進行して凹凸面が平坦化する。すなわち、接触部の凹凸のへたり、接触部の微動摩耗、温度変化による変形、ボルトの降伏、クリープなど、そしてボルト頭座面のすべりに伴うボルトの回転によって生ずるナットがもどり回転しないゆるみ。

(2) ナットの回転ゆるみ…振動や衝撃的外力などによってナットがもどり回転することにより生ずるゆるみとがある。この場合、前者に対するゆるみ防止対策は比較的容易でありゆるみの進行が止まる場合が多いが、これに対して後

者のゆるみにあつては、その防止対策は必ずしも容易でなくナットがしばしばゆるんでしまうことがあり非常に危険であるため、従来からそのゆるみ防止対策が種々提案されている。しかしながら、それら対策は、ナット回転に対する抵抗を増大させる方式で別にゆるみ防止用部材を使用するようなものが多く、その構成が複雑であるなどの不都合がある。のみならず、ゆるみ防止の根本的対策たり得ていないようである。

ところで、ナットがもどり回転することによりゆるみが生じる原因の一つは、後述するように、ナットの座面圧力の円周方向の分布が一樣でない、いわゆる軸非対称分布の場合に軸直角振動を受けることによりナットと被締付け物との間に相対すべりが繰返し与えられるとナットがもどり回転作用を受けると考察し、そのゆるみの発生を実験によって実証<sup>(4)</sup>している。ところが、通常ナットにおける座面圧力の円周方向の分布が均一を示さないのは、ボルト軸部の曲がり、ナット座面の傾きあるいは被締結材面の製作誤差などによって発生するばかりでなく、ねじ部の形状がその機能上らせん状で軸非対称形状なので、座面圧力の分布もまた軸非対称性、すなわち、円周方向分布が一樣とはならないという宿命的なものがあるからであることを解明<sup>(5)(6)</sup>した。

したがって、ボルト、ナットおよび被締結面の成形をいかに正確にしても座面圧力の分布は対称とならず、振動などによってナットにもどり回転作用が働いてナットのゆるみが発生する可能性があり、確認<sup>(7)</sup>された。さらに軸直角振動においても回転成分をもたない場合に、平行変位を往復運動として繰返す場合のゆるみ発生および軸方向荷重の増減によりナットがボルトに対して微量ながらもどり回転<sup>(11)(15)</sup>することがある。なお、軸直角衝撃<sup>(10)(16)</sup>、軸方向衝撃<sup>(17)(20)</sup>による反動ゆるみ、繰返し回転荷重におけるゆるみなどがあり、それらのゆるみ機構の解明についての研究がなされている。

上述のような事情において、ゆるみ防止対策はゆるみ発生機構による宿命的原因を排除、ゆるみに対する抵抗の増大、なおゆるみ作用の吸収を図れば格別ゆるみ防止用部材を使用する必要がなくなるので、著者らはねじ結合体における応力集中状態を調べるとともに、ゆるみ防止対策の確立をも目的にボルト・ナット結合体の円周方向応力分布お

よび座面圧力の半径方向と円周方向分布を三次元光弾性実験<sup>\*</sup>によって検討し、最も必要な軸直角振動によるゆるみ発生の原因を排除するなど、力学上合理的で、ナット自体にゆるみ止め機能を付与した構成が極めて簡単な理想的ナットとして、スカート付きナットを開発、提案した<sup>(6)</sup>。

\* 光弾性法は、透明な特定の高分子材料で模型を作り、荷重を加えて偏光(一定方向のみ振動する光)をとおして見ると、生じた応力の分布状態が縞模様の粗密の出現で調べられる応力測定法である。

ところで、今日、JIS B 1190の解説によると、フランジ付き六角ナットが、高い軸力に対して普通の六角ナットよりも座面圧が高くない。ねじのゆるみに対して普通の六角ナットよりも効果的である。などの特徴があるので、それを生かした使い方、特に高い締付け力が必要とするねじの締結に多く用いられている。

については、フランジ付き六角ナットによる締結におけるフランジ部の座面圧力がどのように分布するのか、フランジ付けによる座面によって高い軸力を負担し得るのかなど、その機能を検討することは関心深いことであると同時に、その必要があると考え、それを三次元光弾性実験によって調べたところ、現用のフランジ付き六角ナットの形態では、座面圧力の半径方向分布は内周側ねじ部直下において集中し、フランジ部外周側ではほとんど零で、フランジ部において均等一樣でないことがわかり、さらに座面圧力の円周方向分布も一樣でなく、軸非対称分布を示していることがわかり、望ましい締結機能であるとはいえないことをさきに報告した<sup>(25)</sup>。

そこで、その締結機能の改善、すなわち、現用のフランジ部座面での接触圧力の半径方向分布を座面の全範囲にわたるように計って、高い軸力を負荷し得るようにし、さらに外周側へ移行させ、いわゆる座面摩擦抵抗モーメントの増大を図ってゆるみに対する抵抗を増して軸方向荷重の変動によりナットがもどり回転することなどの防止対策とする。

と同時に、軸直角振動を受けることによりナットがもどり回転するゆるみの根本的防止対策としては、座面圧力の

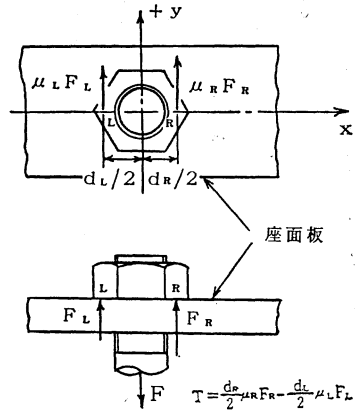


図1 不均一な座面圧力下におけるゆるみ機構の定性的説明

円周方向の均一分布化を図ること、そして、ナットがもどり回転しないゆるみ防止対策をもナット自体に具備させることがナットの最も望ましい締結機能の改善である。その実現を図った結果が得られたので、ねじ締結体におけるナットに係るゆるみ防止について報告する。<sup>(29)</sup>

## 二 ねじ締結体の軸直角繰返し外力によるゆるみ機構<sup>(4)</sup>

ゆるみ防止対策に当たり、座面圧力の円周方向分布の不均一なボルト・ナット締結体の軸線に垂直方向に、ナットと座面板との間に関係変位を繰返しあたえたとナットが回転しゆるむことを検討する。

初めに右ねじのボルト・ナット締結体について考える。上述のようにボルト・ナット締結体では座面における接触圧力(応力値)が円周方向に均一に分布されていないとして、(1)図1のy軸線の左半面の合力(力)を $F_L$ とし、(2)この力 $F_L$ の働く点を $s = -d_L/2$ とし、(3)この点の摩擦係数を $\mu_L$ とする。(4)また右半面に対して、これらに対応する値は $F_R$ 、 $+d_R/2$ 、 $\mu_R$ とする。

まずナットに対し座面板が+y方向に強制移行させられると、図1に示すように $\mu_L F_L$ 、 $\mu_R F_R$ の摩擦力がナットに加わる。このためナットは上から見て時計の針と反対方向に $T = (d_R \mu_R F_R - d_L \mu_L F_L)/2$ のモーメントが働く、一方ナットを締付けるときのモーメントを $T_0$ とし、ゆるめるときのモーメントを $T_L$ とするとねじの形状から当然 $T_0 > T_L$ が成立する。

そこで、 $\mu \wedge \mu$  のときにはナットがゆるむ傾向になる。また  $\mu \wedge \mu$  のときにはゆるまないか弾性変形に止まる。

次に座面板が  $y$  軸線負方向に移動すると、前と同じ大きさのトルク  $T$  を発生するが、その方向は逆となり、ナットはこの締付けトルクを受ける。しかし、このトルク  $T$  が締付けトルク  $\mu$  より小さいと締まりは生じない。このような挙動が座面板の往復行程において行なわれ、ナットは次第に回転しゆるみを生じる。

しかしながら、座面板の移動量  $s$  が小さいと、弾性的変形が起こるにすぎないでゆるまず、 $s$  がある値になると急にゆるみが生じてくる。なお、ねじが左ねじの場合でも、上述の機構によりゆるみの行程は逆になるが、同様にゆるみを生じる。

ついでには、ゆるみ発生の条件は次式で表わされる。

$$T_i \wedge T = |(\mu_R F_{RdR} - \mu_L F_{LdL})/2| \wedge T_f$$

しかし、実際には、この場合のように直進すべりの際に、回転方向の見掛けの摩擦係数<sup>(28)</sup>は小さくなるようで、ゆるめるときのモーメント  $T_i$  よりも小さいゆるめ作用のモーメント  $T$  によって回転ゆるみが生じるようである。

ゆえに、ゆるみ防止対策は、このゆるみ原因の排除という根本的観点の方策が必要であると考ええる。

### 三 ゆるみ防止の基本的対策

ゆるみ止め対策は、(1)ゆるみ発生機構による宿命的要因——ねじのらせん形状に基づく座面圧力の不均一分布——を排除すること、(2)ナット回転に対する抵抗の増大、(3)締め代の増加(ナット非回転ゆるみ対策)、(4)ゆるみ作用の吸収を図ることが基本的である。

まず軸直角振動外力によるゆるみに対しては、前章で検討したゆるみ機構によるゆるめモーメント  $T$  をゆるめると

きのモーメント $M$ よりも小さく、さらに零にすることに計ることが、このゆるみ防止の根本的対策である。そこで、ナットと被締付け物との間に相対すべりが避け難い場合(万一の過大外力の作用などによって)、ゆるめ作用の回転モーメント $T$ を零にするには、図1に示す座面圧力の $y$ 軸線の左および右半面の合力の作用位置について $u_{aL} \cdot u_{aR}$ となるように計り、座面摩擦係数を $\mu_{aL} / \mu_{aR}$ とすれば、座面合力において $F_{aL} \cdot F_{aR}$ となるように計ればよい。すなわち、座面合力によるゆるめトルクと締りトルク作用を同じようにする。つまり左、右座面合力によるトルク作用の釣り合いを図ることである。それには座面圧力の円周方向分布の均一化、つまり座面圧力の軸対称分布化を実現させればよい。ついで、サン・ブナンの原理(力の作用点から離れるにつれて、その部位の応力状態は均一化する)によりはめあいねじ部を座面よりある必須の高さだけ離れた位置に移行させる。具体的には、ナットの座面側ねじの一部ねじ山を削除する(これをスカート付けと名付ける)ことである。

このスカート付きナットの形態にすれば、後述するように、(2)ナット回転に対する抵抗の増大も計れると同時に、(3)締め代の増加、そして、(4)ゆるみ作用の吸収をも図れ、基本的対策を全てナット自体に付与することができる。

#### 四 実験方法

まず、ボルト・ナット結合時におけるねじ部の応力分布および座面圧力分布状態についてナットのねじ切込み位置の違い、すなわち、六角ナットの角に対応して切込んだものと、辺の中央点に対応した位置のものによる応力分布状態の相違を調べ、次いで、ナット座面側に六角の外接円に相当する直径の円筒形の部分(以下では、この部分をスカートと称す)を設けることによって、いわゆる座面圧力の分布状態がどのようになるか、すなわち、軸対称分布化が図られるかを調べ、なお、スカートの外形を六角形とした普通六角ナットの形状の場合についても比較検討した。



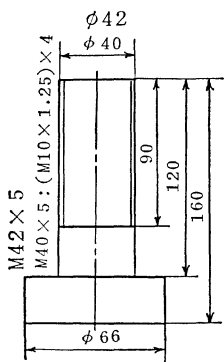


図2 ボルト

さらに、現用フランジ付き六角ナットの締結機能を検討するとともに、その改善を図ったスカート化フランジ付き六角ナットの締結機能の有効性について調べた。

## 1 供試模型ボルト、ナットおよび台座の材料、形状、寸法

模型材料はエポキシ樹脂とし、アラルダイトBと硬化剤(ハードナーH190)を重量比四対一の割合で実験用ボルト、ナットおよび台座の形状と寸法を勘案して若干大きいブロックを注型して実験に供した。

供試ボルト、普通六角ナット、スカート付きナット、現用フランジ付き六角ナット、改善スカート化フランジ付き六角ナットおよび台座の形状、寸法を図2～7に示す。

普通六角ナットの寸法は模型実験におけるスライス片の作製上からと座面圧力分布の不均一状態を確認のためM42、ピッチは大きく5mm、谷の丸み半径は0.5mmとした。

現用フランジ付き六角ナットの寸法はJIS B 1190メートル細目ねじM10×1.25の四倍寸法(図5参照)とした。この寸法はM8×1.0およびM12×1.5のそれぞれ五倍、三・三三倍に該当し、相似形態なので、本実験の内容は、それぞれの寸法のナットにおいて適用されるものである。ボルト、台座の寸法はナットの寸法を考慮して決めた。著者らの改善スカート化フランジ付き六角ナットは図6に示す。

## 2 三次元光弾性凍結実験における負荷状態およびスライスの取り方

一般締結状態にあってはねじり応力成分を伴うのであるが、主たる応力成分は引張応力であるので、本研究では、単純化してボルト・ナット結合状態における応力分布を調べることにした。ついては、負荷は図8に示すような単純引張装置で、模型の伸び変形は単純引張が負荷されるよう調整した。

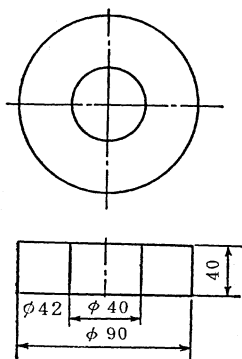


図7 台座

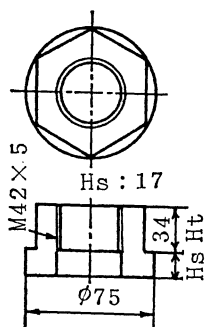


図4 スカート付き  
ナット

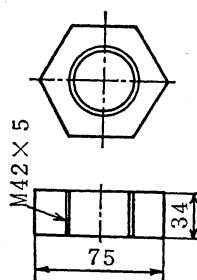


図3 六角ナット

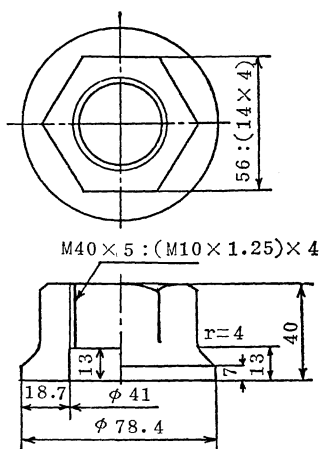


図6 改善スカート化フラン  
ジ付き六角ナット

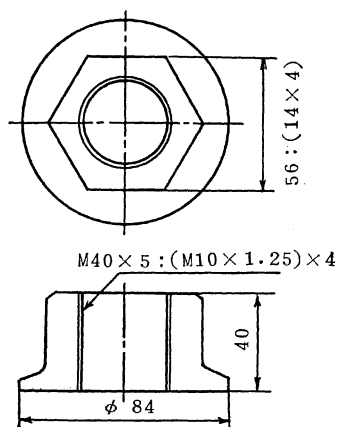


図5 現用フランジ付き  
六角ナット

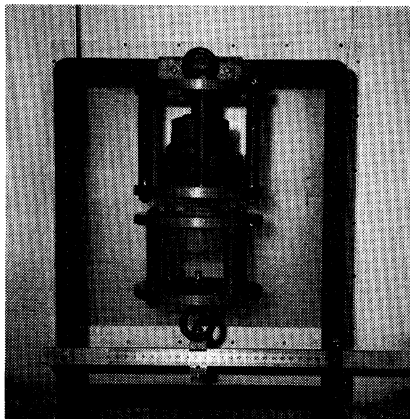
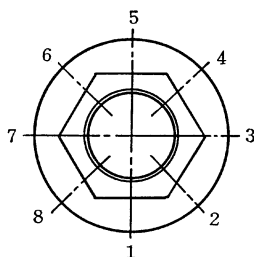


図8 ボルト・ナット結合体の負荷状態



1: ねじ切込み位置

図9 スライス位置

でもナットの位置に対応して同じ位置関係でスライスした。ボルトについては、その寸法上ナットのスライス位置 $1(0^\circ)$ ,  $3(90^\circ)$ ,  $5(180^\circ)$ ,  $7(270^\circ)$ のそれぞれに対応する位置とした。スライス片の厚さは3mmである。

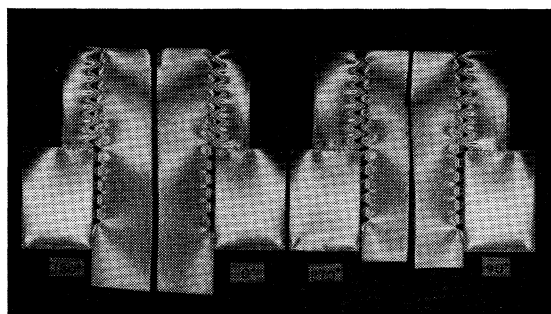
## 五 実験結果および考察

### 1 普通六角ナットおよびスカート付きナット結合の場合

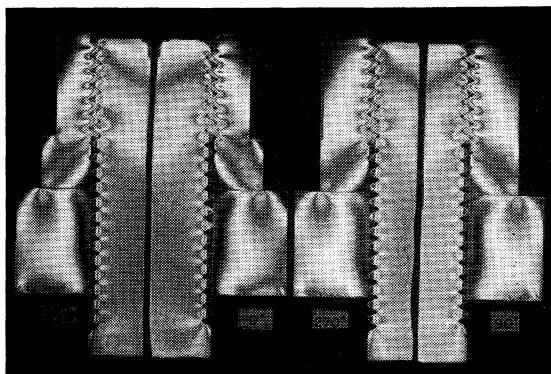
ボルト、ナットおよび台座の各スライス位置における応力分布状態を図10に示す。

この図10にみられるようにナットとボルトねじ部の応力分布状態はスライス位置によって異なることが明確に認められる。すなわち、軸非対称分布を示している。

六角ナット結合の場合(以下Nと略称す)とスカート付きナットの場合(以下NSと称す)における座面圧力の分布状態をみると、(N)の場合にはナットの内、外側における座面圧力の大きさがスライス位置において異なる。すなわち、軸非対称分布(数値は後述)を示しているのに対し、考案のスカート付きナットの場合(NS)には、ナット座面の内側における座面圧力はほとんど零となり、座面圧力は座面の外周側へ移行し、端面効果と重なって集中化するとともに各スライス位置においてほとんど等しい大きさを示している。このスカート付けの対策によってナットの座面圧力の分布が円周方向において一様になる。すなわち、軸対称性を示すようになった。このことは前述した座面圧力の軸非対



(a) (N): 六角ナット結合



(b) (NS): 円筒状スカート付きナット結合( $H_s = H_t/2$ )

図10 ボルト・ナットおよび台座の各スライス位置の応力分布

称、不均一分布に基づくゆるみ原因を排除したことを意味するとともに、スカート部の座面における座面圧力を外周側へ移行させる機能をも有することがわかった。これは極めて望ましい座面摩擦モーメントの増大を図ったことになり、ナットのもどり回転防止の積極的対策をも具備させ得ることが確認されたわけである。また、ナットの締結後の外力による締り過ぎに対しても、その防止の役割を果たすことになる。

この座面圧力の軸対称分布化が得られたことは、締付け圧力の一様化をもたらし、さらにスカート部が被締付け材側からの回転能力および平行変位を往復運動として繰返す場合、なお、衝撃によるゆるみ作用を吸収する役割をも果たし、この面からのナットのもどり回転に対しても防止効果を有する構造でもある。しかもスカート部の形成は、締付けに際して、その部分の圧縮縮みが得られると同時に、ボルトにはスカート部高さに相当する軸部長さに対応した伸び分が得られるので、あわせて締め代の増大が得られ、ナット回転のないゆるみに対しても防止効果を有するわけである。

この形態において、スカート部の内径部(挿通孔)は取付け作業で位置決めが容易になる有用性があり、なお、座金の使用は必要ないと考えられ、座金の取りはずしミスによる事故を未然に防止できる特徴をもつものである。

図 11、13 にボルトおよび台座の各スライス位置における応力値を示す。

図 11、12 は縦軸にボルトのねじ山番号、横軸にねじ谷の最大応力値を示したものである。

図 11、12 にみられるようにボルトのねじ部の応力分布状態はスライス位置によって異なることが明確に認められる。すなわち、軸非対称性分布を示している。ボルトのねじ部の最大応力は、結合ナットのねじ切込み位置が辺の中央に対応する位置の場合には、ねじ切込み位置により左回りに  $\theta = 135^\circ \sim 225^\circ$  の間に生じることがわかった。これより疲れ破壊のき裂発生の部位が推定される。

図 13 は座面圧力分布を示す。

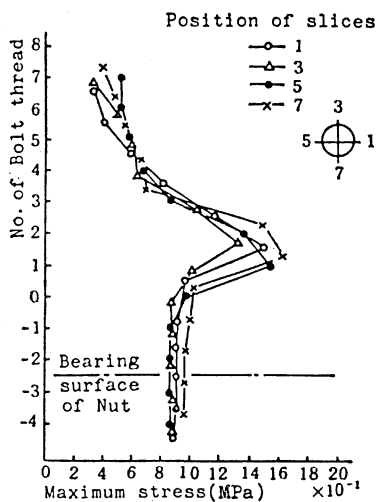


図12 ボルトねじ谷の最大応力分布——  
スカート付きナット結合( $H_s=H_t/2$ )

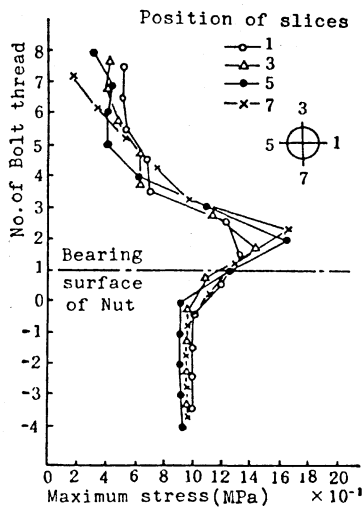


図11 ボルトねじ谷の最大応力  
分布——六角ナット結合

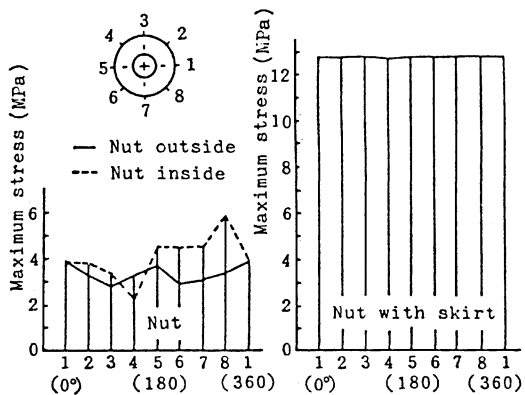


図13 座面圧力分布

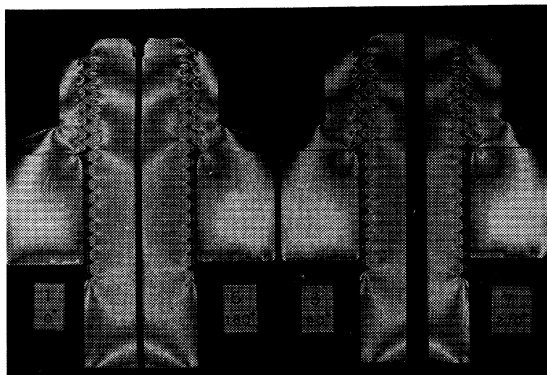


図 14 ボルト・ナットおよび台座の各スライス位置の応力分布——現用フランジ付き六角ナット

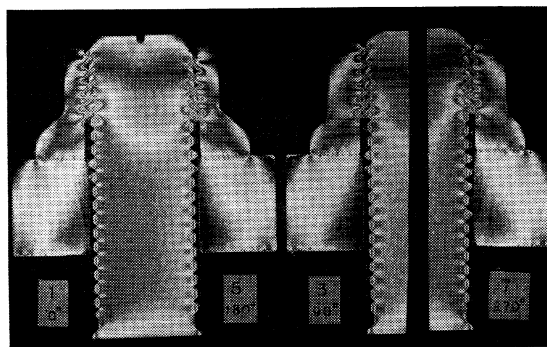


図 15 ボルト・ナットおよび台座の各スライス位置の応力分布——改善スカート化フランジ付き六角ナット

普通の六角ナットの場合は、ナットの内側と外周側の最大接触圧力状態の比較を表しているが、スカート付きナットの場合には、内側では座面圧力がほとんど零となり、外周側部に移行し、その分布が円周方向においてほとんど等しい圧力値を示すという最も望ましい圧力分布の現象が確認された。これはナットの内周においては座面からスカート部の高さだけ離れた位置より頂面側部分にて応力が作用するようになり、しかもねじ山自体には山の半角の傾斜があるため、そのねじ山表面に加わる荷重は軸線に対して外方に向かうことによるからである。

## 2 現用フランジ付き六角ナットおよび改善スカート化フランジ付き六角ナットの場合

ボルト、ナットおよび台座の各スライス位置における応力分布状態を図 14、15 に示す。

まず、現用フランジ付き六角ナットの場合、図 14 によると、フランジ部における接触圧力は、フランジ部の内周側のねじ部直下に集中しており、外周側ではほとんど零である。このことは、現用フランジ付き六角ナットの座面での接触圧力

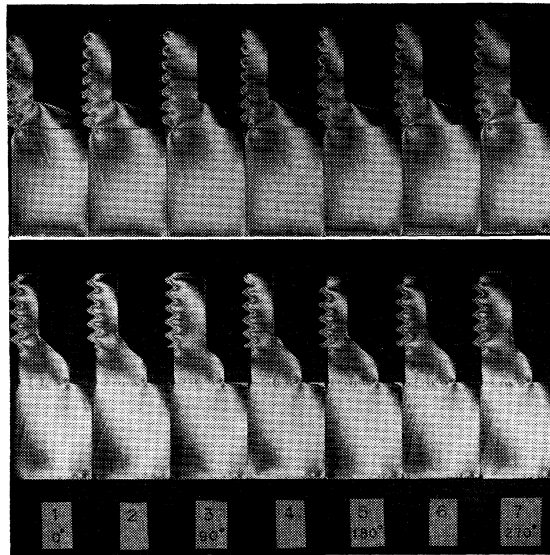


図 16 ナットおよび台座の各スライス位置の応力分布

は、座面半径方向において均一分布しないので高い軸力に対して普通の六角ナットよりも座面圧力が高くなるとはいいい難いことを示している。またフランジ部内側における接触圧力の円周方向の分布状態を示すと図 16 のとおりである。

これによると、座面圧力の円周方向の分布は一樣でなく、ねじ部の形状がらせん状で軸非対称性に基づいて、軸非対称性分布を示すが、この場合にも認められる。このことは、ナットのもどり回転によるゆるみ原因の一つは座面圧力の軸非対称分布をしている場合、ナットと被締付け物との間に相対すべりが繰返し与えられるとナットがもどり回転作用を受けることになりゆるみが発生すること、および前述のように高い軸力を負荷し得な

いので、ゆるみに対しても効果的であるとは考え難いことを示している。

これに対し、図 15 に示すように、改善スカート化フランジ付き六角ナットの形態によると座面圧力の半径方向の分布は内周側ではほとんど零となるとともに、外周側に移行し座面の全範囲にわたるようになることがわかり、さらに円周方向の分布も望ましい軸対称分布を示すことが確認された。

このことは、フランジ部のスカート化の対策によってナットの座面圧力の円周方向分布の不均一分布に基づく軸直角振動によるゆるみの原因を排除したことを意味するとともに、現用のフランジ部における座面圧力を外周側へ移行



させる機能をも付与させ得ることが確認されたわけである。これは高い軸力を負荷し得ることになると同時に、望ましい座面摩擦抵抗モーメントの増大を図ったことになり、軸方向の変動荷重、被締付け材側からのナットのもどり回転に対する積極的防止対策をも具備させ得たのである。

上述のように、高い軸力を負荷し得るとともに座面摩擦抵抗モーメントの増大が図られ、軸方向荷重の衝撃的変動によるナットの反動ゆるみの防止対策も得られ、また軸直角振動によるゆるみの原因を排除する根本的防止策を実現することが出来た。そして、なおナットがもどり回転しないゆるみ対策をも、フランジ部のスカート化手法によってナット自体に具備させることが図られ、理想的ナットの形態が得られたと考えられる。

上述の事柄を踏まえ、鋼製実物ナットを作製し、軸直角振動ゆるみ試験を行なったところ、ナット回転によるゆるみ(軸力の低下)が生じないことが実証、確認された<sup>(7)</sup>。その詳細については続報の予定である。

## 六 結 言

ナットのもどり回転によるゆるみが生じる原因は、通常のナットの形態においては、その機能上ねじ部の形状がらせん状で軸非対称形状に基づくナット座面圧力の分布が軸非対称、すなわち、円周方向分布が一律均一でないことによることを明らかにするとともに、さらにゆるみ防止機能付きナットの形態を解明するため、ボルト・ナット結合体および座面圧力分布状態を三次元光弾性実験により検討した。次いで、ねじ締結体の望ましい締結機能——所要の締付け力を保持し強度上安全にして、ゆるみを生じない——の観点から、現用フランジ付き六角ナットの締結機能を検討し、その改善を図った結果を要約すると次のようである。

(1) ボルト・ナット結合体の応力分布状態は、ねじ部の形状がその機能上らせん状で軸非対称形状であることによる

軸非対称性を呈することが確認された。と同時に、座面圧力の分布も軸非対称性、すなわち、円周方向圧力分布は一様均一でないことが解明された。

(2) 著者考案のスカート付きナットは、ナットの座面側にめねじのほぼ二山分を削除したスカート部を設けたことで、座面圧力の軸対称分布化が得られるとともに、さらに外周側部分へ移行させる機能をも有することが確認された。

このことは軸直角振動外力によるナットのゆるみ原因を排除し、さらに望ましい座面摩擦抵抗モーメントの増大が得られる効果をも有するなど、ナット回転によるゆるみ防止機能を保持せしめられることがわかった。

またスカート部の形成は、締め代の増加が得られ、ナット回転のないゆるみに対しても防止効果を有することになる。

スカートの内径部(挿通孔)は取付け作業で位置決めが容易になる有用性があり、なお、一般座金の使用は必要なく、その合理化が図れる。

以上を総括して、力学上合理的で、構成が極めて簡単なナット自体にゆるみ止め機能を有する、など特徴ある理想的ナットとして、上述のスカート付きナットを提案する。

(3) 今日、多く使用されている現用のフランジ付き六角ナットにおける座面圧力の半径方向分布は、フランジの内周側ねじ部直下において集中し、フランジ部外周側ではほとんど零で、フランジ部において均等分布でない。なお、座面圧力の円周方向分布も一様でなく、軸非対称分布を示していることがわかった。したがって、高い軸力を負荷し難いのみならず、普通の六角ナットよりも座面圧力は高くならない。さらにゆるみに対してもより効果的であるとはいえないことがわかった。

(4) フランジ付き六角ナットの高い軸力の負荷化およびゆるみ防止など改善対策および効果

現用のフランジ部座面での接触圧力の半径方向分布を座面の全範囲にわたるように計って、高い軸力を負荷し得る

ようにし、さらに外周側へ移行させることによって座面摩擦抵抗モーメントの増大を図って軸方向荷重の変動によりナットがもどり回転すること、などの防止対策とする。と同時に、座面圧力の円周方向の均一分布化を図ることで軸直角振動を受けることによりナットがもどり回転するゆるみの原因を排除すること、なお、ナットの非回転のゆるみ防止をも付与することがナットの最も望ましい締結機能の改善であるので、さきに提案したゆるみ防止機能付きナットの手法、すなわち、ナットの座面側ねじの必須の一部ねじ山を削除することを適用するなど、フランジの外径は通常の六角ナットの外接円の寸法にして若干小さくした提示のスカート化フランジ付き六角ナットの形態にすれば、最も望ましい締結機能——本質的なゆるみ防止機能付き(軸直角振動、軸方向衝撃、軸力変動、ナットの非回転ゆるみに対して)にして、高い軸力をも負荷し得る——を付与できることが確認され、ナットの理想的形態が解明できた。

この形態において、スカート部の内径部は取付け作業で位置決めが容易になる有用性もある。つまり、ナット座面圧力の分布状態を制御することが締結機能の改善にして、ゆるみ防止の本質的かつ根本的対策であることが確認された。この機能の維持に、被締付け材面の平面性と軸直交性の保持が望まれる。このことは、ねじ締結において、当然に配慮すべきことである。従来、ナット座面圧力の分布状態について考慮に欠けるうらみがあるので、ここに強調したいところである。

よって、この種ナットにおいては、一層スカート化手段が必要で、極めて有効な本質的改善策として提案する次第である。

上述の事柄を踏まえ、鋼製実物ナットを作製し、軸直角振動ゆるみ試験を行なったところ、狙いどおりナットの回転によるゆるみ(軸力の低下)が生じないことが実証、確認<sup>(7)</sup>された。その詳細については統報の予定である。

ついで、これが実用、実施において検討され、古くして新しいゆるみ問題の解決に、本提案が寄与することを願うところである。

終わりに臨み、本研究を着目する機縁を与えられました東京工業大学、本学名誉教授津村利光先生、お励ましを賜りました東京工業大学名誉教授山本晃先生、京都工芸繊維大学工業短期大学部(故)本堂実教授、模型試験片の加工、鋼製ナットの製作等ご尽力いただいた古川進主任教務技術員、(株)根機械製作所岩戸庸氏、実験に協力された細川修二君、卒業研究生に、心から感謝の意を表するとともに、本稿の執筆をお勧め下さった仁平群治教授ならびに木村隆男事務部部长に深謝いたします。

\*

本稿の骨子は、日本機械学会論文集(C編)五一巻四六七号(昭六〇一七、一九八五)、一八三三、および、論文講演抜刷(平成元一四、一九八九)論文No.八八—一〇六七Bに掲載の著者の論文による。

## 文 献

- (1) 日本ねじ研究協会、ねじのゆるみに関する調査研究報告書(その一)(昭四八)。
- (2) 同上(その二)(昭五〇)。
- (3) Zenanick, P. P., ボルトの自己ゆるみの解明に対し提案された研究プログラム、日本ねじ研究協会誌、一六—九(昭六〇)、二六九。
- (4) 細川・佐藤・津村、ねじ締結体のゆるみ機構について、機講論、No.八三〇—五(昭五八)、四八。
- (5) 宮田・ほか四名、ボルト・ナット結合体の応力分布および座面圧力分布について、光弾性学論文集、四—一・二(昭五七)、一五。
- (6) 宮田、ゆるみ防止機能付きナットの提案、機論、五一—四六七、C(昭六〇)、一八三三。\*特許出願中。
- (7) 宮田、軸直角振動ゆるみ試験機の試作——ナットゆるみ止めの機能の評価、神奈川大学機械工学科卒業論文概要集(昭六

三)、一五七。

- (8) 山本・賀勢、軸直角振動によるねじのゆるみに関する研究——ゆるみ機構の解明、精密機械、四三—四(昭五二)、四七〇。
- (9) 山本・賀勢・久保、軸直角振動によるねじのゆるみに関する研究——ゆるみ止め性能曲線の理論化、精密機械、四三—九(昭五二)、一〇六九。
- (10) 賀勢、軸直角外力によるねじのゆるみの機構について、精密機械、五一—九(昭六〇)、一二三。
- (11) Goodier, J. N. and Sweeny, R. J., Loosening by Vibration of Threaded Fastenings, Mech. Engg. 67 (1945), 798.
- (12) 北郷、ボルト・ナットのゆるみについて、機論、三〇—二五(昭三九)、九三四。
- (13) 津村・ほか三名、ボルト・ナット結合体のゆるみ機構(第一報)、神奈川大学工学部研究報告、一四(昭五一)、七〇。
- (14) 佐藤・津村・落合、ボルト・ナット結合体のゆるみに関する研究(第一報)——摩擦トルクについて、精密機械、四四—二(昭五三)、一六一。
- (15) 佐藤・細川・山本、ボルト・ナット結合体のゆるみに関する研究(第二報)——軸方向荷重の増減によるゆるみ機構の解明、精密機械、五一—八(昭六〇)、六二。
- (16) Bronson, K. R. and Faroni, C. C., Vibration resistance of thread locking device, Product Engineering, 31-42 (1960), 58.
- (17) 古賀、衝撃によるねじのゆるみに関する考察、機論、三五—二七三(昭四四)、一一〇四。
- (18) 古賀、ねじ山の角度が衝撃ゆるみに及ぼす影響について(第一報、理論的考察)、機論、三八—三一四(昭四七)、二六六。
- (19) 古賀・磯野、衝撃をうけるねじのセルフロックキング(理論と二、三の実験)、機論、四六—四〇二(昭五五)、一九六。
- (20) 古賀・磯野、衝撃摩擦の特性を考慮したねじのゆるみ、機論、五一—四六七(昭六〇)、一八二三。
- (21) 酒井、ボルトのゆるみ(第一報、軸直角荷重を受けるボルトの場合)、機論、四四—三七七(昭五三)、二七九。
- (22) 酒井、ボルトのゆるみ(第二報、回転荷重を受けるボルトの場合)、機論、四四—三七七(昭五三)、二八八。
- (23) 酒井、ボルトのゆるみ(第三報、降伏域まで締め付けられたボルトが引張荷重を受ける場合)、機論、四四—三八三(昭五三)、二五〇五。

- (24) 酒井、連接棒キャップボルトのゆるみ特性の研究、機論、四三—三六八(昭五二)、一四五四。
- (25) 田中・矢野、ねじのゆるみに関する研究、精密機械、二七—四(昭三六)、二二一。
- (26) 宮田・細川、フランジ付き六角ナットの締結機能の検討、光弾性学論文集、八一—二(昭六三)、一五。
- (27) 宮田・ほか三名、フランジ付き六角ナットの締結機能の改善、構造物の安全性および信頼性、一(昭六二)、二六五。
- (28) 矢沢・北郷、ボルト・ナット結合体の軸直角方向の往復荷重が作用したときのボルトのゆるみ、機論、五三—四九六、C(昭六二)、二六四五—二六五四。
- (29) 宮田・津村・岩戸、ゆるみ防止機能付きナット…スカーフト付きナットの提案(第二報、フランジ付き六角ナットの締結機能の改善)、日本機械学会論文講演(平成元)、論文No.八八一—〇六七B。