

クランクピンボルトの挙動について—I*

締付け力とトルク係数についての考察

安光 正・大崎栄喜

Behavior of Crankpin Bolt—I.

Relation between the Torque Coefficient and the Clamping Force

By

Tadashi YASUMITSU and Eiki OSAKI

The clamping forces and clamping torque in crankpin bolts should be accurately estimated, for the purpose of clarifying the damage and looseness generated from those used for internal combustion engine.

In this study, the mechanism of the exact clamping motion of bolt was formulated, and a method of obtaining its numerical solution was derived. This was applied to the crankpin bolt of Whitworth fine screw thread (nominal diameter is 20 millimeters, screw threads are 16 per inch) as a numerical example.

The validity of the above-mentioned equation was checked experimentally. The result led to the conclusion that the fairly accurate estimate of the crankpin bolt behavior could be obtained through the use of the following equation :

$$T = \frac{P_0}{2} \{d_2 \tan(\rho' + \beta) + \mu_2 d_n\}$$

where T is the clamping torque of the nut, P_0 is the clamping force (axial tension), d_2 is the pitch diameter, d_n is the mean diameter of bearing surface, ρ' is the friction angle of flank, β is the lead angle and μ_2 is the friction coefficient of bearing surface.

1. 緒 言

内燃機関の高出力・高速化に伴い、内燃機関を構成する各部品に対する使用条件は苛酷なものになってきている。ここに述べるクランクピンボルトもその一例で、特に内燃機関において、クランクピンボルトのゆるみや切損は重大な事故の原因となる。

*水産大学校研究業績 第812号、1977年11月21日受理。
Contribution from the Shimonoseki University of Fisheries, No. 812.
Received Nov. 21, 1977.

一般に結合ボルトのゆるみの原因としては、座面の陥没によるもの、ねじ締結体の接触部の状態変化に基づく局所的な塑性変形によるものおよび静的および動的な軸力の増減によるもの等が考えられる。クランクピンボルトも同様に、これらの原因によるゆるみを生ずる。このゆるみはクランクピンボルトに適正な締付け力を与えることによって防止できる。

また、クランクピンボルトの切損は初期締付け力の過小または過大に基づくものが多い。従ってクランクピンボルトには適正な初期締付け力を与える必要がある。この適正な初期締付け力を与える方法の一つとして、ナットに適正な締付けトルクを加える方法が用いられる。この場合には締付け力と締付けトルクとの関係を正確に知る必要がある。

この問題はすでに多くの研究がなされているが、実用上さらに検討を要する点が多い。

一般に、ボルトに加わる締付け力を知る方法には直接ボルトの伸びを測る方法¹⁾、ナットの回転角を測る方法およびトルクレンチを使用して締付け時のトルクを測定し間接的に締付け力を知る方法などがある。しかし、これらのうちボルトの伸びおよび回転角を測る方法は、測定装置が複雑で測定誤差も大きく信頼性が低い。一方トルクレンチを用いる方法は最も簡単で、一般に広く使用されているが、ナットの座面およびねじ面の摩擦係数とトルク係数が不確定なため締付けトルクによる締付け力が締付け者の経験や感によることが多い。

筆者らは、研究の第一段階として、抵抗線ひずみゲージを用いて、ボルトに伝わるトルクとナット座面で消費されるトルクおよびナットに加わる締付け力を測定し、締付けトルクと締付け力との関係、トルク係数および摩擦係数について二、三の考察を行ったのでここに報告する。

2. 記 号

T : ナットに加えるトルク(締付けトルク)
 T_1 : ねじ部に伝わるトルク
 T_2 : ナット座面で消費されるトルク
 P_0 : ボルト軸方向の締付け力(軸力)
 ρ : ねじ面の摩擦角
 ρ' : ねじ山の半角を考慮した換算摩擦角
 α : ねじ山の軸断面における山の半角
 α' : ねじ山の山直角断面における山の半角
 β : リード角
 μ_1 : ねじ面における摩擦係数
 μ_2 : ナット座面における摩擦係数
 p : ねじのリード
 d_2 : ねじの有効径
 d_n : ナット座面における摩擦トルクの等価直径
 D_o : ナット座面の外径
 D_i : ナット座面の内径
 d : ねじの呼び径
 K : ボルトのトルク係数
 K_1 : ねじ面のトルク係数
 K_2 : 軸力を生ずるトルク係数
 K_3 : ナット座面のトルク係数

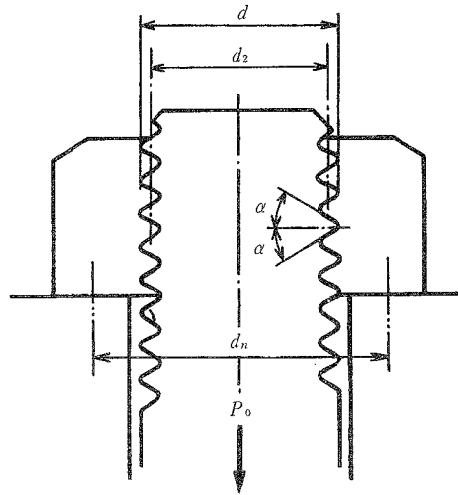


Fig. 1. Schematic diagram of the bolt and nut.

Notes d : Nominal diameter
 d_2 : Pitch diameter
 d_n : Mean diameter of bearing surface
 P_0 : Clamping force (axial tension)
 α : Half angle of thread

これらの記号の一部を第1図に示す。

3. 締付けトルクと締付け力との関係式

結合ボルトに適正な締付け力を与えるためナットに一定トルクを与えることによって締付け力を一定にしたと仮定すると²⁾ 締付けトルクと締付け力との関係は一般につきのとおりとなる。

$$T = \frac{P_0}{2} \{ d_2 \tan(\rho' + \beta) + \mu_2 d_n \} \quad (1)$$

$$T_1 = \frac{P_0}{2} \{ d_2 \tan(\rho' + \beta) \} \quad (2)$$

$$T_2 = \frac{P_0}{2} \mu_2 d_n \quad (3)$$

ここで、式(1)に d/d を乗じ整理すると

$$\begin{aligned} T &= P_0 d \left\{ \frac{d_2}{2d} \tan(\rho' + \beta) + \frac{d_n}{2d} \mu_2 \right\} \\ &= P_0 d \left\{ \frac{d_2}{2d} \left(\frac{\mu_1 \sec \alpha' + \tan \beta}{1 - \mu_1 \sec \alpha' \tan \beta} \right) + \frac{d_n}{2d} \mu_2 \right\} \end{aligned} \quad (4)$$

となる。

ただし、

$$\begin{aligned} \tan \alpha' &= \tan \alpha \cos \beta \\ \tan \rho' &= \mu_1 \sec \alpha' \end{aligned}$$

式(4)において、()内の分母の第2項 $\mu_1 \sec \alpha' \tan \beta$ の値は第1項に比べて非常に小さい値となるので第2項を無視すると、式(1)はつぎの式で表わされる。

$$T = P_0 d \left\{ \frac{d_2}{2d} \mu_1 \sec \alpha' + \frac{d_2}{2d} \tan \beta + \frac{d_n}{2d} \mu_2 \right\} \quad (5)$$

ここで、

$$K_1 = \frac{d_2}{2d} \mu \sec \alpha'$$

$$K_2 = \frac{d_2}{2d} \tan \beta$$

$$K_3 = \frac{d_n}{2d} \mu_2$$

$$K = K_1 + K_2 + K_3$$

とおくと、式(5)は、

$$T = P_0 d (K_1 + K_2 + K_3) = P_0 d K \quad (6)$$

となる。この K をボルトのトルク係数と呼ぶ。

この式(6)において、 $P_0 d K_1$ 、 $P_0 d K_2$ および $P_0 d K_3$ はそれぞれねじ面の摩擦によって消費されるトルク、ボルトの軸力を生ずるトルクおよびナット座面の摩擦によって消費されるトルクと考えることができる。

したがって K_1 , K_2 および K_3 は、それぞれねじ面のトルク係数、軸力を生ずるトルク係数およびナット座面のトルク係数と考える。

4. 供試ボルトおよび実験方法

実験に使用した供試ボルト (W 20 山 16) は、ヤンマーディーゼル LDL 型ディーゼル機関用クランクピンボルトで形状、寸法を第 2 図に化学成分および機械的性質を第 1 表から第 4 表に示す。供試ボルトには第 2

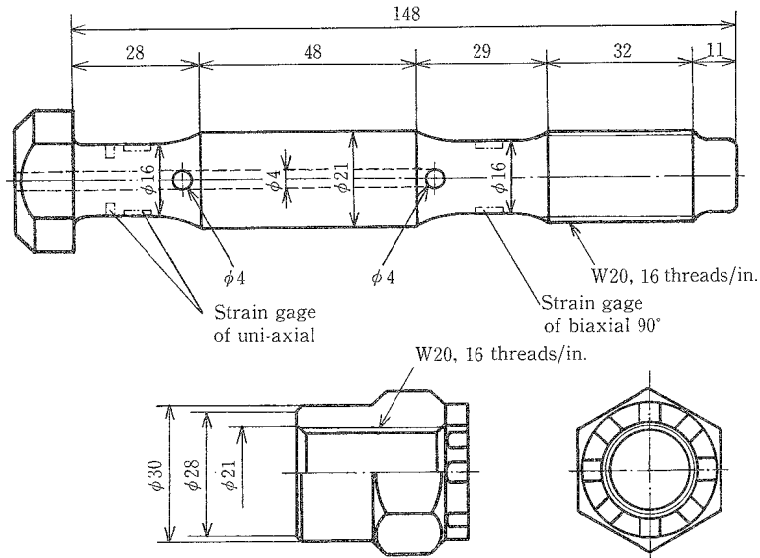


Fig. 2. Specimen used for tests (all dimensions in mm).

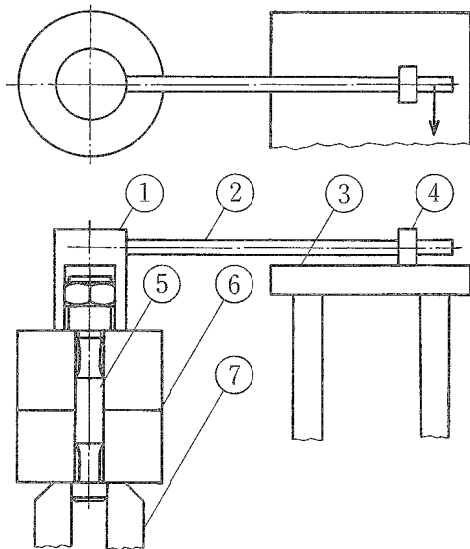


Fig.3. Schematic of the experimental apparatus used to measure the torque coefficient.

- Notes ①: Torque meter ②: Clamp lever
 ③: Table ④: Ball bearing
 ⑤: Specimen ⑥: Abutment
 ⑦: Vice

Table 1. Chemical composition of the specimen (bolt).

Material	Chemical composition %		
	C	Ni	Cr
SNC 2	0.27—0.35	2.50—3.00	0.50—0.90

Table 2. Mechanical properties of the specimen (bolt).

Material	Mechanical properties kg/mm ² , %			
	Yield point	Tensile Strength	Elongation	Reduction of area
SNC 2	70 ≤	85 ≤	18 ≤	50 ≤

Table 3. Chemical composition of the specimen (nut).

Material	Chemical composition %				
	C	Si	Mn	P	S
S30C	0.27—0.33	0.15—0.35	0.60—0.90	≤ 0.03	≤ 0.035

Table 4. Mechanical properties of the specimen (nut).

Material	Mechanical properties kg/mm ² , %			
	Yield point	Tensile strength	Elongation	Reduction of area
S30C	34 ≤	55 ≤	23 ≤	57 ≤

図に示す通り締付け力およびねじ部に伝わるトルクを検出するために抵抗線ひずみゲージをはりつけた。

締付け力検出用抵抗線ひずみゲージは、単軸ゲージ（ゲージの長さ5 mm、抵抗値120.0±0.3Ω、ゲージ率2.11±1%）を4枚はりつけ、曲げおよびせん断のひずみの影響を受けないようにした。ねじ部に伝わるトルク検出用抵抗線ひずみゲージは、2軸90°ゲージ（ゲージの長さ2 mm、抵抗値120.0±0.4Ω、ゲージ率2.00±1%）を2枚はりつけ、引張および曲げのひずみの影響を受けないようにした。実験装置は、ナットに加える締付けトルク T をねじ部に伝わるトルク T_1 とナット座面の摩擦で消費されるトルク T_2 とに分離して測定するため、第3図に示す通り、被締付け物⑥に供試ボルト⑤を取り付け、万力⑦にボルトの頭をはさみ⑤、⑥を固定しながら締付けレバー②に力を加えて、締付けトルクを与え、このトルクをトルクメータ①で測定すると同時に、軸力およびねじ部に伝わるトルクを抵抗線ひずみゲージで測定した。

5. 実験結果および考察

実験条件としては、ねじ面およびナット座面の摩擦状態の変化による締付けトルクおよびボルトねじ部に伝わるトルクの挙動を検討するため、つぎに示す潤滑状態を設定した。

- (1) ナット座面およびねじ面を完全に四塩化炭素で脱脂し乾燥する。
- (2) ナット座面にカーボングリースを入れ、ねじ部は完全に脱脂し乾燥する。
- (3) ナット座面にスラストボールベアリングを入れ、ねじ部を完全に脱脂し乾燥する。
- (4) ナット座面を完全に脱脂し、ねじ面にカーボングリースを入れる。
- (5) ナット座面およびねじ面にカーボングリースを入れる。
- (6) ナット座面にスラストボールベアリングを入れ、ねじ面にカーボングリースを入れる。

第4図は、ねじ面の潤滑状態を一定として、ナット座面の潤滑状態を変化させたときの締付けトルクと締付け力との関係を表わした結果である。この実験結果より、トルク係数 (K) が推定できる。またナット座面にスラストボールベアリングを入れた実験は、実用的ではないが、ナット座面の摩擦を最小としたときの締付けトルクと締付け力との関係からねじ面の摩擦係数およびトルク係数を他と比較するために行った。

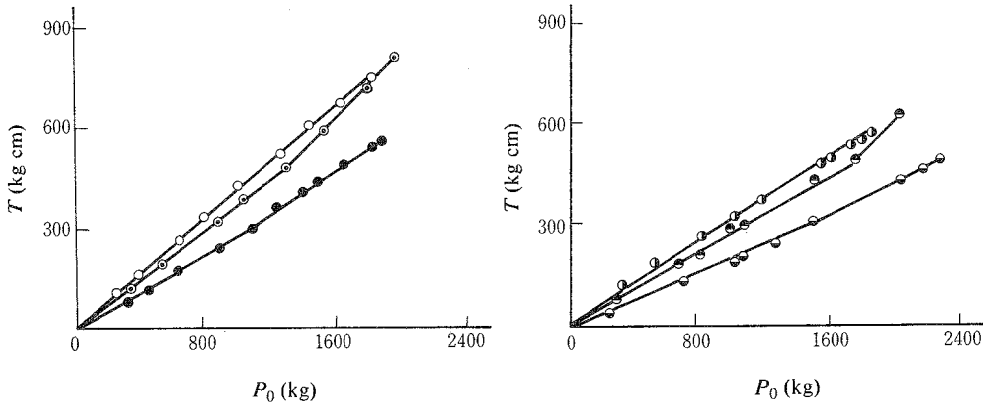


Fig. 4. Relations between the clamping torque (T) of nut and the clamping force (P_0).

- Notes
- : After clean bearing surface and screw threads with carbon tetrachloride, dry air
 - ⊙ : Lubricate only bearing surface with graphite grease
 - : Install ball bearing on bearing surface
 - ⊕ : Lubricate only screw threads with graphite grease
 - ⊗ : Lubricate bearing surface and screw threads with graphite grease
 - ⊘ : Install ball bearing on bearing surface and lubricate screw threads with graphite grease

第5図は、ねじ面およびナット座面の潤滑状態を変化させたときのナット座面で消費されるトルクと締付け力との関係を表わした結果である。この結果より、ナット座面のトルク係数 (K_2) および摩擦係数 (μ_2) が推定できる。

第6図は、ボルトに伝わるトルクと締付け力との関係を表わした結果である。この実験結果より、ねじ面の摩擦係数 (μ_1) が推定できる。

第7図から第9図は、ねじ面の潤滑状態によって、締付けトルクと締付け力との関係がどの程度変化するかを表わした結果である。

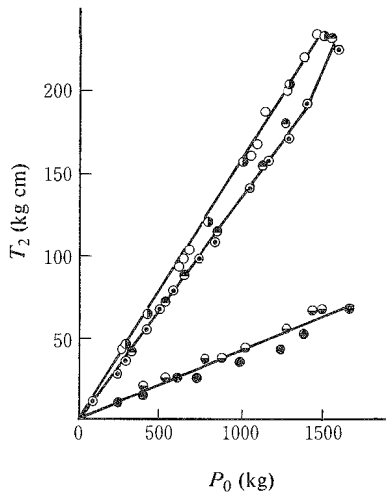


Fig. 5. Relations between the torque of bearing surface (T_2) and the clamping force (P_0).

- Note
- : After clean bearing surface and screw threads with carbon tetrachloride, dry air
 - ⊙ : Lubricate only bearing surface with graphite grease
 - : Install ball bearing on bearing surface
 - ⊕ : Lubricate only screw threads with graphite grease
 - ⊗ : Lubricate bearing surface and screw threads with graphite grease
 - ⊘ : Install ball bearing on bearing surface and lubricate screw threads with graphite grease

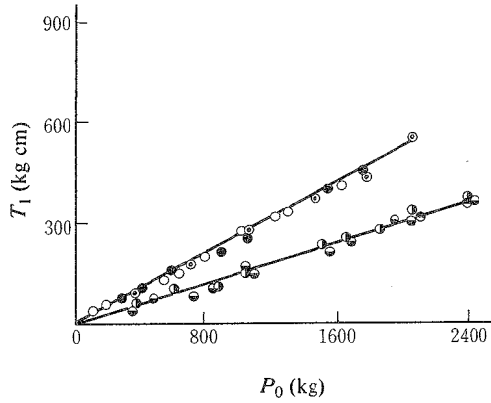


Fig. 6. Relations between the torque transmitted to bolt (T_1) and the clamping force (P_0).

- Notes
- : After clean bearing surface and screw threads with carbon tetrachloride, dry air
 - ⊙: Lubricate only bearing surface with graphite grease.
 - : Install ball bearing on bearing surface
 - ⊖: Lubricate only screw threads with graphite grease
 - ⊕: Lubricate bearing surface and screw threads with graphite grease
 - ⊗: Install ball bearing on bearing surface and lubricate screw threads with graphite grease

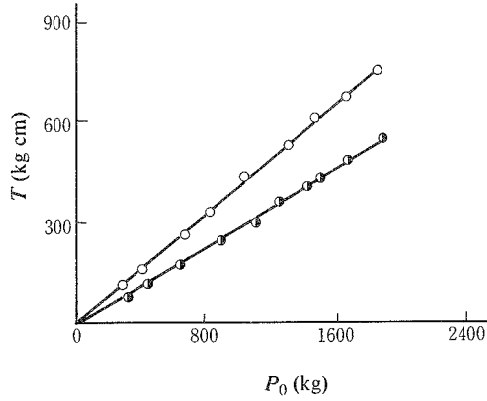


Fig. 7. Relations between the clamping torque (T) of nut and the clamping force (P_0).

- Notes
- : After clean bearing surface and screw threads with carbon tetrachloride, dry air
 - ⊙: Lubricate only screw threads with graphite grease

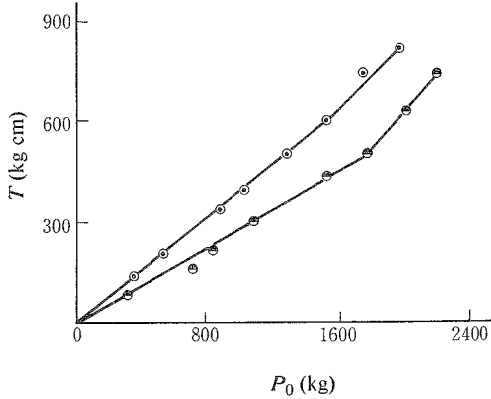


Fig. 8. Relations between the clamping torque (T) of nut and the clamping force (P_0).

- Notes
- ⊙: Lubricate only bearing surface with graphite grease
 - ⊕: Lubricate bearing surface and screw threads with graphite grease

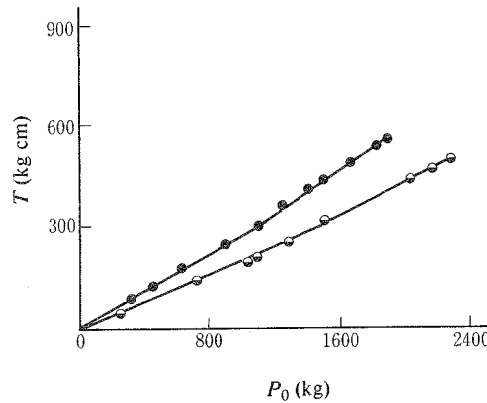


Fig. 9. Relations between the clamping torque (T) of nut and the clamping force (P_0).

- Notes
- : Install ball bearing on bearing surface
 - ⊖: Install ball bearing on bearing surface and lubricate screw threads with graphite grease.

以上第4図から第9図の実験結果より、供試ボルトのリード $p=1.5875$ mm、有効径 $d_2=18.9835$ mm、呼び径 $d=20$ mm、リード角 $\beta=1.5248^\circ$ 、ねじ山の半角 $\alpha=27.5^\circ$ 、ナット座面の外径 $D_0=28$ mm、およびナット座面の内径 $D_i=21$ mm の値を用いて、トルク係数および摩擦係数をつぎの式で計算した結果を第5表に示す。

$$\mu_1 = \cos \alpha' \left(\frac{2T_1}{d_2 P_0} - \frac{p}{\pi d_2} \right)$$

$$\mu_2 = \frac{2T_2}{d_n P_0}$$

$$d_n = \frac{2}{3} \left(\frac{D_0^3 - D_i^3}{D_0^2 - D_i^2} \right)$$

$$K = \frac{T}{P_0 d}$$

$$K_1 = \frac{d_2}{2d} \mu_1 \sec \alpha'$$

$$K_2 = \frac{d_2}{2d} \left(\frac{p}{\pi d_2} \right)$$

$$K_3 = \frac{d_n}{2d} \mu_2$$

Table 5. Experimental results of the torque coefficient and the friction coefficient.

Lubricating condition		Torque coefficient				Friction coefficient	
Bearing surface	Screw threads	K	K_1	K_2	K_3	μ_1	μ_2
Remove grease	Remove grease	0.212	0.122	0.013	0.077	0.229	0.126
Lubricating with grease	Remove grease	0.202	0.122	0.013	0.067	0.229	0.109
Install ball bearing	Remove grease	0.154	0.122	0.013	0.019	0.229	0.024
Remove grease	Lubricating with grease	0.155	0.065	0.013	0.077	0.121	0.126
Lubricating with grease	Lubricating with grease	0.145	0.065	0.013	0.067	0.121	0.109
Install ball bearing	Lubricating with grease	0.097	0.065	0.013	0.019	0.121	0.024

以上の結果より、つぎのように二、三の考察を行った。

1. 摩擦係数 μ_1 と μ_2 の大きさは、従来 $\mu_1 = \mu_2$ としていたが^{3) 4)} 第5表において、実験条件(4)をのぞいて $\mu_1 > \mu_2$ となっている。

μ_1 と μ_2 の値の大小関係を論ずるにはねじ面とナット座面の材質を同一条件にして比較しなければならない。しかし実験条件として、材質を同一にすることが不可能であったので、この点問題があるにしても、実験結果によると、 $\mu_1 \geq \mu_2$ なる関係が推定できる。その理由としてつぎのことが考えられる。

(i) 被締付け物座面は滑らかな場合が多いが、ねじ切削面はこれに比較して粗い。面が粗いとそれだけ μ が大きくなる。

(ii) ボルト軸力が発生するとねじ山部が変形し、おねじ山斜面がめねじ山斜面に食いこむため、平坦な座面より回転抵抗力が大きくなる。

(iii) 実験条件(4)は、摩擦抵抗の大きいねじ面を潤滑したためねじ面の摩擦抵抗が低下して $\mu_1 < \mu_2$ になったと推定できる。

2. トルク係数については、その比率が、

実験条件(1)の場合 $K_1 = 57\%$ 、 $K_2 = 6\%$ および $K_3 = 37\%$

実験条件(2)の場合 $K_1 = 60\%$ 、 $K_2 = 6\%$ および $K_3 = 33\%$

実験条件(3)の場合 $K_1 = 79\%$ 、 $K_2 = 9\%$ および $K_3 = 12\%$

実験条件(4)の場合 $K_1 = 42\%$ 、 $K_2 = 8\%$ および $K_3 = 50\%$

実験条件(5)の場合 $K_1 = 45\%$ 、 $K_2 = 9\%$ および $K_3 = 46\%$

実験条件(6)の場合 $K_1 = 67\%$ 、 $K_2 = 13\%$ および $K_3 = 20\%$

となり、(4)以外ねじ面で消費されるトルクが最も大きいことを示している。また、ねじ面およびナット座面に潤滑剤を入れることによりトルク係数 K は、ねじ面で約47%およびナット座面で約13%低下する。

潤滑の影響はねじ面が大きく、ナット座面は小さい。また第5図に示すようにナット座面に潤滑剤を入れた場合締付け力が大きくなるとナット座面で消費されるトルクが大きくなり μ_2 が急に増加して潤滑なしの状態に近づき潤滑の効果がなくなってくる。

6. 結 言

ボルトの適正締付け力を得るために必要なトルク係数および摩擦係数について、実用範囲では、つぎのような結論を得た。

(1) 締付けトルクと締付け力との関係は、

(i) 潤滑なしのとき

$$T = 0.212P_0d$$

(ii) ねじ面のみ潤滑したとき

$$T = 0.155P_0d$$

(iii) ナット座面のみ潤滑したとき

$$T = 0.202P_0d$$

(iv) ねじ山およびナット座面を潤滑したとき

$$T = 0.145P_0d$$

で表わされる。

(2) 摩擦係数の値は

(i) 潤滑なしのとき、 $\mu_1 = 0.229$ 、 $\mu_2 = 0.126$

(ii) ねじ面およびナット座面を潤滑したとき、 $\mu_1 = 0.121$ 、 $\mu_2 = 0.109$

となる。

(3) 潤滑効果はナット座面よりねじ面の方が大きい。

(4) ナット座面に潤滑剤を入れても、ある程度以上の軸力になると潤滑剤の膜が破れて金属間接触を起し、トルク係数および摩擦係数は潤滑をしないときの値に近づく。

文 献

- 1) 山本 晃, 1971: ねじ締結の理論と計算, 151, 養賢堂 (東京).
- 2) 吉本 勇, 1970: トルク法におけるねじの適正締力の求め方, 日本機械学会論文集 **38** (315), 3017—3020.
- 3) 関戸義人, 1958: 繰返し荷重を受ける結合ボルトの強さ, 日本機械学会論文集 **26** (161), 50—56.
- 4) 酒井智次, 1973: 連接棒キャップボルトのゆるみ特性の研究, 日本機械学会論文集 **43** (368), 1454—1461.