

送りねじ駆動性能試験機とそれによって 得られた 2~3 の結果

(昭和50年5月31日 原稿受理)

坂 本 正 史
中 島 克 洋
中 村 平

An Apparatus for Studying Screw-Nut Transmission and a Few Tests by Using It.

by Masafumi SAKAMOTO
Katsuhiro NAKASHIMA
Taira NAKAMURA

The screw-nut transmission of the sliding type have an important role at machine tool, valve and many other machine elements. Therefore many studies have been done about the manufacture of precision screw thread and its measurement.

However, few works have been done about the performance of the screw-nut pair in operation. So, at first an apparatus for studying screw-nut transmission is made by considering the driving, loading methods and other important characteristics of it.

In this apparatus, as the nut can move radially in order to maintain self centering under operation, So even if there exists some errors in assembly, results obtained from this apparatus are not influenced so much.

The influences of pitch error, running-in of the screw-nut pair and the effect of lubricating oil on the coefficient of friction on the screw thread are examined.

1. 緒 言

送りねじは他の送り機構の方式に比べて最も安価でしかも確実に作動し、送り精度もかなり正しく保つことができる。したがって、送りねじは工作機械の送りねじをはじめ荷役機械、圧延機、パルプなど多くの機械類に使われている。しかし送りねじに主として使用されているいわゆるすべりねじは効率が悪く、摩耗が多いといわれている。この問題を解決するために最近ボールねじがかなり使われており、またボールねじの欠点をおぎなうためにプラネタリ送りねじ、静圧ねじの研究が進められている。だがこれらのねじはいずれもねじ切りあるいは研削したねじ軸に複雑なナットを組み合わせるのであるから非常に高価なものになる。高価であるばかりでなく、ボールねじなどが使えない機械もあり、また従来の形式のナットすなはちすべりねじが改善されるならば、十分に使い得る機械も多いと思われる。

ねじの接触状態は負荷状態や温度変化などによっても

非常に変化するため複雑である。そこでまずどのような形の送りねじを製作し、どのような潤滑法でねじを駆動すれば、送りねじの駆動性能を向上できるかを知るために、送りねじの駆動性能試験を試みた。

しかし送りねじ駆動性能試験機そのものについても前例がほとんどない。そこで本研究の目的に最も適した試験方式はどのようなものであるかを検討し、試験機を製作した。

2. 送りねじ駆動性能試験機

2.1. 試験機の検討

a) 駆動形式

送りねじ駆動試験機としては表1のような形式のものが考えられる。A, Bの方式はナットを回らすので駆動歯車などをナットにとりつけなければならない。したがってナットを種々取替えて実験するのには不便である。Cはナットを静止させたままの状態では試験できるので、トルク測定には都合が良い。しかしおねじは回りながら

表1 送りねじ駆動性能試験機的方式

駆動形式		軸方向荷重			試験荷重		
記号	移動	回転			荷重方法		
I							
A	ナット	ナット	I	内力	1 定位置 2 定圧	α	一定軸 方向荷 重
B	おねじ	ナット					
C	おねじ	おねじ	II	外力		β	一定 トルク
D	ナット	おねじ					

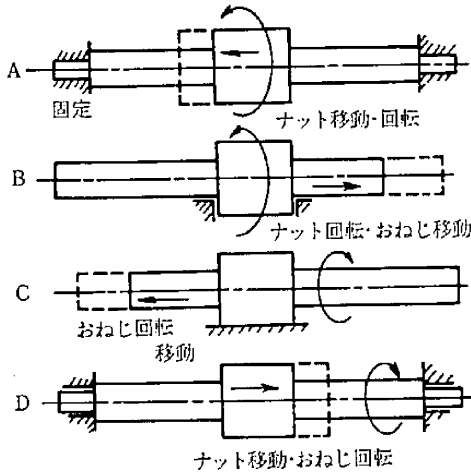


図1 駆動形式(表1)

動くので、おねじを回らず駆動装置も移動してしまい試験機が複雑になる。したがって本研究ではDの方式を採用した。すなわち旋盤の両センチ間におねじをとりつけ、ナットは往復台と共に左右に移動させた。

b) 軸方向荷重の加え方

軸方向荷重の加え方としては、図2(a)のように2個のナットを互いに押付けたり張らせたりする方法(内力法)と、(b)のように片ねじ面に荷重をぶら下げる方法(外力法)とが考えられる。外力法は確実に最も簡単な方法である。しかし外力を加えるのであるから、試験ねじ部だけでなく軸受とかこれを支える構造部分に大きな力が働く。したがって大きな荷重を加える試験機としては不適當である。これに対して内力法は試験ねじ部に荷重を加えることができるので、試験ねじに大きな負荷を加えることができる。

しかし内力法はただ単に2個のナットを軸方向に押付けて定位置荷重を加えたのでは、もし荷重を加えた状態で2個のナットの間隔が変化すれば、試験荷重(軸方向)が異ってくるという欠点がある。したがってもしおねじにピッチ誤差があったり、摩擦熱でねじの温度が上昇すると、2個のナット間の距離が違ってきて、軸方向

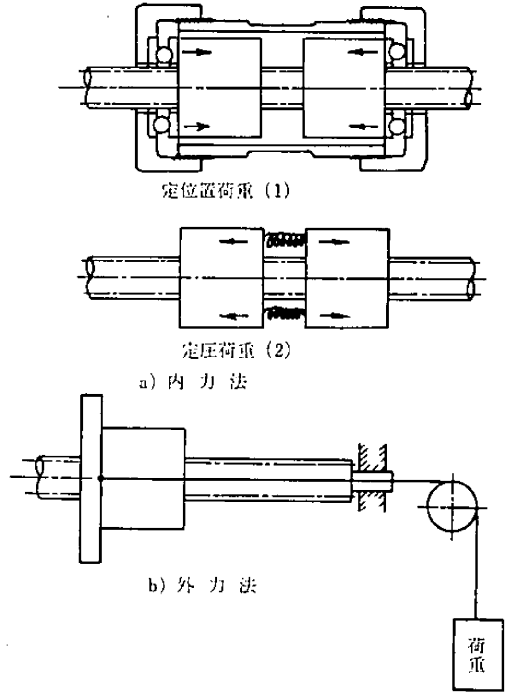


図2

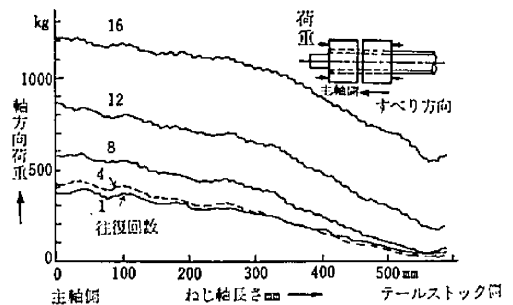
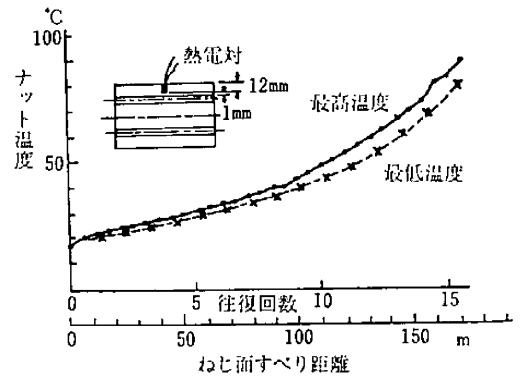


図3 D-I-1a 形試験機における軸方向荷重の変化

荷重が変わってしまう。

図3は定位置荷重を加える形式(ダブルナット)で実

験を行なったときの軸方向荷重の変化とナット温度変化を示したものである。おねじのピッチが狂っているために、おねじの軸方向位置によって荷重が非常に変化していることがわかる。また往復回数が増すと軸方向荷重がどんどん増している。これは摩擦熱のために温度が上昇しておねじのピッチが伸び、そのために2個のナット間に加わる軸方向荷重が増したのである。

また送りねじが停止している時と駆動中とは台形ねじの調心作用などのために、おねじとナットの関係位置が変わることが多く、そのために軸方向荷重が違ってくる。ナットが摩耗すれば両ナット間に働く荷重が減少してしまう。

ねじにピッチ誤差があっても、それが軸方向荷重の変動としてあまり鋭敏に影響しないようにするためには、2個のナット間に加える荷重をばねを介して押付けるなど定圧荷重を加える必要がある。しかしこの定圧法はばねを入れるためにナット部の長さが長くなり、同じおねじでも試験に使える有効長さが短くなってしまふ欠点がある。

一般の摩擦試験機は一定荷重を加え、それに対する摩擦力あるいはトルクを測定している。送りねじ駆動試験機でも、2個のナット間に一定軸方向荷重を加え、ナットの回り止めに加わる荷重を測定し、これからねじ摩擦係数を求めるのがオーソドックスな方法である。しかし、表1のβのように、ナットに試験荷重として一定トルクを与え、2個のナット間を張らせて、その時に生ずる軸方向荷重の変化からねじ摩擦係数を求めることもできる。2個のナットの間隔は開いても縮んでも試験荷重には関係しないから、実験を行なう上からは好都合である。しかし、摩擦係数を比較検討するには一般性がなく、その点難があるのではなからうか。

c) 荷重の加え方と荷重分布

ねじとナットにかかる荷重の形式によって、理論的荷重分布が変わり、表2のような良否となる¹⁾。

ナットに加わる軸方向荷重 P_0 はねじ山を通して送りねじに伝わる。ナットより送りねじへの力の伝達は、互にかみ合うねじ山の相対移動によって起る²⁾。ねじ山をせん断溝き Z を持つ弾性体の薄い層と考え、ナットから送りねじに伝わる力はねじ軸方向に沿って測った単位長さ当り $Z(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)$ と考える。ただし $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ はねじおよびナットの軸方向移動量である。

2個のナットを軸方向に押付けて荷重を加える場合(図4)を考える。図において dx に作用する力が平衡を保つためには

表2 荷重形式と荷重分布の良否

形式記号	ナット	おねじ	荷重形式	荷重分布
A	引張	引張		良好
B	せん断	引張		↑
C	圧縮	圧縮		
D	圧縮	引張		↓
E	せん断	圧縮		
F	引張	圧縮		悪

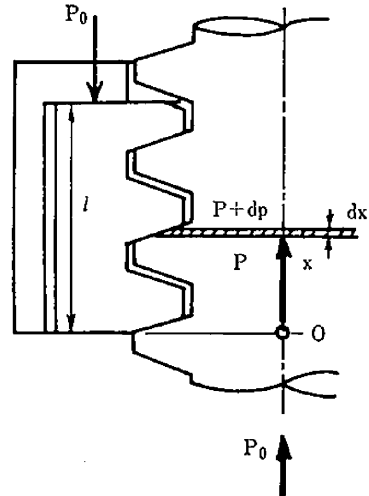


図4 荷重分布の求め方

$$\frac{dP}{dx} = Z(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \tag{1}$$

ε_1 は送りねじが単純圧縮すると考えると

$$P = E_s A_s \frac{d\varepsilon_1}{dx} \tag{2}$$

E_s は送りねじの縦弾性係数、 A_s は軸直角断面積である。

ε_2 はナットが単純圧縮すると考えると

$$P_0 - P = E_N A_N \frac{d\varepsilon_2}{dx} \tag{3}$$

(1), (2), (3) 式より

$$\frac{d^2 P}{dx^2} = \lambda_1^2 P - \lambda_2^2 P_0 \tag{4}$$

ただし

$$\frac{Z}{E_s A_s} \left(1 + \frac{E_s A_s}{E_N A_N} \right) = \lambda_1^2, \quad \frac{Z}{E_N A_N} = \lambda_2^2$$

$\lambda_1^2 P - \lambda_2^2 P_0 = \tau$ とおけば $\frac{d^2 \tau}{dx^2} = \lambda_1^2 \tau$ となりその一般解は

$$\tau = C_1 \cosh \lambda_1 x + C_2 \sinh \lambda_1 x \quad (5)$$

$x=0$ において $P=P_0$, $x=l$ で $P=0$ であるから、この境界条件から C_1 および C_2 を決定すれば

$$\begin{aligned} \tau &= \lambda_1^2 P - \lambda_2^2 P_0 \\ &= (\lambda_1^2 - \lambda_2^2) P_0 \cosh \lambda_1 x \\ &\quad - \frac{P_0 (\lambda_2^2 + (\lambda_1^2 - \lambda_2^2) \cosh \lambda_1 l)}{\sinh \lambda_1 l} \sinh \lambda_1 x \quad (6) \end{aligned}$$

$(\lambda^2/\lambda_1^2) = \zeta$, $\frac{\lambda_1^2 - \lambda_2^2}{\lambda_1^2} = 1 - \zeta$ とおけば

$$\frac{P}{P_0} = \zeta + \frac{1}{\sinh \lambda_1 l} \{ (1 - \zeta) \sinh \lambda_1 (l - x) - \zeta \sinh \lambda_1 x \} \quad (7)$$

(7) 式を微分すると

$$\frac{dP}{dx} = \frac{-P_0 \lambda_1}{\sinh \lambda_1 l} [(1 - \zeta) \cosh \lambda_1 (l - x) + \zeta \cosh \lambda_1 x] \quad (8)$$

ねじ山の単位長さあたりに加わる力を $w \cos \alpha$ とすると $w \cos \alpha dx \cot \beta = dP$ であるから

$$\begin{aligned} w \cos \alpha &= \left| \frac{dP}{dx} \right| \tan \beta \\ &= \frac{P_0 \lambda_1}{\sinh \lambda_1 l} [(1 - \zeta) \cosh \lambda_1 (l - x) + \zeta \cosh \lambda_1 x] \tan \beta \quad (9) \end{aligned}$$

$w \cos \alpha$ と単位円周長さあたりの平均荷重 $\frac{P_0}{\pi d_2 l / p}$ との比を R とすると

$$\begin{aligned} R &= \frac{w \cos \alpha}{\frac{P_0}{\pi d_2 l / p}} = \frac{l w \cos \alpha}{P_0 \tan \beta} = \frac{\lambda_1 l}{\sinh \lambda_1 l} \\ &\quad \times [(1 - \zeta) \cosh \lambda_1 (l - x) + \zeta \cosh \lambda_1 x] \quad (10) \end{aligned}$$

もし送りねじに引張りが働けば (7), (10) 式に相当する式は次式ようになる,

$$\frac{P}{P_0} = \frac{\sinh \lambda_1 x}{\sinh \lambda_1 l} \quad (11)$$

$$R = \frac{\lambda_1 l}{\sinh \lambda_1 l} \cosh \lambda_1 x \quad (12)$$

図5は図6の寸法のねじについて荷重分布 R を計算し

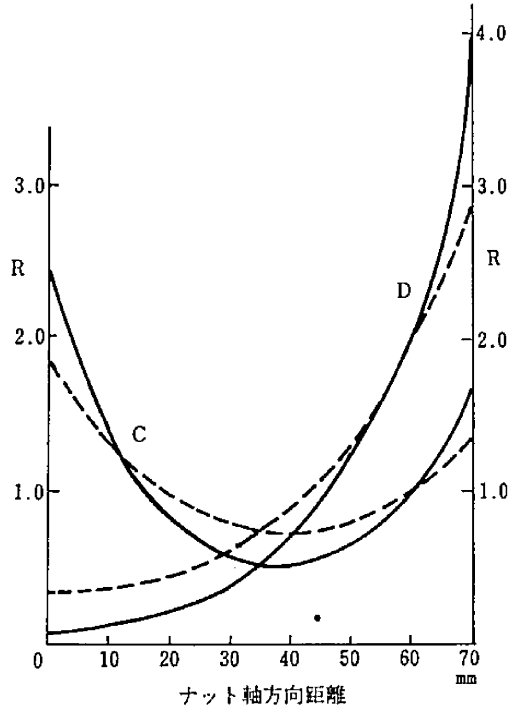
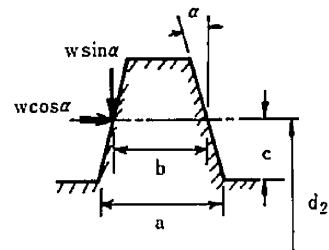


図5 荷重形式と荷重分布



おねじ
 $a = 4.05\text{mm}$, $b = 3.15\text{mm}$
 $c = 1.75\text{mm}$, $d_2 = 34.5\text{mm}$
 $p = 6.35\text{mm}$, $\alpha = 14.5^\circ$

ナット
 外径 65mm , 長さ 75mm
 $\nu = 0.3$, $E_s = 21000\text{kg/mm}^2$
 $E_N = 11500\text{kg/mm}^2$

図6 荷重分布の計算に用いたねじ寸法

たものである。形式 D は C に比べてかなり悪くなることわかる。図5中点線で示したものはナットねじ山高さを2倍にした値である。荷重分布はこのようにねじ山を高くしてもまた E を大きくしたり、ナットを薄くしたりしてもそれほど改善されない。したがって試験機を製作するにあたっては荷重形式にも十分配慮しなければならない。

2.2. 試作した送りねじ駆動性能試験機

ねじの組立精度などによって試験結果が左右されないように、ナットが自由に自動調心するような試験機を考えた。

図7は試作した試験機の全体図、図8は主要部分の説明図である。試験機の形式は表1の $D-I \cdot 1-\alpha$ 形を採用した、荷重分布は C になる。

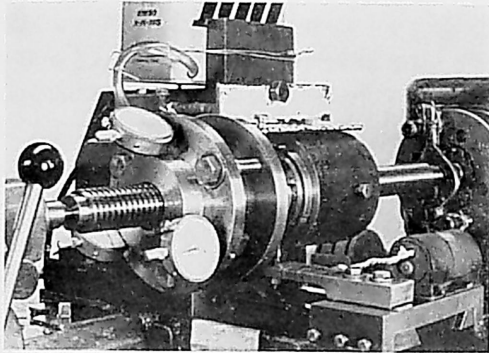


図7 送りねじ駆動性能試験機

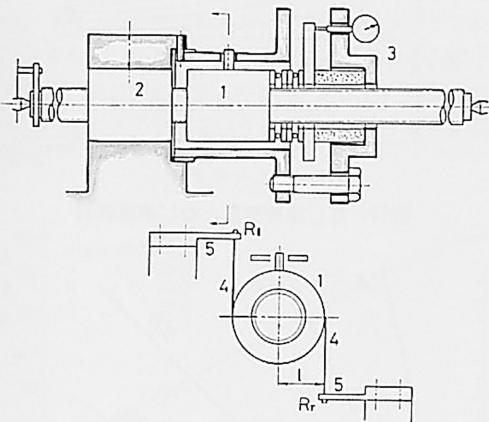


図8 試作した送りねじ駆動性能試験機説明図

図8の①は試験ナットで、往復台にとりつけたブラケットに固定したナット②との間に試験荷重を加える。③は合成ゴムで作ったゴムばねである。試験荷重は120度間隔に配置した3本のボルトをダイヤルゲージをみながら締めることにより2個のナット間に一様に加える。スラスト玉軸受はナットが回転してもゴムがねじれないように入れたもので、試験ナットが半径方向に自由に動くように転動輪にみぞの無いものを用いている。

試験ナットの外周には細線をより合わせたロープを半周巻きつけて、この端は小ねじを用いて板ばねに固定した。トルクはこの2個の板ばねに等しくかかるように小

ねじを調節して測定した。

このようにすればナットはボールによって上下、前後に自由に動き、またゴムばねを用いているので自由に傾くこともできる。したがってナットはおねじ面に沿って自動調心することになる。自動調心をさせるためには十字接点リング³⁾を用いてもよいが、本実験ではゴムばねを用いたのでこれは使用しなかった。

2.3. ねじ摩擦係数

図9は2個の板ばねに加わるトルクを記録した例である。おねじ1回転ごとにトルク曲線は山と谷を描く。一般に左と右の板ばねの山と谷はそれぞれ谷と山に対応しているが、ねじ面が充分になじんだと思われる状態や潤滑状態が良いと思われる場合には、両曲線の山と谷とははっきりに対応しなくなり、不規則でしかも振幅も小さくなっていく。両曲線の山と山とが一致するようになることもあるが、これは取付が悪くナットが調心していない場合である。

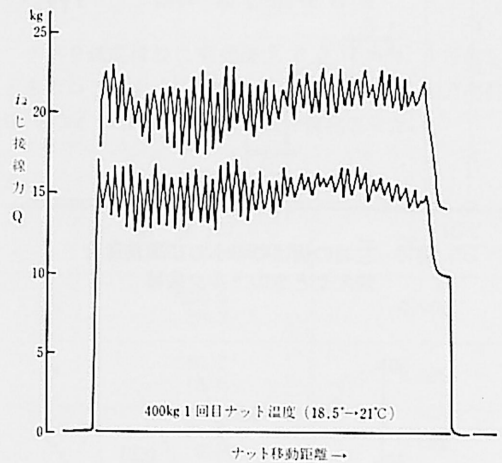


図9 トルク曲線

本研究では左右の板ばねに貼ったひずみゲージの出力をペン書きオシロに記録させ、この結果から板ばねに加わる R_r , R_l を測定して (13) 式で計算できるねじ摩擦係数を求めた。

$$\mu = \frac{Q \mp P \tan \beta}{P \pm Q \tan \beta} \cos \alpha'$$

$$= \frac{\frac{D_N}{2r} (R_r + R_l) \mp P \tan \beta}{P \pm \frac{D_N}{2r} (R_r + R_l) \tan \beta} \cos \alpha' \quad (13)$$

ただし、 D_N = ロープを巻きつけたナットの外径、 r = ねじ有効半径、 P = 軸方向荷重、 β = リード角 = \tan^{-1}

$\frac{P}{2\pi r}$, p =ピッチ, $\tan \alpha' = \tan \alpha \cdot \cos \beta$, α =フランク角, R_r, R_l =左右の板ばねに加わる力, Q =有効径上に加わる接線力。

符号の上段は P が加わる方向に逆って試験ナットが移動する場合, 下段は同方向に移動する場合である。

このねじ摩擦係数はもしねじ底に粘度の高い油が充満していると, その粘性抵抗も入ってくるので厳密な意味でのねじ面の摩擦係数を示さないが, 一般にはこの値を摩擦係数と呼んでいるので, 本研究でもこの値をねじ摩擦係数と呼ぶことにした。

左右の板ばねに加わる力は小ねじで一樣になるように調整するが, その調整が不十分であってもねじ摩擦係数

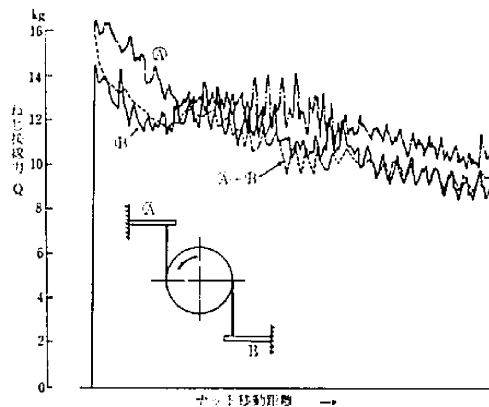


図10 左右の板ばねの小ねじ調整量を変えたときのトルク曲線

におよぼす影響は比較的小さい。図 10 は左右の板ばねの小ねじ調整量を変えたときに Q を求めた例である。㊸, ㊹の曲線は板ばねAあるいはBだけを働かせたときの Q で, ㊸+㊹というのは両板ばねにほぼ等分に荷重がかかるように調整したものである。㊺と㊸+㊹の曲線はほぼ等しくなったが, ㊺曲線は少々大きく約 2 kg 弱大きくなった。ナットが一方に引っ張られてねじ面接触状態が変わった結果と思われるが, しかし後述のように

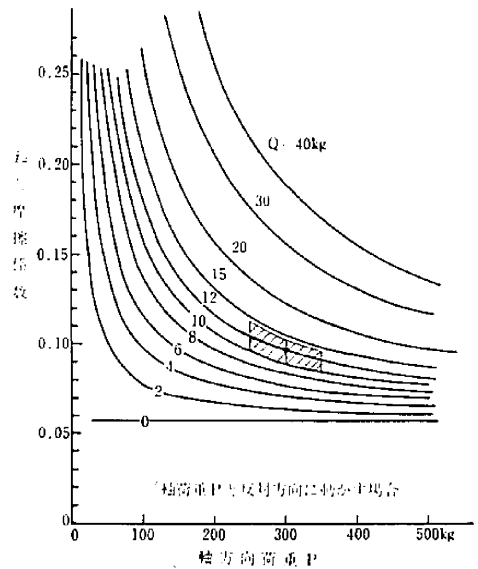


図11 ねじ接線荷重とねじ摩擦係数

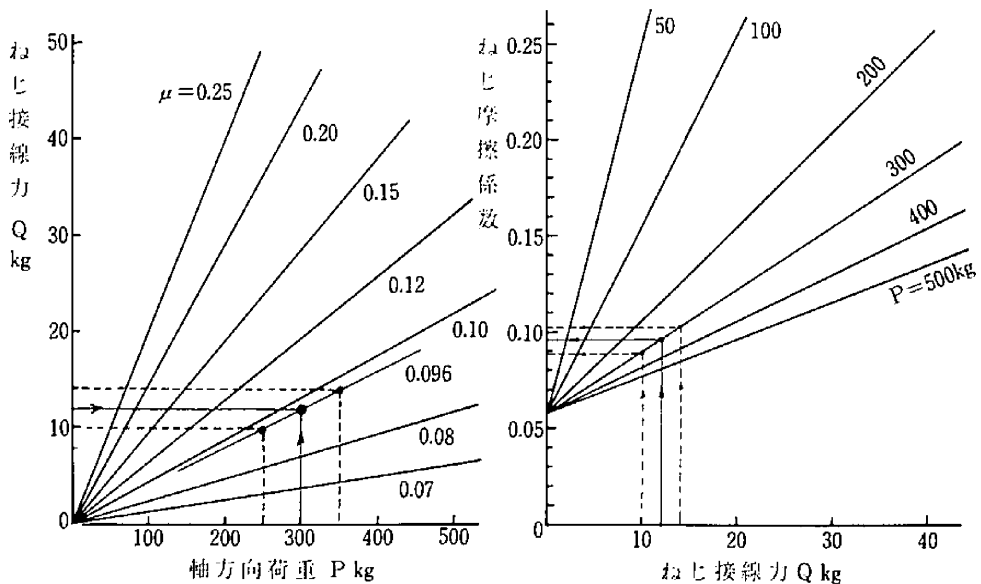


図12 ねじ接線力とねじ摩擦係数

Q がねじ摩擦係数におよぼす影響は比較的小さい。したがって本実験では左右板ばねができるだけ均等に働くように調整する程度で実験を行なった。

図 11 はねじに加わる軸方向荷重 P によって、ねじ摩擦係数がどのように変わるかを有効径 34.5 mm, ピッチ 6.35 mm, フランク角 14.5 度のねじについて計算した結果である。 $P=300$ kg, $Q=12$ kg とすればこのときのねじ摩擦係数は $\mu=0.096$ となる。もし試験荷重が間違えて $P=300$ kg \pm 50 kg であったとすると、 Q は図 12 からわかるように $Q=12$ kg \pm 2 kg 程度となり、このためにねじ摩擦係数は $\mu=0.096\pm 0.007$ と変化する。実際の実験では P が 50 kg も狂うことは考えられないので、 P の誤差によるねじ摩擦係数の違いは比較的小さい。

Q の影響も上述の例からわかるように、 $Q=12\pm 2$ kg と変動してもねじ摩擦係数におよぼす影響は比較的小なく ± 0.007 変化する程度である。

これらのことから、 P と Q の測定は十分注意してできるだけ正確を期せばよいことがわかる。しかし P が小さい場合やねじ摩擦係数 μ の大きい場合には Q も大きく、また μ の変化も大きくなる。したがってできるだけ大きな P を用いて実験をする必要がある。送りねじの駆動性能が問題になるのは P の大きい場合であるから、 P を大きくするというはその意味からも必要である。

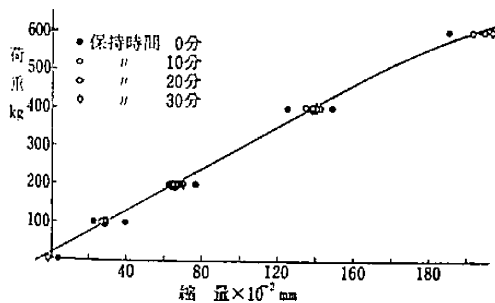


図13 ゴムバネ特性

負荷用ばねはばね定数を小さくするために合成ゴムばねを使用した。このばねは図 13 のように $P=500$ kg まではほぼゴムの縮みと荷重は比例するので、1/100 のダイヤルゲージを用いて締付ければ、1 目盛 2.72 kg とかなり正確に試験荷重を加えることができる。しかし試作したゴムばねは 600 kg を越すと残念ながらフックの法則からずればじめ、1000 kg 程度かけるとかなり残留歪が生ずることがわかった。この残留歪は長時間放置すると回復するが、正確を期すために実験は 500 kg

以下で行なった。

3. 試作した試験機で得られた 2~3 の結果

3.1. 実験方法

実験に使用したねじは全長 600 mm, ねじ部長さ 550 mm, 有効径 34.5 mm, ピッチ 6.35 mm の 29 度台形ねじで、ナットは外径 65 mm, 長さ 75 mm, 材質はおねじ S55C 焼準材, ナットは PBC-1, ピッチ精度は $\pm 5\mu/300$ mm, おねじ面あらさは図 14 に示すあらさである。

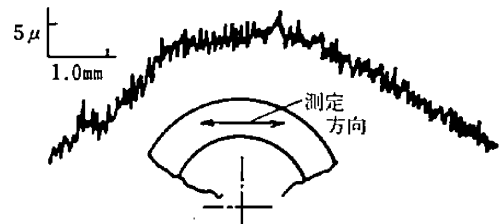


図14 ねじ面あらさ

すべり速度はねじ有効径上で 0.14 m/s, 1 往復したときのねじ筋すべり長さは 8.3 m である。軸方向荷重は 50 kg から 500 kg まで種々変化させた。

表3 潤滑剤の性質

	粘度 (37.8°C cst 98.9°C)	比重 15°C 4°C
A	432.6 30.2	0.986
B	146.7 14.5	0.878
C	76.7 9.3	0.873
D	二硫化モリブデングリース (ベントナイト系グリース混和ちよう度 330~350)	

潤滑剤は表 3 のようなものを使用した。その中でも主として A 潤滑油について実験を行なった。供給した A, B, C の油量は 20 cc/min とし、固定ナットと試験ナットの間のおねじ上に滴下させた。潤滑剤 D はおねじ上に塗布し実験を行なった。

3.2. なじみと軸方向荷重がねじ摩擦係数におよぼす影響

未使用のナットを試験ナットとして用い、50 kg で 10 往復、100 kg で 10 往復、200 kg で 10 往復……と各荷重で 10 回づつ往復させてねじ摩擦係数を求めたものが図 15 である。ねじ筋上で 3 m すべったときの、同じ

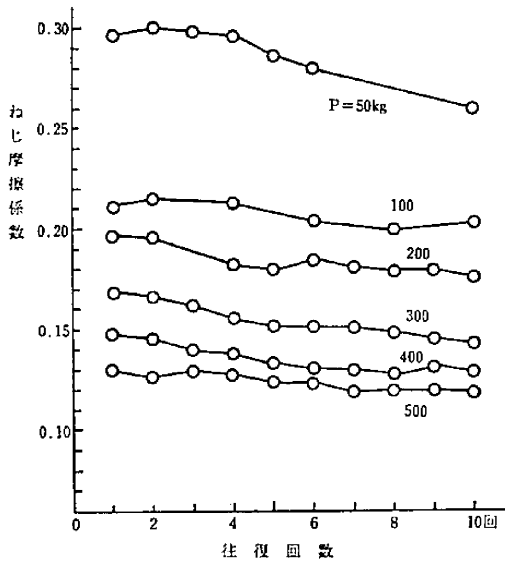


図15 ねじ摩擦係数 (未使用ナット)

おねじ位置上でのねじ摩擦係数をプロットしている。往復回数の増加とともに摩擦係数が多少下がっているが、これは主としてなじみの影響と思われる。

ねじ面接触状態はねじの温度上昇によっても変わるので、そのためにねじ摩擦係数も多少影響されるのではないかと考えた。そこで図 14 の結果を、ナットの表面温度を横軸にしてプロットし直したのが図 16 である。軸方向荷重 P の小さい範囲ではねじ摩擦係数はばらついているが、 P が 500, 400 kg の結果はほとんど 1 本の線上に集まっている。小さい P から実験を行なったので、

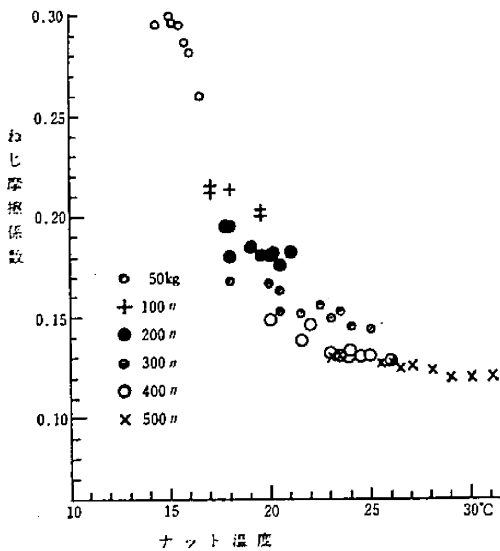


図16 ナット温度とねじ面摩擦係数

試験荷重が 4~500 kg までではなじみがかなり進み接触状態が変わるので、 P の小さい範囲では値がばらついたのであろう。なじみが進まなくなると温度の影響が多少あることがわかる。

図 17 は各荷重での 10 往復目のねじ摩擦係数を示したものである。 P が大きい場合にはねじ摩擦係数のばらつきも少なく、再現性もあることがわかった。このことは本試験機を自動調心するように作っているため、荷重、温度が同じであると同じねじ面接触状態を再現し得ることをあらわしているのであろう。

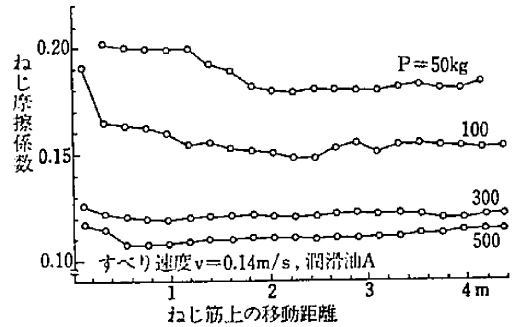


図17 10往復目のねじ摩擦係数

この同じナットを更に種々の荷重で約 1000 回往復させた後に、ねじ摩擦係数を測定して図 15 の結果と比較したものが図 18 である。ねじ面をなじませれば摩擦係数はかなり下ることがわかる。

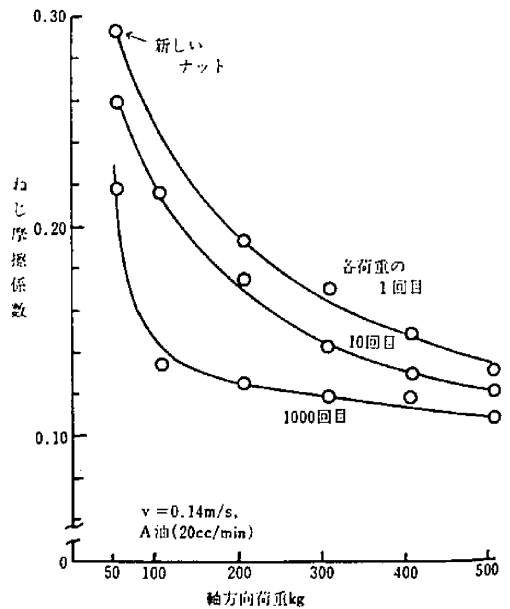


図18 なじみによるねじ摩擦係数の変化

3.3. 潤滑剤の影響

表3の潤滑剤について摩擦係数を比較したものが図19である。この実験に用いたナットは3.2節の実験に用いたナットとは別ではあるが、種々の荷重で1000回以上往復させて十分になじんだと思われる状態のものである。

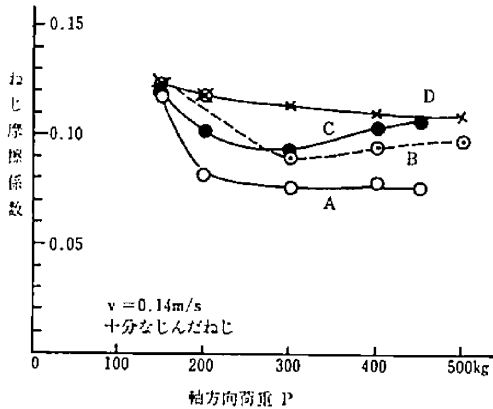


図19 潤滑油の影響

荷重 P が大きい方がねじ摩擦係数は小さく0.1近くになる。粘度の高いA油では0.08にもなった。図18と同一寸法、同一油であるが、このねじ摩擦係数は非常に小さい。この実験に用いたナットは、たまたま油を引き込みやすい、油膜を形成しやすい形にできていたのではなかったかと思われる。粘度の低い油では荷重が大きくなるとねじ摩擦係数は増大している。

二硫化モリブデングリースDはねじ摩擦係数が大きい。油膜形成に関係ないためかナットが変わってもまた駆動条件が変わっても値は安定している。リード角0のねじすなはち円筒端面で行なった実験結果⁹⁾ともほぼ同じねじ摩擦係数になる。

図20は参考のためにナット表面温度を測定した結果である。各荷重で5往復、50 kg づつ荷重を増加させながら連続駆動を行なった。粘度の高いA油は温度が一番低く、C油は温度上昇が最も激しい。D潤滑油は摩擦係数が大きい、荷重が増すと低くなるので、結果的には温度上昇量が少ない。

4. む す び

(1) すべりねじの駆動性能を調べるために、駆動性能試験法を検討し、新しい送りねじ駆動性能試験機を開発

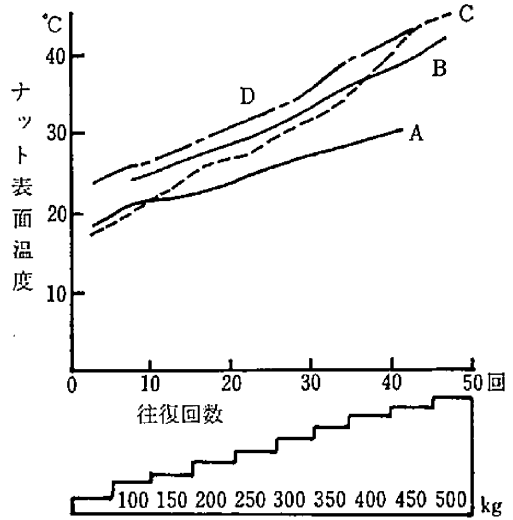


図20 連続運転したときのナット表面温度

した。

(2) すべりねじは一寸した組立状態の変化や誤差等でねじ面の接触状態が異なるので、すべりねじの駆動性能試験は自動調心をさせた状態で行なう必要があらうと考え、自動調心状態で試験を行なったところ、比較的再現性もあり、安定した実験結果が得られた。

(3) すべりねじの摩擦係数はなじみの影響をかなり受ける。またピッチ誤差などによっても変わる。

(4) おねじ上に潤滑油を滴下させたり、塗布するだけではみかけ上の面圧が 0.12 kg/mm^2 程度でも油切れを起す危険がある(図17)。できるだけ粘度の高い潤滑油を使うか、固体潤滑剤(二硫化モリブデングリース)を用いた方がよい。

(5) すべりねじは使い方やねじのもっている誤差の種類によって、ねじ摩擦係数はかなりばらつく。したがって組立やねじの持っている誤差の影響を受けにくい、安定した性能を示す新しい形のすべりねじの開発が是非必要である。

文 献

- 1) 山本・機械の研究, 18-10(1966-10), 76.
- 2) 石橋・金属の疲労と破損の防止, (1954), 224, 養賢堂.
- 3) 山本ほか・精密機械, 28-12(1962-12), 702.
- 4) 上野, 坂本・九工大研究報告(工学), 19 (1969-3), 31.