ボールスクリュウの研究 (第7報)*

—— 高負荷領域における静摩擦 ——

村 瀬 善 三 郎**

Study on a Ball Screw (Part 7)

—— Statical Friction of Ball Screw under Heavy Load ——

Zenzaburo MURASE

In this part, the results of the studies on the moment due to the statical friction of a ball screw under heavy load by the double nut procedure are reported and the followings are included.

- 1) The relation between the moment due to the statical friction of a ball screw and the load acting upon it is expressed by a linear equation.
- 2) The statical friction of the ball screw is mainly composed of sliding friction.
- 3) The efficiency of the ball screw is over 95 %, and sometimes reaches to 99 %.
- 4) The coefficient of the statical friction lubricated with motor oil is about 0.003.
- 5) The greater the curvature of the screw surface profile at the contact point of the lace-way and the ball, the better for the frictional character of the ball screw.
- 6) To use motor oil is most suitable for the diminishing of the moment due to the statical friction of the ball screw under light load range, and grease is most suitable under heavy load range.
- 7) A slight decrease of the radius or the number of balls inserted between the lace-ways influences little to the moment due to the statical friction.
- 8) A slight difference in the accuracy of the lace-way gives little influence to the moment due to the statical friction lubricated with grease.

1. 緒 言

前報¹⁾においては、ねじ棒とナットとの間に比較的低度の静荷重をかけた実験によつて、ボールスクリュウの静摩擦モーメントに関する基礎的性質をとらえることに主眼をおいている。

この報告では供試ボールスクリュウの実用荷重範囲全域にわたる大きな引張り荷重をあたえた場合の荷重と摩擦モーメントとの関係におよぼすレース面の性質、球径、球数および潤滑剤の関係について論じている。またボールスクリュウの効率および摩擦係数にも論及している。

2. 試 料

試料および装入潤滑剤は表1、表2および表3のとおりである。

* 昭和38年4月 精機学会春季大会学術講演会にて発表

** 名古屋市工業研究所 正会員

3. 実験装置

図1は実験装置の説明図である。図において、ボールスクリュウのねじ棒Sには2個のナットN₁およびN₂がはまつており、換言すればN₁およびN₂なる2個のナットを有するボールスクリュウである。N₂はN₂に固着したナットささえE₂と自在接手J₂を通して図のように垂直に固定されており、N₁はN₁に固着しているナットささえE₁と自在接手J₁を通して軸方向に引張りを与えられている。引張力は油圧シリンダにより与えられている。E₁およびE₂には凹部B₁およびB₂があり、ねじ棒SのN₁およびN₂にたいするねじ送り運動のための空間を形成している。軸Sには円環Rが固定しており、Rに巻きつけたナイロン糸Dを定速にて引張るときDの張力をばねばかりUで測定できるようになつていく。Dの張力が適当な値に達するとねじ棒Sが回転を開始する。この様子は軽負荷領域における実験によく似ている。AはRの円周を8等分した位置にある8個の突起であり、回転止めCに接触することによりR(S)の回転

表 1 試料の特性〔1〕

種 別	記 号	R_B	R_G	r_B	r_G	β	δ	h	p	R_G/R_B
めねじ	N-OLA, N-OLG	3.572	3.929	14.872	14.620	6°12'	225°	1.616	10.160	1.1
おねじ	S-OH, S-OGX	3.572	3.929	14.872	15.125	6°12'	45°	1.616	10.160	1.1
	S-UH	3.572	17.86	14.872	24.975	6°12'	45°	1.616	10.160	5.0
	S-VH, S-VGX	3.572	∞	14.872	—	6°12'	45°	1.616	10.160	∞

表 2 試料の特性〔2〕

種 別	記 号	材 質	熱 処 理	硬 度 H_{RC}	最大単一ピッチ誤差 μ		最 終 加 工
					左	右	
ナ ッ ト	N-OLA	SKS 3	油 焼 入 れ	59	7 以下	7 以下	ラ ッ ピ ン グ
	N-OLG	SKS 3	油 焼 入 れ	62	//	//	ラ ッ ピ ン グ
ね じ 棒	S-VH	S45C	高周波焼入れ	59	17	16	旋 削
	S-UH	S45C	高周波焼入れ	58	12	13	旋 削
	S-OH	S45C	高周波焼入れ	59	16	16	旋 削
	S-VGX	SKS 2	高周波焼入れ	58	9	10	研 削
	S-OGX	SKS 2	高周波焼入れ	62	7	6	研 削

表 3 潤滑剤

軽 油	粘度 30°Cにて30.5 秒—レッドウッド
モータ オイル	Daphne Autolube, SAE 40, 100 % Paraffin Base
グリース	日本石油製 250 カップグリース, カル シウムセッケン基, ちょう度@ 25°C 250

を制止する。AとCとが接触した瞬間あるいは接触を解かれた瞬間の判定を容易にするために、軽負荷領域における実験装置と同様に、ターミナル T_1 および T_2 に、図 2 の指示回路を有する指示装置のターミナル T_1' およ

図 1 高負荷領域における実験装置

図 2 指示回路

び T_2' をそれぞれ接触してあつてパイロットランプ PL およびスピーカ SP を利用している。なお特にことわらないかぎり 2 個のナットは共に、ボールガイドは 1 個のみを使用している。したがつて使用球数はそれぞれ 30 個である。これは後述の実験にて明かなようにガイド 1 個の場合とガイド 2 個の場合とは共に全く同一の実験結果が得られることが実証できるので、実験を容易にするために一般にはガイド 1 個を使用することにしたのである。

表 4 高負荷領域における摩擦モーメントの実験結果の1部

N ₁ -OLA, N ₂ -OLG, S-OGX, 7.000, 30, グリース, 23°C, 単列									
Q' kg		25	50	100	150	200	250	300	350
Q kg (=Q+4)		29	54	104	154	204	254	304	354
F' kg		0.17	0.24	0.37	0.49	0.63	0.73	0.88	0.97
F kg (=F'-0.008)		0.16	0.23	0.36	0.48	0.62	0.72	0.87	0.96
M' kg-cm (=F×4.00)		0.64	0.92	1.44	1.92	2.48	2.88	3.48	3.84
M kg-cm (=M'/2)		0.32	0.46	0.72	0.96	1.24	1.44	1.72	1.92

N ₁ -OLA, N ₂ -OLG, S-VGX, 7.000, 30, グリース, 21°C, 単列									
Q kg		29	54	104	154	204	254	304	354
F' kg		0.15	0.25	0.42	0.61	0.80	1.01	1.21	1.44
F kg		0.14	0.24	0.41	0.60	0.79	1.00	1.20	1.43
M kg-cm		0.28	0.48	0.82	1.20	1.58	2.00	2.40	2.86

N ₁ -OLA, N ₂ -OLG, S-OGX, 7.000, 30, グリース, 21°C, 複列									
Q kg		29	54	104	154	204	254	304	354
F' kg		0.20	0.27	0.38	0.48	0.61	0.75	0.86	1.00
F kg		0.19	0.26	0.37	0.47	0.60	0.74	0.85	0.99
M kg-cm		0.38	0.52	0.74	0.94	1.20	1.48	1.70	1.98

4. 実験方法

供試ボールスクリューはベンジンにて洗浄、乾燥後に潤滑油を十分供給し著しい滴下がなくなつた時から実験を開始する。実験開始後ねじ棒の約3回転（正方向および負方向の合計にて）ごとに新しい潤滑油を数滴ずつねじ棒とナットとの間へ滴下する。グリース潤滑の場合は実験の始めにグリースを十分注入した状態のまま実験を継続し、一組の実験（ねじ棒の約25回転）終了まで追加注入は行なわない。回転モーメントの測定は、図1のAおよびCを用いてナットの45度ごとの分割位置を指示し、それぞれの分割範囲内の最大値を求め、ねじ棒の1回転における8個の値の平均値を採用する。糸Dの張力方向への移動速度はねじ棒の回転に換算して毎分約40度とする。前報の軽負荷領域における実験においても観察せられたように、この場合もDを張力方向に徐々に、ばねばかりUを介して移動せしめてゆくとナットのごくわずかの回転の後に急激な回転が起こり、回転が停止し、再び急激な回転が起こるというように間歇回転を行なうのであつて、45度ごとの各位置において、軽負荷領域において行なつたと同様に、スピーカの鳴り始める瞬間のDの張力を求め、測定値として採用するときにはこれが軽負荷領域における諸実験に対応する測定値となる

のであるが、実用的には上述のようなナットの1回転の8分割範囲内におけるこれらの値の最大値の方が意義があるので、この実験ではこれら8個の最大値の平均を実験値として採用することとする。この場合、軽負荷領域における実験値との対比は前報に述べた平均最大摩擦モーメントを採用することにより解決できる。

さてナットあるいはねじ棒と球との間に働く力は球およびねじ棒の自重のために、N₁と球との間ではN₁に含まれる球とねじ棒との間よりも球20個の重さだけ大きく、N₂に含まれる球とねじ棒との間よりもN₁に含まれる球とねじ棒との間の方がねじ棒の自重だけ大きく、N₂と球との間よりも、N₂に含まれる球とねじ棒との間の方が球20個分だけ大きい。しかしながらこれら差異は、実験荷重の25 kg ないし 300 kg に比し著しく小さいので、この実験においてはこれら4組の接触点群に加わる荷重の平均値を負荷の大きさ（引張り荷重値）として用いる。

さて実際の実験においてはS, R, N₂（球を含む）、E₂およびJ₂が垂下した状態における油圧シリンダの上方方向への引張り荷重目盛りを零に調節しているので、負荷Qの値としては引張り荷重の読みQ'に{(S+R)/2}+(N₂+E₂+J₂)=(1180/2)+3085=3670 (g) だけ加えた値を採用することが必要である。つぎに糸の張力Fはばね

ばかりの原点の補正值が +40 g であること、ねじ棒 S とリング R との自重による下降にともなう回転モーメントにつり合うための張力 F'' がつぎのように -48 g であることから、 F の値としてはばねばかりの読み F' に $40-48=-8$ (g) だけ加えた値を採用することが必要となる。 F'' は $S+R=1180$ (g), R の直径 $D_R=80$ mm, ねじのピッチ $p=10.16$ mm であることから

$$F'' = \frac{-2}{D_R} \cdot \frac{p}{2\pi} Q = \frac{-2 \times 10.16 \times 1180}{80 \times 2\pi} \\ \approx -48 \text{ (g)}$$

として求めた。

なお後述の Q および F の値はすべてこれらの補正を行なった後の正確な値である。

5. 実験法の比較検討

実験結果の1部を表4に示す。表中 Q は負荷, F は45度の区間における糸Dの張力の最大値, M は F に対応するねじ軸のまわりのモーメントである。また実験条件の表示は後述の5.1による。

この場合も、軽負荷領域における実験から明らかのように、連続同一方向に回転を与える場合と反対方向に回転した直後正方向に回転を与える場合とでは測定値に大きな開きがあらわれる。すなわち測定値は履歴に左右されることが多い。それゆえ実験方法としては連続1方向のみの連続回転によつて実験を行ない測定開始前約180度だけ測定方向にねじ棒を回転した位置から測定を開始する。

5.1 軽負荷領域における実験結果と高負荷領域における実験結果との比較

図3は軽負荷領域における単一ナット式実験による実験結果と高負荷領域における複数ナット式実験による実験結果との関連性をしらべるために行なつた高負荷領域における実験結果であつて、実験条件はナット: N-OLA および N-OLG, ねじ棒: S-OGX あるいは S-VGX, 球径: 7.000 mm, 球数: 各ナットにつき30個を1回路のみ, 潤滑剤: モータオイル, 張力の種類: 連続, 温度: 15°C である。以後試料の種類および実験方法の表示法として、ナットおよびねじ棒の種類, 球径, 球数および回路数, 潤滑剤, 張力の種類, 温度の順に表示しそれぞれの文字たとえば球数, 張力などの文字を省くこととする。したがつて上述の場合は, N-OLA, N-OLG, S-OGX あるいは S-VGX, 7.000, 30×1, モータオイル, 連続, 15°C と表示することとなる。

摩擦モーメント係数 K_{mH} は前述の単一ナット式実験の場合に準じて, $M/2$ の変化に対する Q の変化の割合

図3 摩擦モーメントの複数ナット式実験結果

として定義する。 M としないで $M/2$ とするのは複数ナット式実験においては摩擦モーメントの測定値は1個のナットと1本のねじ棒との組合せに関する摩擦モーメントの2倍が求められるわけであるので、これを1個のナットと1本のねじ棒の摩擦モーメントに換算するためである。なおこの実験では回路数1を採っているがこれは後述のように回路数2の測定値と全く等しいと見なしてよい。

図3によれば K_{mH} は S-OGX および S-VGX に対してそれぞれ

$$K_{mH}(\text{S-OGX}) = \frac{3.9}{2 \times 300} = 0.0065 \text{ (cm)}$$

$$K_{mH}(\text{S-VGX}) = \frac{5.7}{2 \times 300} = 0.0095 \text{ (cm)}$$

前報の実験における平均最大摩擦モーメント係数 K_{m0} を求めれば, S-OGX および S-VGX にたいしてそれぞれ

$$K_{m0}(\text{S-OGX}) = \frac{0.10}{15} = 0.0067 \text{ (cm)}$$

$$K_{m0}(\text{S-VGX}) = \frac{0.14}{15} = 0.0093 \text{ (cm)}$$

これらを比較してみると S-OGX および S-VGX のいずれに関しても $K_{mH} \approx K_{m0}$ が成立することがわかる。

無負荷摩擦モーメント M_{fH} に関しても前報の単一ナット式実験の場合に準じて負荷が零の場合の摩擦モーメントを想定して定義すれば, 前報の実験結果および図3より $M_{f0} \approx M_{fH} = 0.02 \text{ kg}$ となる。すなわち単一ナット

ト式実験により求めた平均最大摩擦モーメントと複数ナット式実験により求めた摩擦モーメントとは全く同一の値を示すと考えることができる。

5.2 回路数と摩擦モーメント

図4は回路数と摩擦モーメントとの関係を求めるため

図4 回路数と摩擦モーメント

の実験結果であるが、条件は、N-OLA, N-OLG, 7.000, 30×1, グリス, 連続であつて回路数1の実験は24°C, 回路数2の実験は21°Cであつた。図によればS-OGX, S-OGV共に摩擦モーメント係数 K_{mH} は回路数にかかわらずそれぞれ等しい。しかしながら無負荷摩擦モーメント M_{fH} は必ずしも同一の値を取っていない。これは各実験ごとのグリスの装入量の不同によるグリスのちやう度に起因する摩擦抵抗の差異が主因と思われる。ただし回路数が1の場合よりも2の場合の方が球と球との間の摩擦, 球とボールガイドとの間の摩擦, 潤滑剤自身の摩擦など無負荷摩擦モーメントを増大せしめる要因が多少とも加わることは当然であろう。

以上により無負荷摩擦モーメントのわずかの差異を無視すれば回路数は摩擦モーメントにはほとんど影響をあたえないといえる。したがって今後はすべて回路数1のナットを使用して実験を行なうこととする。

上述の摩擦モーメント係数が回路数にはほとんど無関係であるということは球とレース面との間の摩擦の大半がすべり摩擦であることを裏付けている。

6. 効率および摩擦係数

ボールスクリーンの効率 η_B を前報のように、単一ナ

ット式実験の正方向の摩擦モーメント M_1 を用いて $\eta_B = M_s/M_1$ と定義する場合、複数ナット式実験では正および負方向の摩擦モーメントの平均のみしか求めることができないのでこの場合は η_B はこのままでは求め得ない。しかしながら5.1によれば単一ナット式実験により求めた平均最大摩擦モーメントと複数ナット式実験により求めた摩擦モーメントとが全く同一の値を示すと考えることが出来ること、これらの場合、荷重—摩擦モーメント曲線が直線であることおよび単一ナット式実験における最大摩擦モーメントの値と荷重との関係が、正方向および負方向共に直線関係にあることの3点からつぎの推定が成立する。すなわち単一ナット式の軽負荷領域における実験結果から求まる正方向および負方向の無負荷摩擦モーメントおよび摩擦モーメント係数の値はそのまま高負荷領域における値と一致すると見なすことができる。

このような考えにもとづいて前報の結果より求めた正方向および負方向の摩擦モーメントの推定値の2倍の値が図3に画いてある。これによれば正方向あるいは負方向の摩擦モーメント係数は平均摩擦モーメント係数に比し約20%だけそれぞれ減少あるいは増大している。

さて図3より M_{f1} を求めて

$$\eta_B = \frac{M_s}{M_1} = \frac{M_s}{M_s + M_{f1}} = \frac{RQ \tan \beta}{RQ \tan \beta + M_{f1}} \quad (1)$$

に代入して効率 η_B を計算すれば

$$\eta_{B300} = \frac{4 \times 0.103 \times 300}{4 \times 0.103 \times 300 + (3.1/2)} = \frac{130.0}{131.6} = 0.99$$

$$\eta_{B100} = \frac{4 \times 0.103 \times 100}{4 \times 0.103 \times 100 + (1.1/2)} = 0.99$$

$$\eta_{B50} = \frac{4 \times 0.103 \times 50}{4 \times 0.103 \times 50 + (0.56/2)} = 0.99$$

$$\eta_{B25} = \frac{4 \times 0.103 \times 25}{4 \times 0.103 \times 25 + (0.32/2)} = 0.98$$

となる。また前報の結果について η_B を求めこれらをまとめて図示すれば図5のとおりである。

つぎにボールスクリーンの摩擦係数 f_μ を三角ねじ面の式²⁾に準じて

図5 高負荷領域におよぶ効率

$$\begin{aligned}
 M_{f1} &= \left(\frac{\tan \beta + \tan \lambda_1'}{1 - \tan \beta \tan \lambda_1'} - \tan \beta \right) r_B Q \\
 &= \frac{\tan \lambda_1' (1 + \tan^2 \beta)}{1 - \tan \beta \tan \lambda_1'} r_B Q \\
 M_{f2} &= \left(\tan \beta - \frac{\tan \beta - \tan \lambda_2'}{1 + \tan \beta \tan \lambda_2'} \right) r_B Q \\
 &= \frac{\tan \lambda_2' (\tan^2 \beta + 1)}{1 + \tan \beta \tan \lambda_2'} r_B Q \quad (2)
 \end{aligned}$$

ただし

$$\tan \lambda_1' = f_{\mu 1} \cos \beta \sqrt{1 + \tan^2 \beta + \tan^2 \left(\frac{\pi}{2} - \delta \right)}$$

$$\tan \lambda_2' = f_{\mu 2} \cos \beta \sqrt{1 + \tan^2 \beta + \tan^2 \left(\frac{\pi}{2} - \delta \right)}$$

またこれまでと同様に添字 1 および 2 はそれぞれおねじに対するナットの正回転および負回転をあらわすものとして定義すれば式 (2) より

$$\begin{aligned}
 \tan \lambda_1' &= \frac{M_{f1}}{(1 + \tan^2 \beta) r_B Q + M_{f1} \tan \beta} \\
 f_{\mu 1} &= \frac{M_{f1}}{\cos \beta \sqrt{1 + \tan^2 \beta + \tan^2 \left(\frac{\pi}{2} - \delta \right)} \cdot \{(1 + \tan^2 \beta) r_B Q + M_{f1} \tan \beta\}} \\
 \tan \lambda_2' &= \frac{M_{f2}}{(1 + \tan^2 \beta) r_B Q - M_{f2} \tan \beta} \\
 f_{\mu 2} &= \frac{M_{f2}}{\cos \beta \sqrt{1 + \tan^2 \beta + \tan^2 \left(\frac{\pi}{2} - \delta \right)} \cdot \{(1 + \tan^2 \beta) r_B Q - M_{f2} \tan \beta\}} \quad (3)
 \end{aligned}$$

もし β が $\left(\frac{\pi}{2} - \delta \right)$ に比して小さければ

$$\begin{aligned}
 f_{\mu 1} &= \frac{M_{f1} \sin \delta}{r_B Q + M_{f1} \tan \beta} = \frac{M_{f1} r_B \sin \delta}{r_B^2 Q + M_{f1} h} \\
 f_{\mu 2} &= \frac{M_{f2} \sin \delta}{r_B Q - M_{f2} \tan \beta} = \frac{M_{f2} r_B \sin \delta}{r_B^2 Q - M_{f2} h} \quad (3')
 \end{aligned}$$

となる。

表 5 は図 3 より求めた M_{f1} および M_{f2} に対する $f_{\mu 1}$ および $f_{\mu 2}$ の計算値である。これによれば f_{μ} の値は高負荷領域 ($Q=50 \sim 300 \text{ kg}$ でこの範囲においては、ボールガイドの影響は計算値にほとんど影響しない) に

表 5 ボールスクリーの摩擦係数の計算例

Q	M_{f1}	M_{f2}	$f_{\mu 1}$		$f_{\mu 2}$	
			4.5	4.5'	4.5	4.5'
50	0.23	0.40	0.002633	0.002661	0.003772	0.003805
100	0.54	0.78	0.002543	0.002566	0.003578	0.003710
200	1.04	1.54	0.002449	0.002471	0.003630	0.003663
300	1.55	2.30	0.002434	0.002455	0.003615	0.003647

おいては、正方向にて 0.0024~0.0026, 負方向にて 0.0036~0.0038 で正方向の方が負方向よりも小さい。このように摩擦係数に回転方向による差が生ずるのは玉軸受あるいは普通の三角ねじについては見られない現象で、前報のねじ線と交わる方向のすべり摩擦に主因があると思われる。

7. 摩擦モーメントにおよぼす諸要因の影響

7.1 レース輪郭基準曲線の形状と摩擦モーメント

図 6-a, b, c はカップグリース, モータオイルおよび

図 6 a レース輪郭基準曲線の形状と摩擦モーメント (1)

図 6 b レース輪郭基準曲線の形状と摩擦モーメント (2)

図 6c レース輪郭基準曲線の形状と摩擦モーメント (3)

軽油を潤滑剤とした場合のレース輪郭基準曲線の形状と摩擦モーメントとの関係である。実験条件は、N-OLA, N-OLG, 7.000, 30×1, 連続, 15°C~20°Cであつてねじ棒は S-OH, S-UH および S-VH を使用した。これによれば潤滑剤の種類にかかわらず、同一潤滑剤に関してはレース輪郭基準曲線の曲率が大きいねじ棒を用いた場合の方が、曲率の小さいねじ棒を用いた場合よりも摩擦モーメントは小さい。これは前報の軽負荷領域における研究と同一傾向の結果を与えており、その原因も前報にて論じたと同様ねじ線と交わる方向への滑り摩擦を生ぜしめるための拘束力としてのくさび作用であろう。

つぎに曲率が中順位にある S-UH を使用した場合の摩擦モーメントが軽油潤滑の場合にはこれよりも曲率の大きい S-OH よりも曲率の小さい S-VH を使用した場合の摩擦モーメントに近い値を取り、逆に潤滑性のよいグリースの場合にはこれよりも曲率の小さい S-VH よりも曲率の大きい S-OH に接近するのは大きな特徴である。

グリース潤滑において S-VH の無負荷摩擦モーメントが、S-UH や S-OH に比し著しく小さいのは、球の大円の曲率とレース輪郭基準曲線の曲率との差が大きい方が小さい方よりも、この間隙を通過するグリースの運動が容易であるのでグリースのちよう度による摩擦抵抗が小さいからであろう。モータオイルおよび軽油においても粘度の影響が同上にあらわれるはずであるが、その程度が僅少であるので実験結果には現れないものと思われる。

7.2 潤滑剤と摩擦モーメント

図 7-a, b, c, d, e は各種の性質を有するねじ棒を使用した場合の潤滑剤 (表 3 による) の摩擦モーメントにおよぼす影響をしらべた結果であつて、実験条件は N-OLA, N-OLG, 7.000, 30×1, 連続, 15°C~20°C であつてねじ棒は S-OGX, S-VGX, S-OH, S-UH および S-VH である。

図によればねじ棒のレース輪郭基準曲線の形状、製作精度等に関係なく、同一ねじ棒に関しては、軽油、モータオイル、グリースの順にすなわち潤滑性が大になるにしたがつて摩擦モーメント係数が低下している。これは

図 7a 潤滑剤と摩擦モーメント (1)

図 7b 潤滑剤と摩擦モーメント (2)

図 7c 潤滑剤と摩擦モーメント (3)

図 7e 潤滑剤と摩擦モーメント (5)

図 7d 潤滑剤と摩擦モーメント (4)

ボールスクリーの摩擦の大半がすべり摩擦であることから当然である。また無負荷摩擦モーメントは潤滑剤の粘度やちよう度の影響により、軽油、モータオイル、グリースの順に増大していてそれぞれ 0, 0.02 および 0.12 kg-cm である。しかるに前報の軽負荷領域における実験結果によればモータオイルよりも軽油の場合の方が無負荷摩擦モーメントは大きく 0.08 kg-cm とあらわれている。これは軽油潤滑における軽負荷領域においては軽油の潤滑性が悪いためにレース面の製作精度および表面あらさの影響が摩擦モーメントに比較的大きく影響するからであろう。そして高負荷領域においては球とレ

ース面との接触弾性変形のために製作精度特に表面あらさの影響が減少し、高負荷領域における実験値から推定した無負荷摩擦モーメントは製作精度の良好な理想試料による値に近づくのだと考えられる。

7.3 球径と摩擦モーメント

図 8-a, b は球径と摩擦モーメントとの関係であるが実験条件は、N-OLA, N-OLG, 30×1, グリース, 連続, 20°C~23°C である。図によれば、ねじ棒として S-OGX を使用した場合も S-VGX を使用した場合も共に球径の影響はほとんどあらわれていないが、球径が増大して 7.12 となつた場合にわずかに摩擦モーメントが増大

図 8a 球径と摩擦モーメント (1)

図 8b 球径と摩擦モーメント (2)

しているのは、わずかに予圧的な圧力がレース面と球表面との間に働いていることによる弾性接触面間の摩擦抵抗ならびに、これが原因して球間のすべり摩擦をも増大せしめるためであろう。

7.4 球数と摩擦モーメント

図9は球数の摩擦モーメントにおよぼす影響を求めるために行なった実験結果であるが、実験件条は、N-OLA, N-OLG, S-OGX, 7.120, グリース, 連続, 23°Cである。これによれば挿入可能な最大球数であるところの30個の場合は他の29個および28個の場合に比し、無負荷摩擦モーメントがわずかに大きく、摩擦モーメント

図 9 球数と摩擦モーメント

係数はいずれも等しい。これはレース面の製作精度やボールガイドとレース面との間の接線部における球の運動に対する抵抗などのために生ずる球間摩擦が、球数の多い方が大きく生じやすいためと考えられる。

7.5 レース面の性質と摩擦モーメント

図10は、N-OLA, N-OLG, 7.000, 30×1, グリース, 連続, 23°Cにて、切削焼入れねじ棒 S-OHと焼入

図 10 レース面の性質と摩擦モーメント

れ研削ねじ棒 S-OGXとの摩擦モーメントの比較であるが、これらレース面の性質の影響はほとんどみとめられない。

8. 結 言

以上により高負荷領域における静摩擦の一般的性質の研究が終わったのであるが、要約すればつぎのとおりである。

1) 高負荷領域における2重ナット式実験により求めた静摩擦モーメントと軽負荷領域における単一ナット式実験により求めた静摩擦モーメントとは全く同一の値を示す。

2) 荷重と静摩擦モーメントとは直線関係にある。

3) 摩擦モーメント係数は回路数に無関係である。

4) 以上の結果はボールスクリーンの静摩擦はすべり摩擦が大半であることの裏付けになる。

5) 効率は95%から99%に達する場合もある。

6) 摩擦係数は供試ボールスクリーンのモータオイル潤滑にて正方向回転の場合0.0024~0.0026, 負方向回転にて0.0036~0.0038である。

7) 玉軸受とは逆に球とレースとの接点におけるレース輪郭基準曲線の曲率の大きい方が静摩擦に対して好ましい。

8) 潤滑剤は負荷の比較的小さい範囲ではモータオイルが、負荷の比較的大きい範囲ではグリースが静摩擦にたいして好ましい。

9) 挿入球径のわずかの減少や球数のわずかの減少は静摩擦モーメントにはほとんど影響しない。

10) レース面の製作精度のわずかの差異はグリース潤滑における静摩擦モーメントにはほとんど影響しない。

最後にこの研究に貴重な助言をいただいた東京大学の

青木保雄教授にお礼申し上げます。また実験装置の製作や実験の実施の一部を手伝ってもらった鷺尾一雄、矢田浩三の両君に謝意を表します。なお公休日における実験の実施や深更におよぶデータの整理などをずっと手伝ってくれた愛妻の努力もここに記して残したいと思います。(1963, 3月20日受付)

参考文献

- 1) 筆者：精密機械，29巻8号 (1963) 563.
- 2) 日本機械学会：機械工学便覧，3版 (1954) 3—39.