

# 積算電力計計量装置の摩擦回転力について

宗 像 晋 介\* 中 村 奎 一\*\*

## The Frictional Torque of the Watthour Meter Register

By Shinsuke Munakata and Keiichi Nakamura  
Taga Works, Hitachi, Ltd.

### Abstract

The watthour Meter needs to possess high accuracy and retain it through its long period of service. There are many causes which affect the durability and efficiency of the watthour Meter, and among them the change of the frictional torque in the part of register and bearings is most frequently encountered. Despite of this fact, very few analytical measurement seems to have been attempted for this frictional torque. The writers analyzed the friction in the part of register and other structural parts using a new frictional torque measuring device, figuring out the friction under actual working condition.

The frictional torque in the register reaches 55% of the total frictional torque produced at the rotating structural parts. In the cyclometer type register, the frictional torque increases suddenly when the digit wheel starts to rotate, and the value becomes several times greater than that in normal condition in proportion to the number of change figures. The frictional torque of the register changes depending on the total gear ratio; when the total gear ratio is more than 2,000, it remains almost constant but increases approximately in inverse ratio to the gear ratio if it is less than 2,000. The friction of the register of the old meter is 1.5 to 2 times that of a new one.

As can be understood from the above, the selection of the lubricating oil for the reduction of frictional torque takes on highly important meaning. Although common chronometer oil is used in some products, they are failing to fulfil the purpose rightly, because of substantial differences lying between the watch and the watthour Meter. In this article, the property of lubricating oil suitable for the watthour Meter use is also described.

### 〔I〕 緒 言

日立製作所においては積算電力計の性能の向上に絶えざる研究を重ね第1図(次頁参照)のごとく Y-1G, Y-2G<sup>(1)</sup>, Y-3G および Y-3GA 型と型を追って改良してきた。また屋外取付用積算電力計の要求に対しては、屋外のあらゆる条件を対象として永年の耐候構造を完成<sup>(2)</sup>した。現在は広範囲級高性能の Y-3GA (改) 型および Y-10 型(第2図(次頁参照))を生産している。

積算電力計の精度は回転円板に作用する電磁的駆動回転力に対する制御回転力(電気的特性)と、機構上の機械的摩擦の二つの素因によつて左右される。

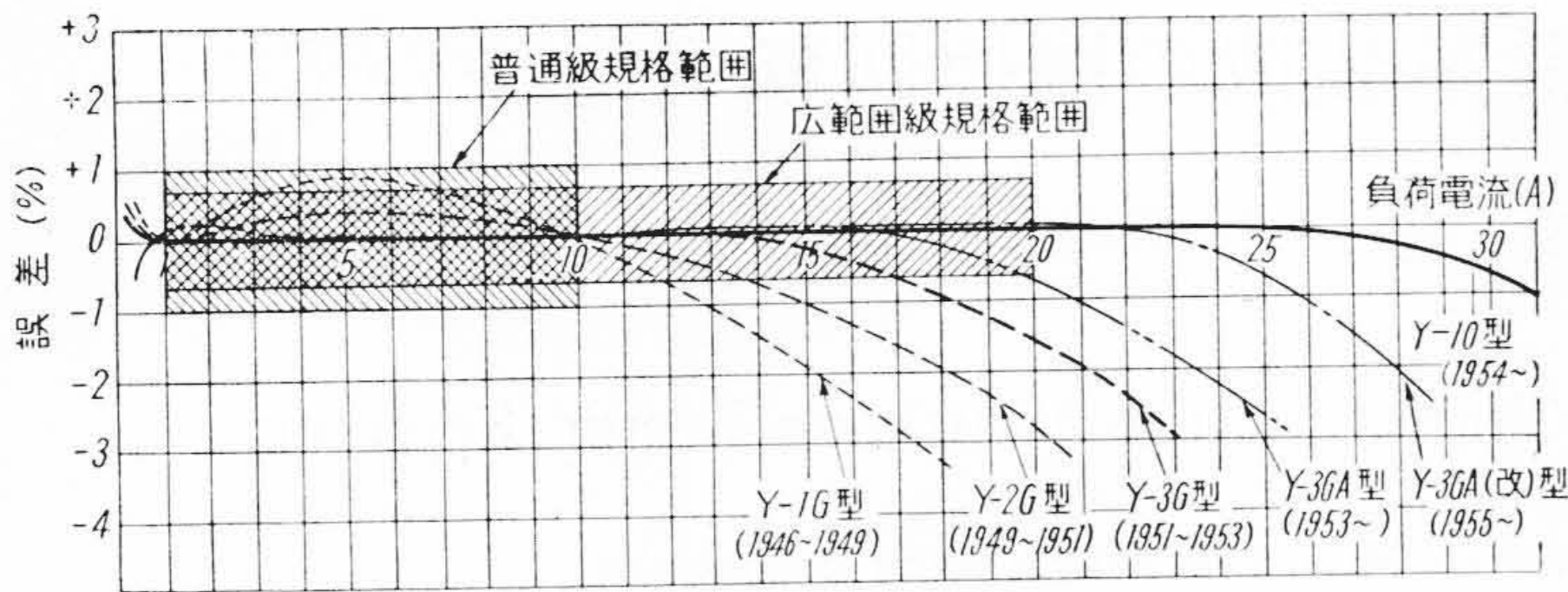
積算電力計は性能の保持と保守の容易から耐久度の大きいすなわち使用経年による精度の変化の少ないものが要求されているが、上記二つの素因につきそれぞれ量的に経年変化を究明し、対策を施して行かなければならない。

日立製作所においては先に電気的特性変化の最も大きな因子である永久磁石の経年による磁束の変化を研究<sup>(3)</sup>して材質と形状から量的に正確に予知できることを明らかにし、所望の寿命の計器を設計することを可能にした。

機械的摩擦による精度の変化は、積算電力計独特の計量装置の摩擦回転力に起因することが大部分である。計量装置の摩擦は精度を損うばかりでなく半読あるいは不

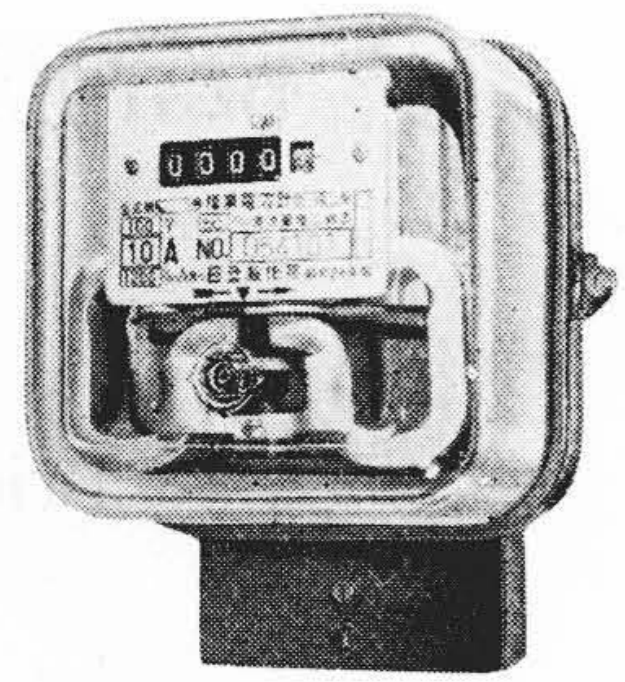
\* \*\* 日立製作所多賀工場





第1図 日立積算電力計の電流特性曲線, 单相10A 定格 (括弧内は生産年)

Fig.1. Current Character Curves of Hitachi Watthour Meters (Single Phase 10A Rating)



第2図 日立 Y-10 型单相積算電力計

Fig.2. Hitachi Type Y-10 Single-Phase Watt-hour Meter

回転などの致命的事故の基となる (積算電力計の事故統計のうち 30~40% は計量装置である)。

計量装置の摩擦回転力には非常に複雑な素因を含み、かつその測定が厄介なので爾来文献も二、三<sup>(4)(5)</sup>しかなく、量的の発表もきわめて少い。日立製作所においては独特な測定器を製作して摩擦回転力の分布状態ならびにその大きささらに動作時の変化を測定し、量的にあきらかにした。

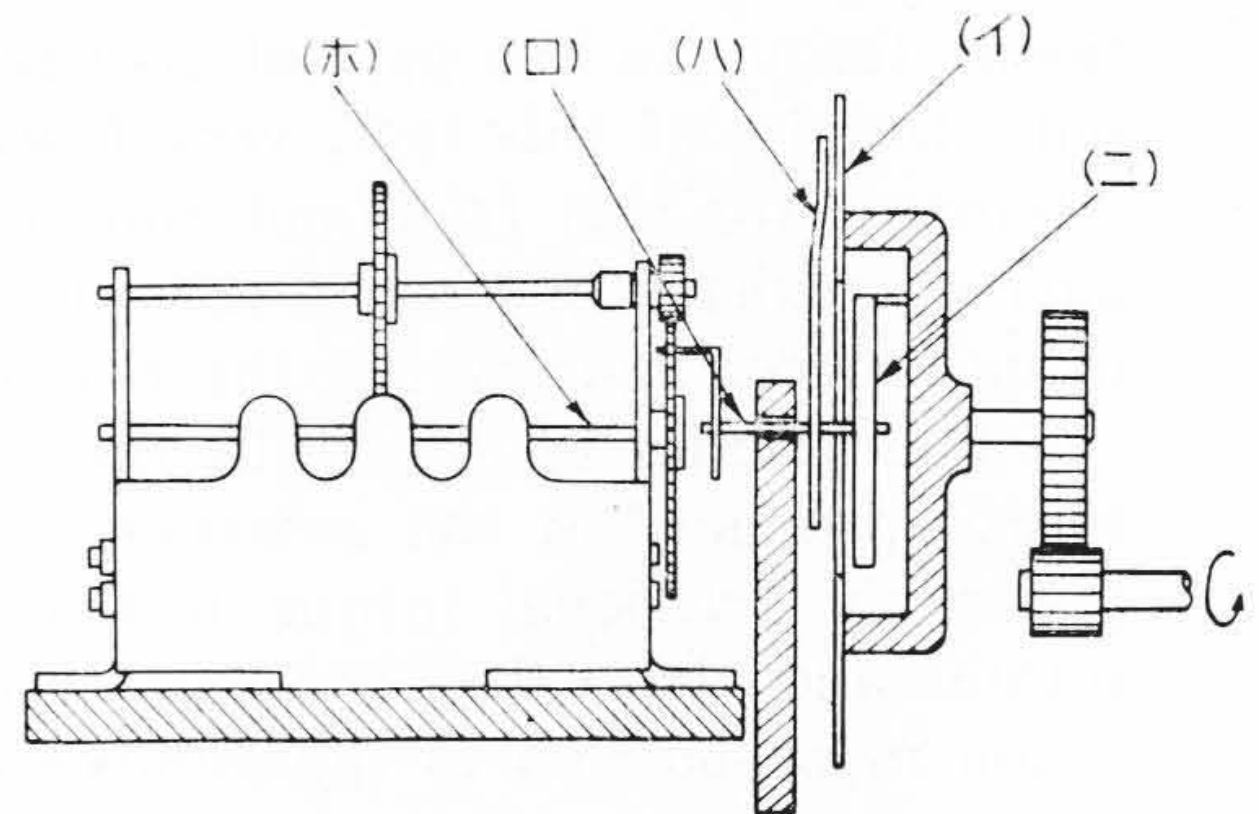
以下測定器の紹介および測定値の報告、さらに計量器事故の解析ならびに減摩用給油について述べる。

### 〔II〕 摩擦回転力測定器

積算電力計の摩擦回転力は非常に小さい量で、従来惰走法<sup>(4)</sup>あるいは振子法<sup>(5)</sup>などが利用されている。しかし前者の方法は実際使用状態とははなはだしく回転速度が違うところで、しかもある時間内の摩擦回転力の平均しか求められない。また後者の方法は歯車噛合せのある限られた局部一点についての状態しか求められない。実際の摩擦回転力は回転速度によつて違うことは勿論、回転中の歯車の噛合状態各箇所により可成り違うものであるから、計器の実際に近い状態における摩擦回転力を測定しなければ実情から遊離する虞がある。

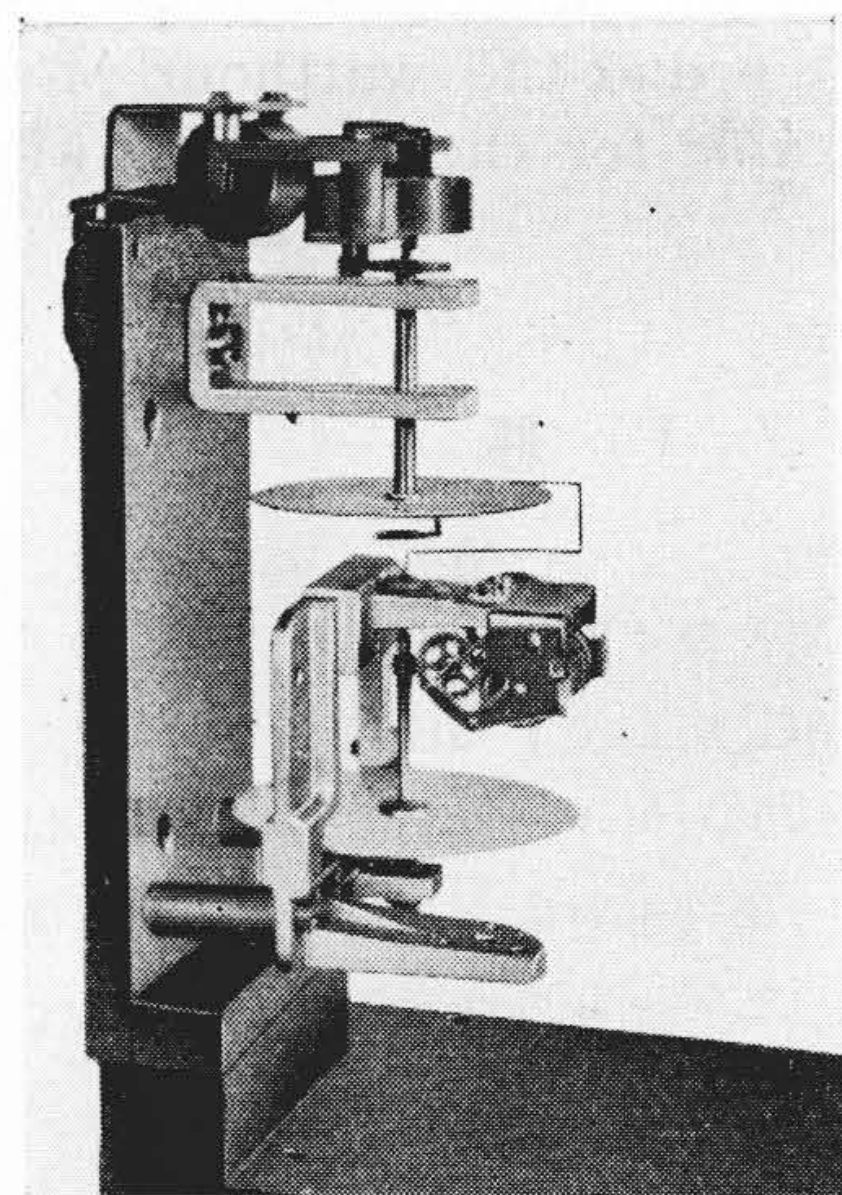
今回使用した測定器は一種の捩れ回転力計で Ziemendorff の方法<sup>(6)</sup>をさらに改良したもので構造の概要を第3図に示す。図にて (イ) は目盛板でモータにより所定の速度で駆動される。(ロ) は中間軸で一端はヘヤスプリング (ニ) を介して目盛板に直結され、他端は被測定軸に連結される (ハ) は指針で中間軸に固定されている。(ホ) は被測定軸である。

被測定軸および中間軸に抵抗回転力がなければ目盛板の回転は位相差なくそのまま伝えられるが、被測定部分に抵抗 (摩擦) の回転力があるときはヘヤスプリングの捩れ回転力と平衡するまで位相がづれて回転が伝えられ



第3図 摩擦回転力測定器説明図

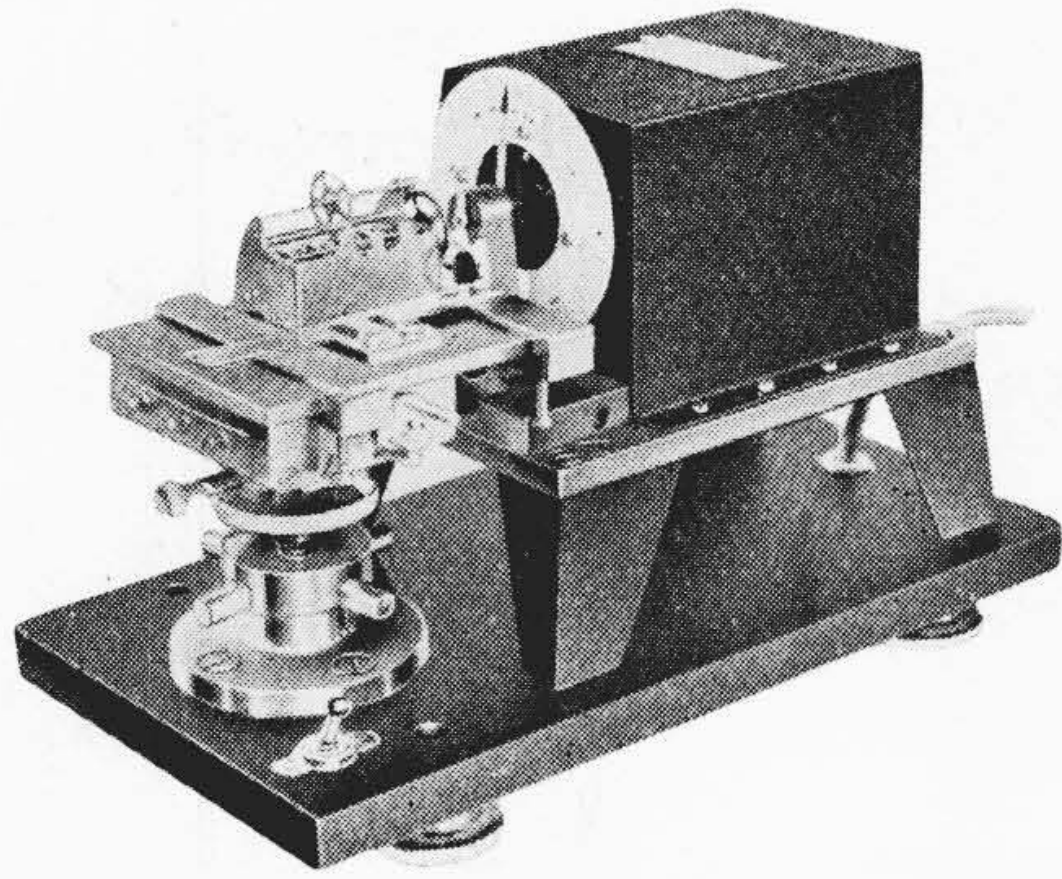
Fig.3. Diagram of Apparatus for Investigating the Frictional Torque of Watt-hour Meter Register



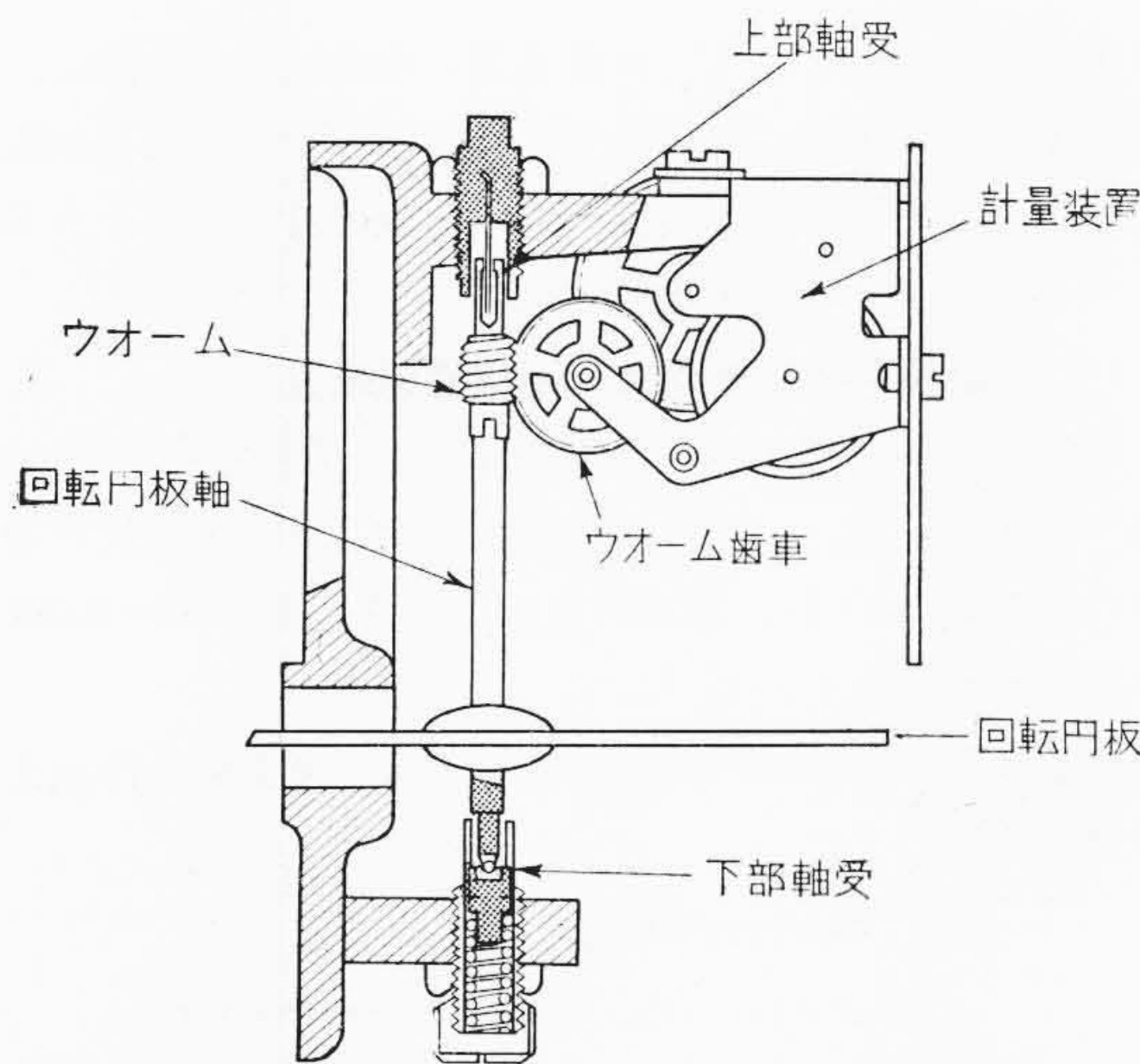
第4図 回転機構部摩擦回転力測定器

Fig.4. Apparatus for Investigating the Frictional Torque of Rotating Part





第5図 計量装置摩擦回転力測定器  
Fig.5. Apparatus for Investigating the Frictional Torque of Register



第6図 積算電力計回転機構部  
Fig.6. Schematic Diagram of Rotating Part of Watthour Meter

る。この振れ回転力を数値的に測定して目盛板に目盛っておけば回転中の指針の位置で被測定体の抵抗（摩擦）回転力を直読することができる。

測定器の工作上の注意、適当なヘヤスプリングの選定と取扱の熟練により 0.002 g-cm 以上の精度で摩擦回転力を測定することが可能である。第4図に積算電力計回転機構部全体の摩擦回転力測定器、第5図に計量装置の摩擦回転力測定器の外観を示す。

### 〔III〕 回転円板軸に作用する摩擦回転力

積算電力計の回転機構部はいずれも上下部軸受にて支えられた回転円板軸の回転を歯車結合により計量装置に伝える構造をとっている。この構造において摩擦回転力を発生する部分としては上下部軸受部および計量装置部

第1表 回転子軸軸受部の摩擦回転力測定値  
Table 1. Frictional Torque at the Bearing Parts of Rotor Shaft

	静止摩擦回転力 (g-cm)	動摩擦回転力 (g-cm)
最大値	0.0026	0.0022
最小値	0.0016	0.0012
平均値	0.0020	0.0018

第2表 ウォームとウォーム歯車間の摩擦回転力測定値

Table 2. Frictional Torque between the Worm and Wormwheel

	静止摩擦回転力 (g-cm)	動摩擦回転力 (g-cm)
最大値	0.0018	0.0015
最小値	0.0014	0.0010
平均値	0.0016	0.0013

第3表 回転機構部全体の摩擦回転力測定値  
Table 3. Frictional Torque all Over the Rotating Mechanism

	静止摩擦回転力 (g-cm)	動摩擦回転力 (g-cm)
最大値	0.0066	0.0050
最小値	0.0033	0.0030
平均値	0.0045	0.0039

に分けられ、さらに計量装置部分を回転子軸と噛合連結部分と数字車を含む一連の歯車列の機構部に分られる。

前述の測定器により第6図に示すごとく構造を有する同一型の積算電力計 10 箇について各部の摩擦回転力を測定した結果を第1表～第3表に示す。ここに静止摩擦回転力とは静止状態からまさに回転状態に移らんとする臨界の摩擦抵抗によるもので、また動摩擦回転力とは回転部分の動作中の摩擦抵抗によるものである。第2表のウォームとウォーム歯車間の摩擦回転力は両歯車の噛合いの部分の摩擦抵抗によるものとウォーム歯車軸の軸受部の摩擦抵抗による逆回転力との和である。これは同一計器についてもウォームとウォーム歯車の噛合の度合によつて多少違い、エンボリユート歯型の場合はピッチ円で噛合うより約 3/4 程度浅く噛合せたときの方が最も小さい値を示した。この表は噛合の良好な状態にして測定した値である。第4表(次頁参照)は回転円板軸に作用する全摩擦回転力とその分布を測定した値であつて、表から計量装置が占める割合が非常に大きいことがわかる。さらに計量装置の摩擦抵抗は歯車比により異り、現字型



第4表 摩擦回転力分布とその割合  
Table 4. Distribution of Frictional Torque (Measured Values and Rate for the Total Value)

摩擦部分	静止摩擦回転力		動摩擦回転力	
	測定値 (g-cm)	割合 (%)	測定値 (g-cm)	割合 (%)
回転円板軸受部	0.0020	45	0.0018	46
計量装置 ウオームとウオーム歯車軸	0.0016	35	0.0013	34
ウオーム歯車軸以外の部分	0.0009	20	0.0008	20
合計	0.0045	100	0.0039	100

(注) 計量装置の総歯車比は 2,000

第5表 新計量装置の摩擦回転力測定値  
Table 5. Frictional Torque of New Register

区分	総歯車比	計算値 (g-cm)	測定値 (g-cm)	
			静止摩擦回転力	動摩擦回転力
現字型	500	0.045	0.089	0.065
	1,200	0.039	0.053	0.048
	2,000	0.037	0.043	0.034
	4,000	0.034	0.035	0.028
指針型	1,200	0.020	0.030	0.020

(注) 数値はウオーム歯車軸に対してのもので回転円板軸におよぼす回転力はウオーム部分の歯車比倍になる。

第6表 各種旧計器の摩擦回転力測定値  
Table 6. Frictional Torque of Old Register

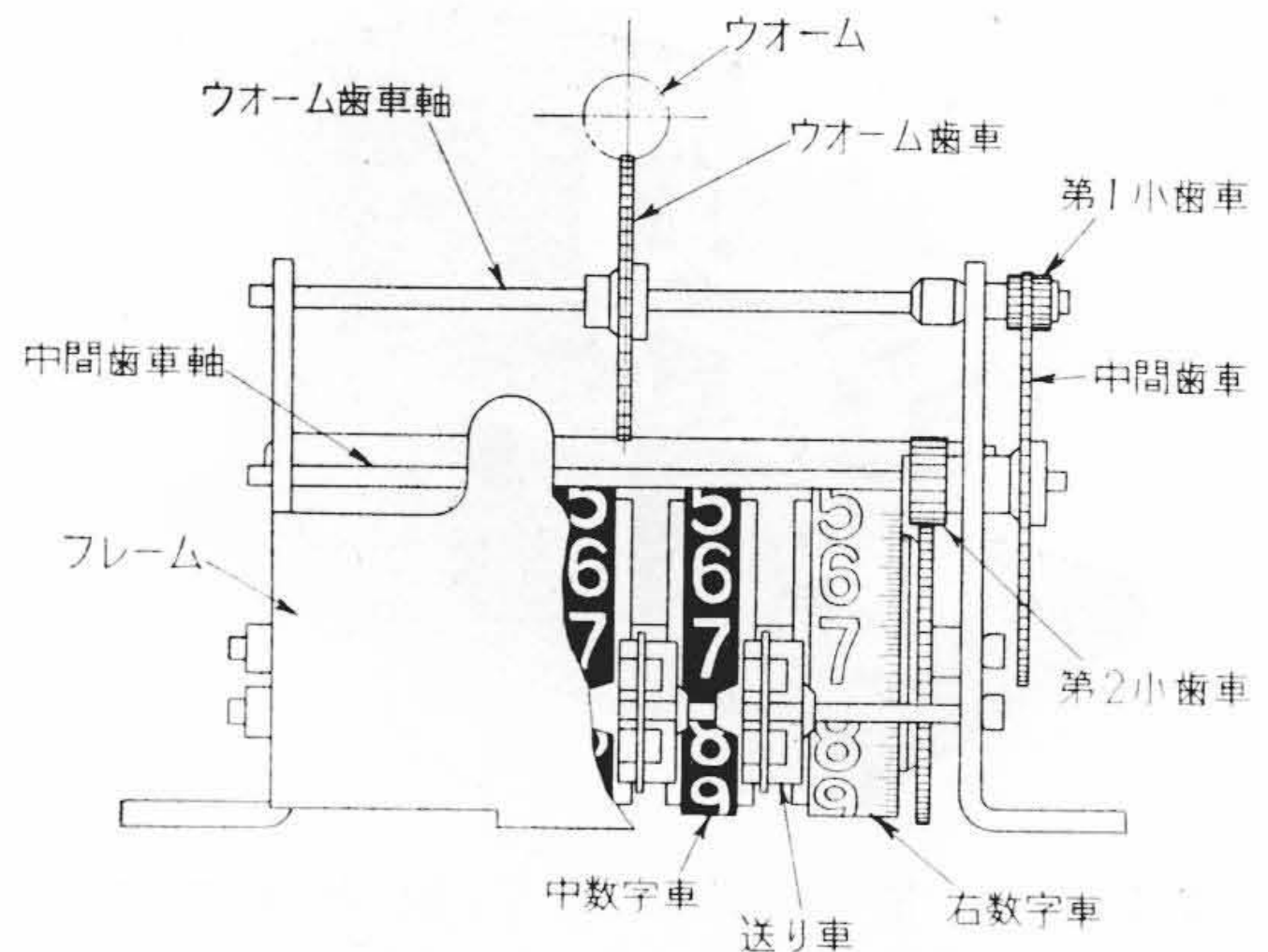
製造者および型名	歯車比	静止摩擦回転力 (g-cm)	動摩擦回転力 (g-cm)	測定筒数 (筒)
シーメンス W-8	375	0.160	0.060~0.100	2
シーメンス D-9 A E G Lig	480	0.142~0.220	0.010~0.200	2
シーメンス D-9				
ランダス CE	2,400	0.031~0.034	0.024~0.030	2
ランダス CE	4,800	0.014~0.016	0.014~0.018	2
ランダス CB	5,000	0.077~0.086	0.050~0.060	2
サンガモ S-2 (指針型)	2,000	0.020	0.005~0.010	1

(注) 回転円板軸におよぼす回転力はウオーム結合部分の歯車比倍になる。

の場合は数字車の繰り上り時に大きな変化を考えると考えられたので、計量装置の種類および動作時の摩擦回転力の測定を行った。

〔IV〕 計量装置の摩擦回転力

計量装置は円板軸の回転数を一連の歯車列を経て数字車あるいは目盛板の指針に伝える機構で積算電力計の定格容量により総歯車比を異にしている。第7図に現字型



第7図 現字型計量装置  
Fig.7. Cyclometer Type Register

計量装置の一例を示す。計量装置の摩擦回転力の測定は便宜上中間歯車軸にて測定した。したがって実際に回転円板軸に作用する摩擦回転力は測定値に対してウオームとウオーム歯車の歯車比倍になる。

(1) 計量装置の総歯車比と摩擦回転力

回転円板軸に連結される歯車列の歯車比をそれぞれ  $r_0, r_1, r_2, \dots, r_n$  とすれば総歯車比はこれら歯車比の逆数の積で表わされ、通常計量装置の構造上 250~6,000の間が使用されている。

計量装置の円板軸の歯車に連結される歯車軸に作用する摩擦回転力  $\tau$  は

$$\tau = [\tau_0 + \tau_1 r_1 + \tau_2 r_1 r_2 + \dots + \tau_n r_1 r_2 \dots r_n] + [\mu_1 \tau_1 r_1 + \mu_1 \mu_2 \tau_2 r_1 r_2 + \dots + \mu_1 \mu_2 \dots \mu_n \tau_n r_1 r_2 \dots r_n] \dots (1)$$

で表わされる(7)。ここに

$\tau_0, \tau_1, \dots$ などは各歯車軸に作用する摩擦回転力

$\mu_1, \mu_2, \dots$ などは各歯車の歯間の摩擦係数である。

式から総歯車比が大なるものほど第2項以下の影響は少くなるのがわかる。

実際の製品について軸受部分の摩擦係数および  $\mu$  値を 0.2(8) と仮定して求めた計算値および総歯車比を異にする実際の製品各 10 筒について実測した値を第5表に示す。さらに旧品の各種計量装置について摩擦回転力を測定した結果を第6表に示す。実測値は新旧製品とも総歯車比の減少とともに摩擦回転力は増加し、総歯車比が 2,000 以下においてこの傾向が著しく 2,000 から 6,000の間は顕著な変化は認められず理論と合致している。

本試験に使用した旧計器は約 20 年前から極く最近まで使用されてきたものである。この間検満期ごとに修理調整の手が何回も加えられておられると思われる。新品当時の成績が不明なので使用中に摩擦の増加した量など細目



はわからないが現品はいずれも現在の新品計器に比して約1.5~2倍くらいの摩擦回転力があることがわかる。

(2) 現字型計量装置の数字車繰り上り時の摩擦増加

現字型計量装置においては最下位の数字車は常時歯車連絡により回転されるが、他の数字車(4筒)は数字の繰り上り時のみ連結駆動され、通常は連動から遊離されている。また9.9から10.0,あるいは99.9から100.0のように積算数値の桁数が変わるときは2筒以上の数字車が同時に噛み合い駆動される。この繰り上り時には計量装置全体の摩擦回転力は増加し、しかも同時繰り上り筒数により著しい変化がある。また繰り上り状態における摩擦回転力は計量装置の総歯車比によっても異なるので各種計量装置について実測した結果を第7表、第8表および第8図に示す。表および図から数字車繰り上り時の摩擦回転力は同時噛み合い筒数に対し直線的に増加し、総歯車比の小さいものほどその勾配は急で、また図から総歯車比が2,000以上のものは増加の割合はほぼ一定であるが2,000以下のものは総歯車比の減少率に反比例して増大

第7表 新計量装置における数字車繰り上り時の摩擦回転力測定値

Table 7. Frictional Torque at Digit Wheel Advancing in New Watthour Register

総歯車比	繰り上りのないとき (g-cm)	繰り上り時の摩擦回転力 (g-cm)			
		1筒繰り上り	2筒繰り上り	3筒繰り上り	4筒繰り上り
500	0.065	0.100	0.192	0.270	0.365
1,200	0.048	0.078	0.098	0.135	0.180
2,000	0.034	0.048	0.070	0.084	0.090
4,000	0.027	0.043	0.055	0.065	0.076

(注) 数値はウォーム歯車軸から見たものであつて回転円板軸におよぼす回転力はウォーム結合部分の歯車比倍になる。

第8表 旧計量装置における数字車繰り上り時の摩擦回転力測定値

Table 8. Frictional Torque at Digit Wheel Advancing in Old Watthour Meter

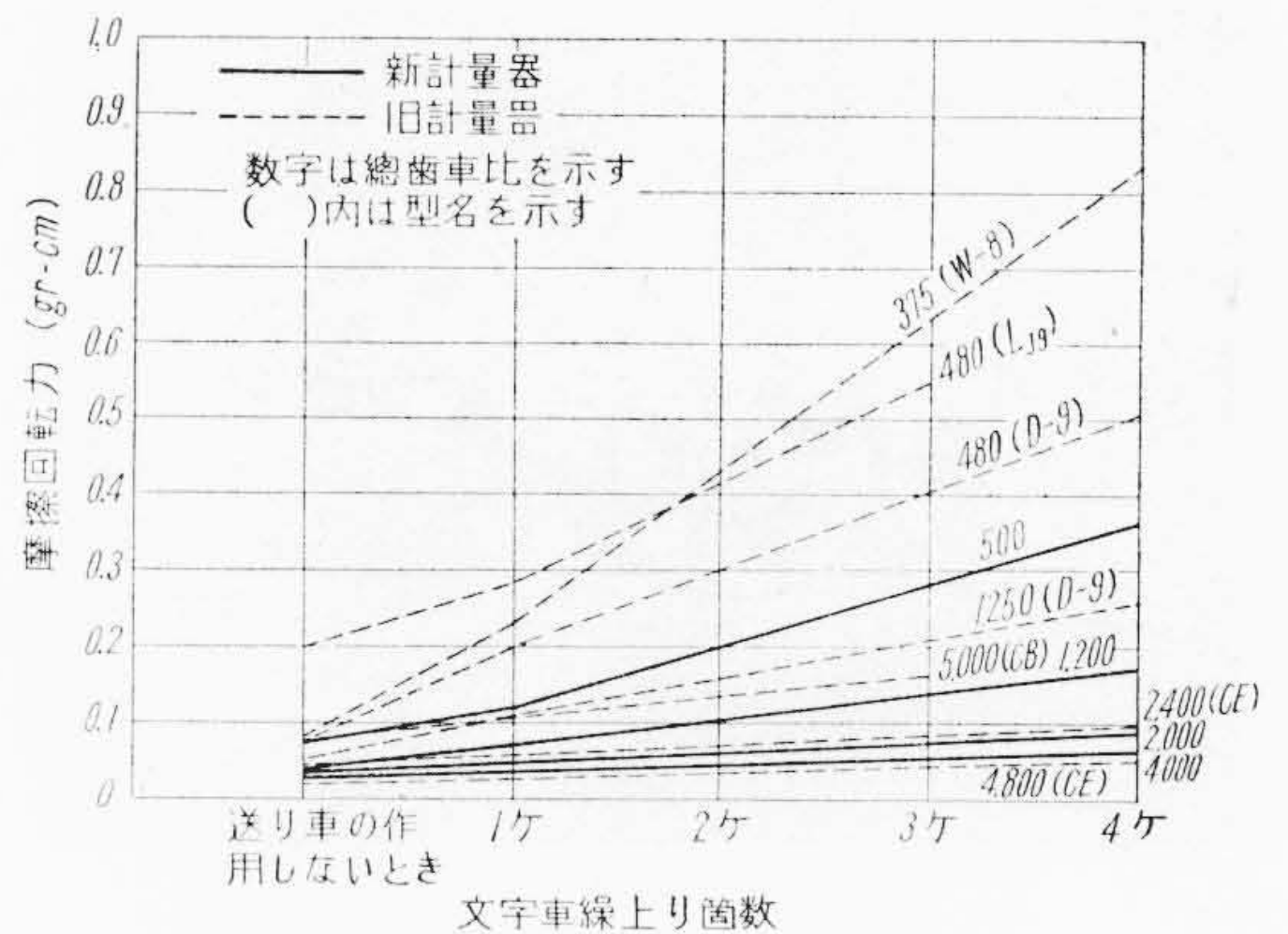
型名	総歯車比	繰り上りのないとき (g-cm)	繰り上り時の摩擦回転力 (g-cm)			
			1筒繰り上り	2筒繰り上り	3筒繰り上り	4筒繰り上り
シーメンス W-8	375	0.080	0.250	0.370	0.620	0.840
シーメンス D-9	480	0.075	0.200	0.300	0.400	0.500
A E G Lig	480	0.200	0.275	0.440	0.560	—
シーメンス D-9	1,250	0.070	0.101	0.180	0.195	0.250
ランダース CE	2,400	0.032	0.032	0.074	0.080	0.095
ランダース CE	4,800	0.016	0.016	0.032	0.039	0.042
ランダース CB	5,000	0.055	0.055	0.141	0.160	—
ランダース CB	6,000	0.075	0.075	0.100	0.200	—

(注) 数値はウォーム歯車軸から見たもので回転円板に作用する量はこの数値のウォーム歯車比倍になる。

する傾向が認められる。

数字車の繰り上り時には特に旧計器において非常に大きな摩擦回転力の状態が現れて回転円板の運動を停止せしめ、いわゆる不回転事故を引き起こすことがある。この事故は積算電力計としては致命的であるが電気的特性が著しく改良された昨今においても減少してないと聞く。元来現字型計量装置については欧米始め日本でも40年来同様の構造を採用していながら構造的検討の文献も少いようである。これは事故であつて定常の摩擦回転力の範囲外であるが数字車の繰り上り時の摩擦回転力と密接な関係があるので検討した。

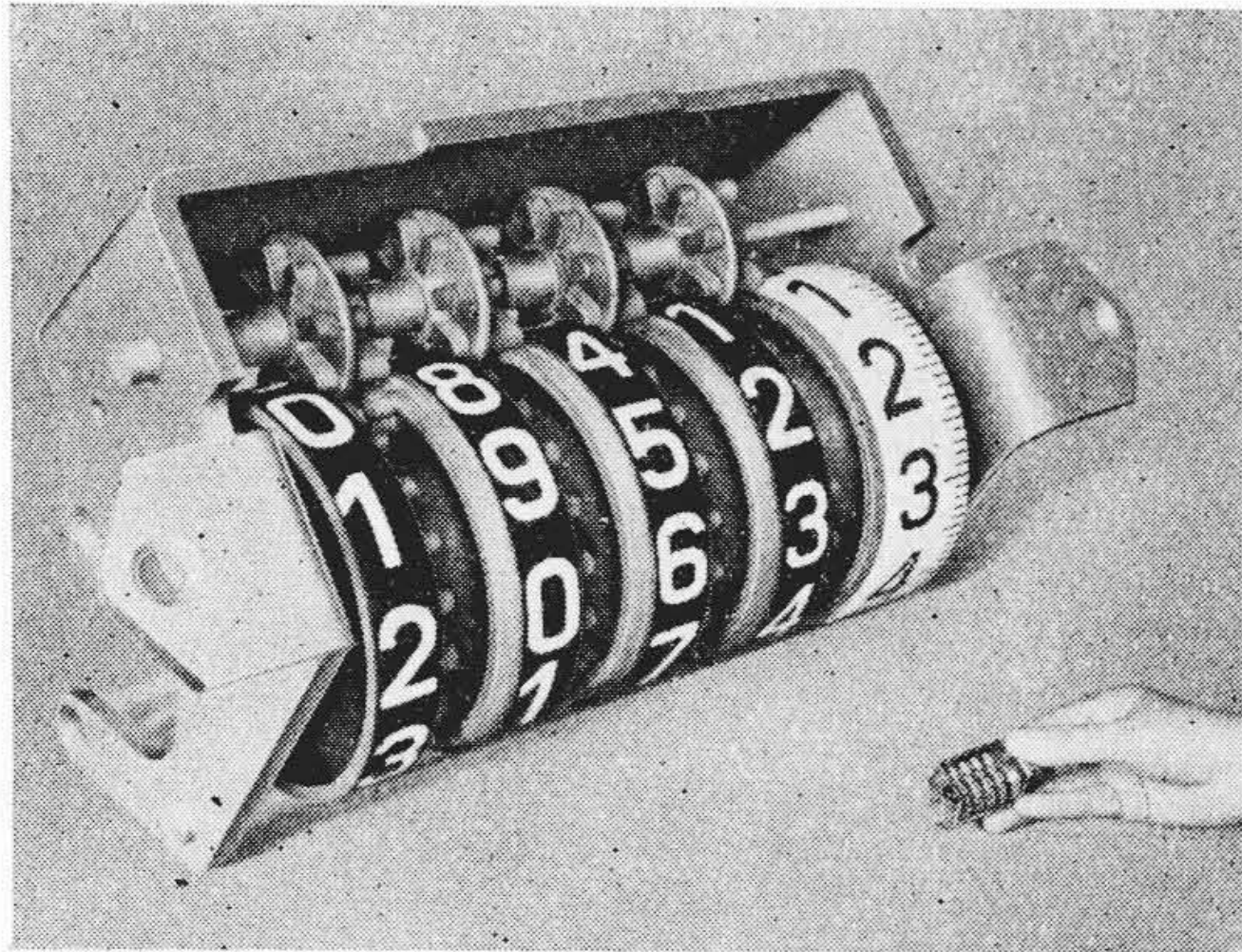
われわれは現字型計量装置を研究するため実際のものは非常に小さいので実物の10倍に拡大した模型を作り(第9図および第10図参照(次頁参照))検討した。第11図(次頁参照)は通常用いられている歯先が円形をなして



第8図 現字型計量装置の数字車繰り上り時の摩擦回転力

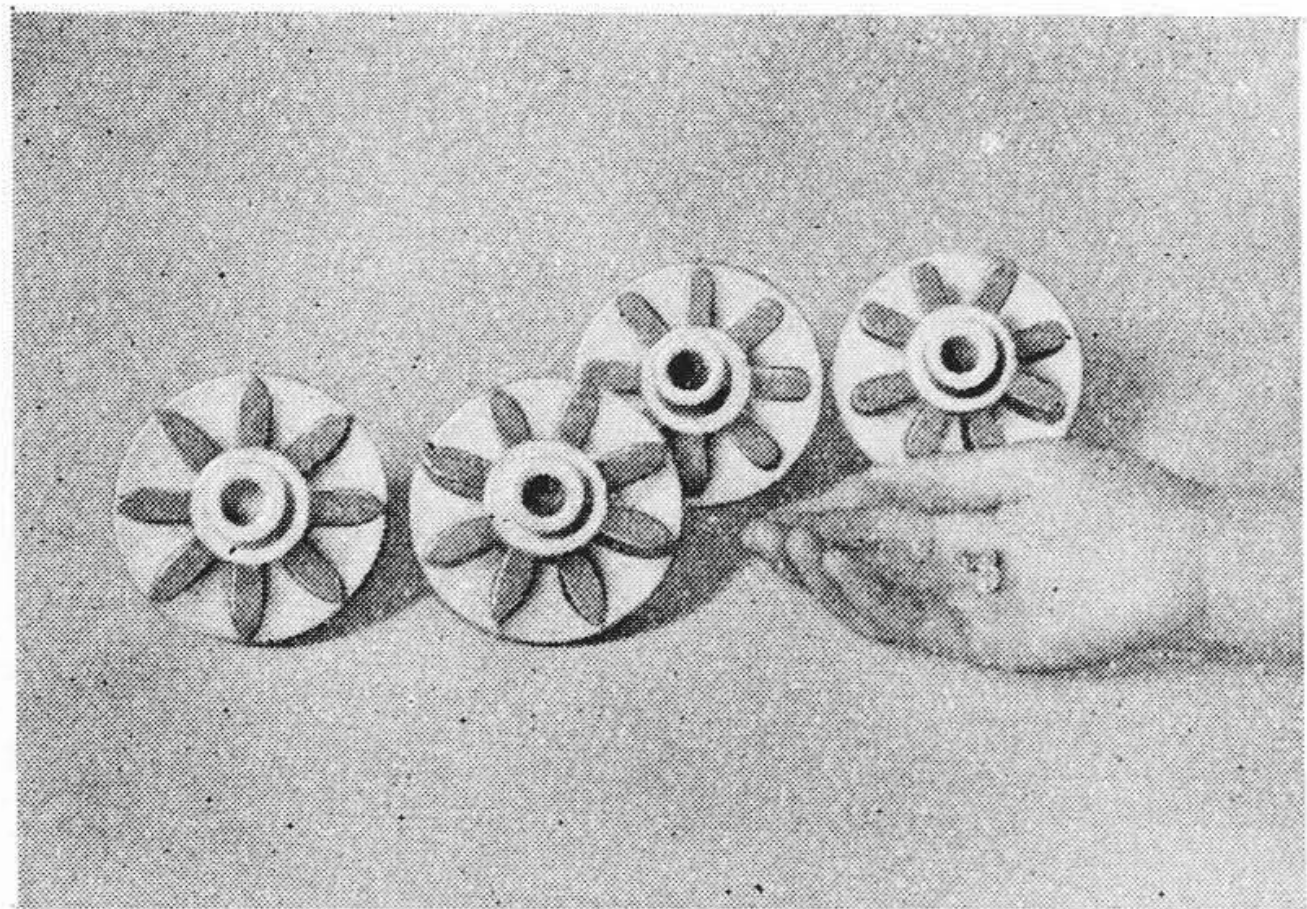
Fig. 8. Frictional Torques at the Point of Changing Figure on the Digit Wheel in Cyclometer Type Register





(注) 右側の手に持っているのが実物である

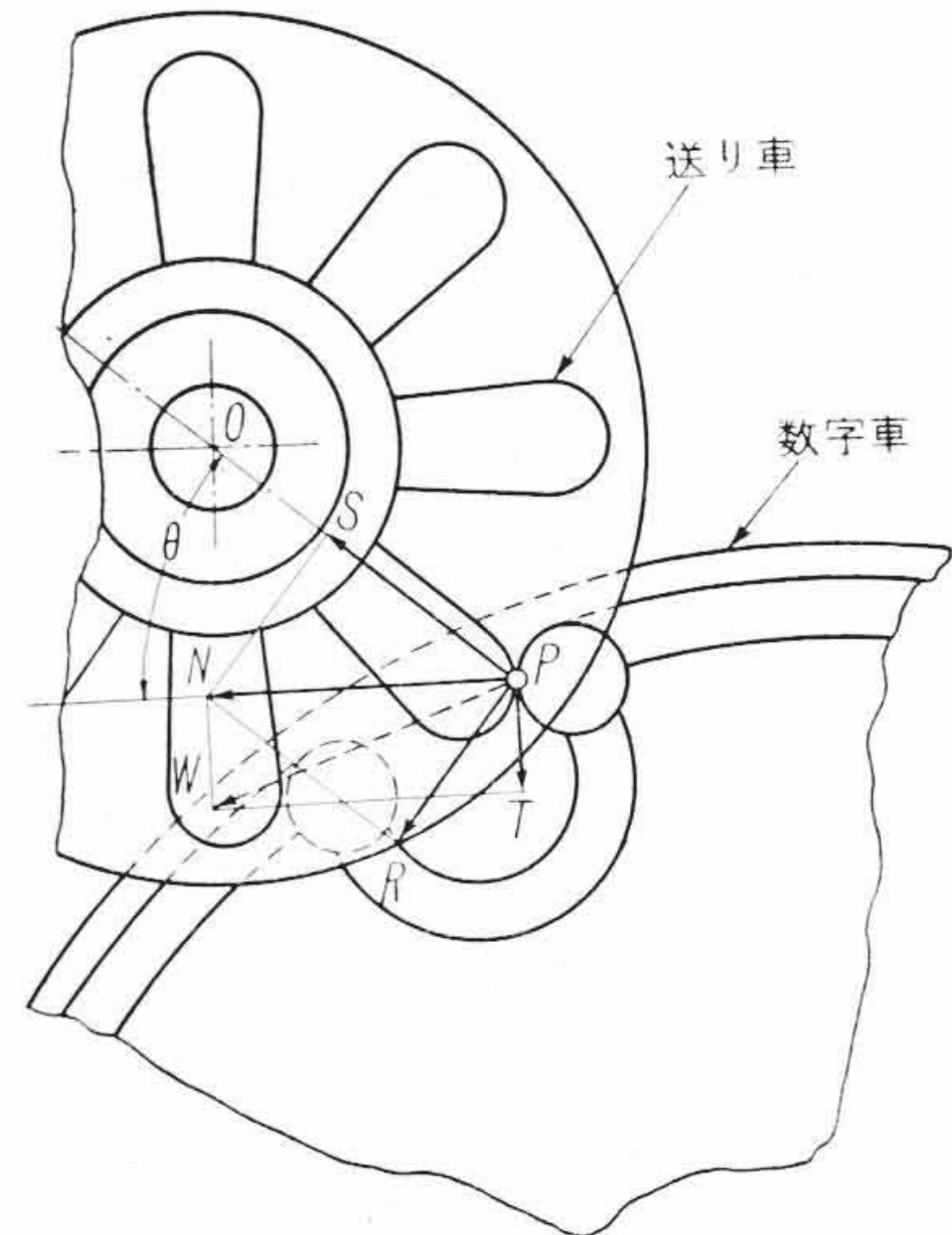
第9図 現字型計量装置の拡大模型  
Fig.9. Enlarged Model of Cyclometer Type Register



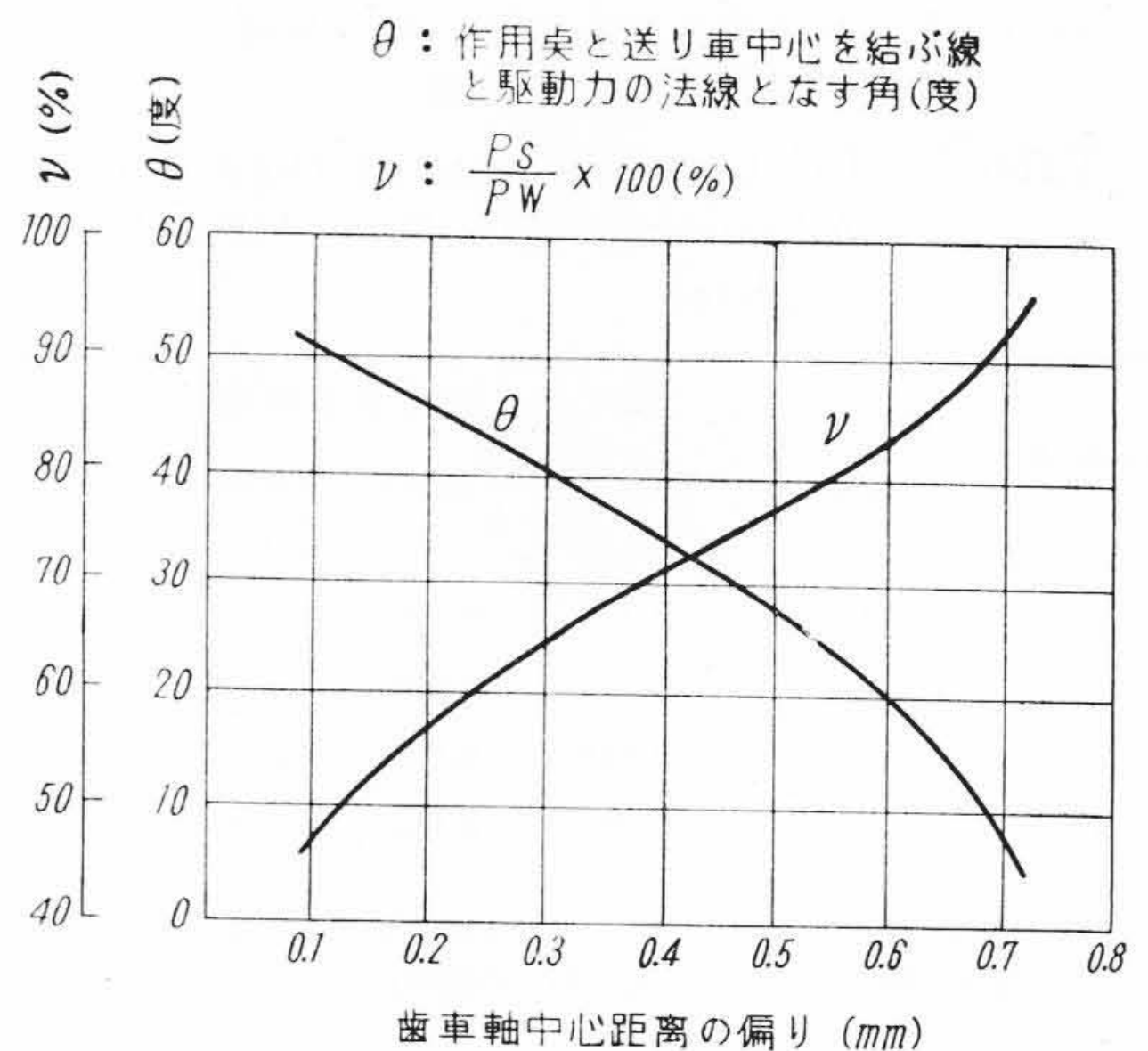
(注) 右側掌中のもの実物である

第10図 送り車の拡大模型  
Fig.10. Enlarged Model of Pinions of Cyclometer Type Register

いる数字車および送り車の回転力を伝達するときの力の関係を示す一例である。図のP点は送り車に対する最初の作用点で駆動回転力PWは歯面に対し法線分力PN, さらに歯車中心に向うPSなる分力を生ぜしめる。分力PSは送り車の軸に対して横圧力として歯車軸間を拡げる作用をする。またPSはP点の位置, いかえれば両歯車の中心距離の函数で, 駆動回転力との比  $\frac{PS}{PW}$  と中心距離の偏りの量との関係を第12図に示す。歯車自体は小さいので歯車軸間の工作上的誤差内でもかなりの差があり, もし歯車の噛合部に局部的変形あるいは磨耗部があると中心距離を拡大したと同様の効果を呈し, 横圧力PSの量は異常な数値となり, 軸を曲げるにおよびさらに増加し, ついに噛合いを固着させて回転円板の運動を停止せしめ, あるいは噛合いを一駒外していわゆる半読の事故を起させるものと考えられる。以上の理論は現字型計量装置の不回転, 半読事故のすべての原因であるとは



第11図 数字車繰り上り時の連動機構  
Fig.11. Diagram of Driving Force between Digit Wheel and Pinion



第12図 歯車中心距離の偏りと送り車軸に対する圧力の関係  
Fig.12. Relation between Gear Distance and Force Towards Pinion Shaft

いい難いが, 実際の故障現品を調べてもこの原因と推定されるものが大部分である。両歯車間の軸間距離の選定, 歯車の材質および歯型の設計, さらに歯面の検査により上記悪質な事故は防止しうる筈で日立製作所では計量装置の構造を検討し, 所要の材料の採用, 歯型を研究改良し数年来実施している。

(3) 計量装置各部の摩擦回転力

計量装置の摩擦回転力の分析は(1)式で表わされるが第2図のごとき総歯車比2,000の現字型計量器について



第9表 計量装置各部の摩擦回転力分布の一例  
Table 9. Distributions of Frictional Torques in Cyclometer Type Register

区 分	計 算 値 (g-cm)	測 定 値 (g-cm)	
		静止摩擦回転力	動摩擦回転力
ウォーム歯車軸軸受	0.031	0.030	0.023
中間歯車軸(含歯車 噛合)	0.003	0.002	0.002
最低位数字車(含歯車 噛合)	0.003	0.011	0.009
計	0.037	0.043	0.034

(注) この数値はウォーム歯車軸に作用するもので、回転円板軸に対してはウォーム、ウォーム歯車の歯車比倍になる。

計算および実測を試みた。この計量装置の構造においては数字車の繰り上りのない状態での摩擦回転力は

$$\tau = \tau_0 + (1 + \mu)\tau_1 r_1 + (1 + \mu^2)\tau_2 r_1 r_2 \dots (2)$$

で表わされる。第1項はウォーム歯車軸の軸受部の、第2項は中間歯車軸の、第3項は数字車のそれぞれウォーム歯車軸に対する摩擦回転力である。計算値および実測値を第9表に示す。実測値は同じ構造のものを5箇についての平均値で、箇々のものはかなり測定値に差があるが平均値は計算値に近似の値となつている。表から実際にもウォーム歯車軸の占める摩擦回転力の割合は非常に大きい、また数字車の影響もかなりある、数字車の重量を軽減することは摩擦にも磨耗にも効果があることがわかる。近時大文字数字車現字型計量器の要求があるが、摩擦回転力の低減および磨耗の点からは有利ではない。日立製作所ではこの種計量装置に対しては計器の駆動回転力の増加と潤滑材の選定により計器の精度の保持をはかっている。

### [V] 給油による減摩擦効果

#### (1) 給油による摩擦回転力の変化

潤滑油を使用して計量装置の各部の減摩および軸受部材料の発錆防止をすることはどこでも行われていることであるが、給油による摩擦回転力の変化を測定した。新製品の計量装置の場合は給油によつて顕著な変化は認められなかつた。それは積算電力計の計量装置のごとく回転力も小さく、かつ軽量の軸受機構では接触部が油膜で被われていれば十分でそれ以上の量を与えても目立つた効果はないためかと思われる。実際新製の計量装置は機械工作および組立作業中にすでに油が附着されて暫くの期間は金属面に油膜が構成されている筈である。

旧計器の場合は給油による摩擦回転力の変化は顕著で、実測の結果は第10表のごとくである。前記第6表と比較して約20~40%の差が認められる。これは最初給油されたものが長年月の間に変質あるいは蒸発飛散して

第10表 各種旧計器用計量装置における給油後の摩擦回転力測定値

Table 10. Frictional Torques of Old Registers Measured after Oiled

製造者および型名	歯 車 比	静止摩擦回転力 (g-cm)	動摩擦回転力 (g-cm)
シーメンス W-8	375	0.090~0.120	0.042~0.063
シーメンス D-9	} 480	0.060~0.130	0.048~0.100
A E G Lig			
シーメンス D-9	1,250	0.042~0.058	0.036~0.049
ランダス CE	2,400	0.034~0.040	0.020~0.030
ランダス CE	4,800	0.009~0.012	0.010~0.012
ランダス CB	5,000	0.048~0.056	0.025~0.041
サンガモ S-2 (指針型)	2,000	0.015~0.020	0.005~0.010

(注) 円板回転軸におよぼす回転力はウォームの歯車比に按分される。

摩擦が増加したためと考えられる。

計量装置に対して給油の可否が論ぜられる場合がある。一般に計量装置の軸受部は遊合間隙が大きいから油膜を失つても動作は続けるが摩擦回転力の変化により計器の精度を低下させるばかりでなく、磨耗を助長し、歯車の噛合の異状を誘致し事故の原因となる虞があるから適量の給油は必要であると考えられる。ただ5~10年にわたる長い検定期間中無給油で使用するものであるから潤滑油としては一二年の保持を対象としている市販の時計油では使用に堪えないばかりでなく、物によつては非常に悪い結果を招致するからその潤滑油は積算電力計用の特殊な油を選定しなければならない。

#### (2) 積算電力計計量装置用潤滑油の必要条件

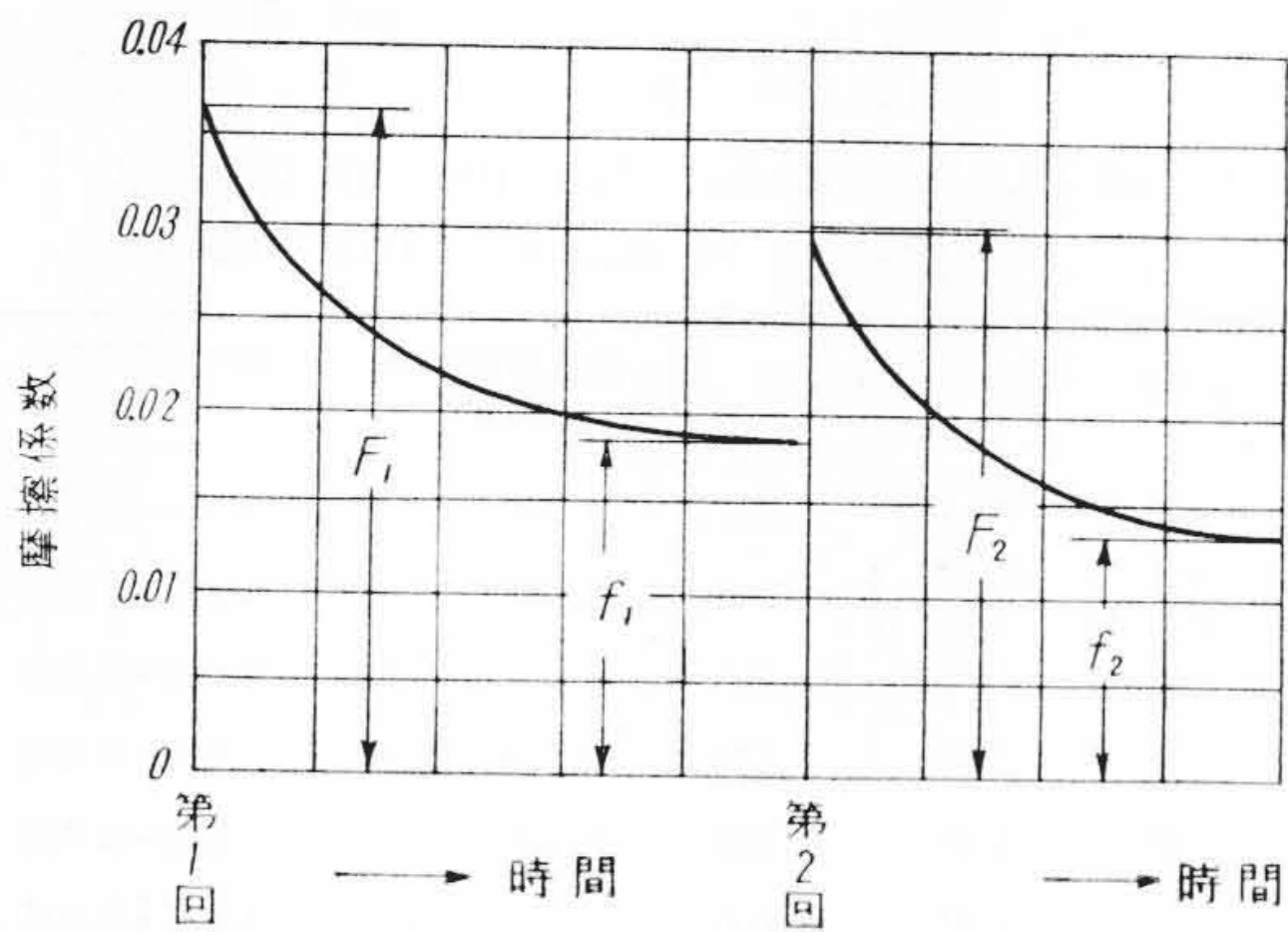
積算電力計の計量装置用潤滑油としては一般に単なる市販の時計油が使用されておるようであるが、積算電力計の使用の特異性から時計などを対象としている油では不十分であつて少くともつぎの諸項目を満足する性能が必要である。

##### (A) 油性が大きいこと。

潤滑油の吸着層で金属の表面を蔽い、滑りのよい薄膜を形成して金属相互の接触部分の摩擦を減ずる性質を油性といい潤滑油としては最も重要な性質である。油性の大小の測定法は色々あるが境界摩擦係数の比較によつて行われる。

曾田式振子型摩擦試験器<sup>(9)</sup>により油の摩擦係数を測定した一例を第13図に示す。運動の始めの摩擦係数(F<sub>1</sub>)はかなり大きい運動の継続とともに低減してほぼ一定の値になる(f<sub>1</sub>)。つぎに一旦運動を停止してしばらくおき再び試験すると最初は前回と同じように大きな摩擦係数(F<sub>2</sub>)を示すが次第に低下して一定の値(f<sub>2</sub>)となり、運動の繰返しごとに同様の変化を行う。これは摩擦面の運動などにより油の摩擦面に対する吸着、配列などが定





第13図 時計油の摩擦係数の変化の一例  
Fig.13. Example of Variation of Frictional Coefficient of Chronometer Oil

常化して摩擦係数が一定になるが、休止により新配列となり、繰り返しの当初は摩擦係数が増加するためである。計量装置用潤滑油としては油性の大きいすなわち上記 ( $F_1$ ) の値の小さいことと同時に ( $F_1$ ) と ( $f_1$ ) の差が少く、かつ繰返しにより摩擦係数の変化が小さいことが必要である。

第11表は現在市販の10種の時計油について摩擦係数およびその繰返しによる変化を測定したもので、資料番号①②および⑥のごときものは計量装置としては満足なものとはいえない。

潤滑油の油性については重荷重の軸受<sup>(10)</sup> に対しては問題にされるが積算電力計の計量装置は軽荷重で油膜破壊の現象は考える必要がなく、境界潤滑状態での摩擦係数の大小を比較すればよい。境界摩擦係数の小さい油は軸受部の運動状態において摩擦損失が少く、発熱量も僅少で乾燥摩擦への移行も回避できる。

(B) 蒸発減量が少いこと。

積算電力計は時計のように1年くらいを対象とすることなく、最短数年間は無給油で使用するものであるから、その期間蒸発により減量しないことが重要である。殊に計量装置は油のつける量に比して表面積がきわめて広く、かつ外気温度の差で空気が入り出すので蒸発減量が問題になる。蒸発減量の大小は一定量を  $98\sim 100^\circ\text{C}$  にて5時間放置したときの減少率によつて比較する。蒸発減量は  $0.2\%$  以下程度が望ましい。(第12表参照)

(C) 粘度特性がよく凝固点が高いこと。

積算電力計は最近屋外取付になったので極寒地においては  $-30^\circ\text{C}$  程度の低温に、また真夏の直射日光の高温に曝される場合がある。この広い温度変化に対して粘性の変化が少く、低温においても凝固しないことが肝要である。凝固点は少くも  $-40^\circ\text{C}$  以下でなければ使用に堪

第11表 時計油の摩擦係数測定値  
Table 11. Frictional Coefficients of Some Chronometer Oils

時計油	摩 擦 係 数			
	$F_1$	$f_1$	$F_2$	$f_2$
①	0.420	0.346	0.409	0.341
②	0.413	0.308	0.385	0.260
③	0.298	0.202	0.277	0.198
④	0.285	0.155	0.241	0.148
⑤	0.426	0.226	0.359	0.209
⑥	0.345	0.191	0.313	0.197
⑦	0.346	0.191	0.254	0.190
⑧	0.360	0.190	0.352	0.168
⑨	0.343	0.185	0.354	0.176
⑩	0.342	0.158	0.236	0.155

第12表 各種時計油の性質の一例 (測定値)  
Table 12. Examples of Some Chronometer Oil Characters

時計油	粘 度 (C.S.)			凝 固 点 ( $^\circ\text{C}$ )	蒸 発 量 (%)
	$-20^\circ\text{C}$	$30^\circ\text{C}$	$50^\circ\text{C}$		
1	2,396	49.25	20.41	-41	0.046
2	1,301	35.98	15.88	-46	0.094
3	477.5	21.55	10.54	-27	0.147
4	1,521	38.96	16.92	-22	0.098
5	1,284	35.76	15.80	-43	0.174
6	1,117	33.29	14.93	-47	0.047
7	—	49.82	20.61	-12	—
8	—	46.50	19.49	-15	—
9	—	47.37	20.61	-13	—
10	—	3.5	2.4	-33	1.34
11	—	—	—	-43	—
12	—	—	—	-42	0.113
13	—	—	—	-47	0.049

えない。第12表は13種類の現用世界各国の時計油について測定したものである。資料番号3, 4, 7, 8, 9あるいは10のごときものは積算電力計計量装置用としては不適當である。

(D) 安定性がよいこと。

油が長期間にわたり酸化あるいは変質することなく安定で潤滑の効果を保持することが必要なのは言をまたない。積算電力計は前述のように外気が入り出すばかりでなく、油の付着量に対して表面積が広いからさほど高い温度でなくとも酸化してガムを生じやすい。安定性の比較は油を高温の酸素気中に放置した場合油渣(スラッジ)の生ずる量および酸価の増加によつて行う。第13表は8



第 13 表 各種時計油の安定度測定値  
Table 13. Results of Stability Test of Some Chronometer Oils

時計油種類	120°C 100 h O <sub>2</sub> 気中 Cu 触媒		95°C 500 h 空気中 触媒なし	
	スラツヂ (%)	酸 価 (KOH mg/g)	スラツヂ (%)	酸 価 (KOH mg/g)
I	0.18	2.20	0.06	0.71
II	0.13	0.52	0.07	0.32
III	0.23	1.46	0.06	0.04
IV	0.14	1.35	0.17	2.91
V	0.25	0.40	—	—
VI	0.38	0.46	—	—
VII	0.27	0.44	—	—
VIII	0.29	0.47	—	—

種類の時計油について銅を触媒として 120°C, 100 時間酸素気中に放置した場合<sup>(11)</sup>および 95°C にて 500 時間空気中に放置した場合の油渣 (スラツヂ) の量および酸価の増加を測定したものである。資料番号 I, III および IV などは積算電力計用としては不適當である。

(E) 酸価が低いこと。

油に酸価が多いと化学的に変質しやすいばかりでなく, 金属部分その他を侵す虞がある。酸価は油 100cc 中に 0.1mg の KOH で滴定中和する酸を含むときを酸価 1 という。時計油は酸価 0.1 以下でなければならない。

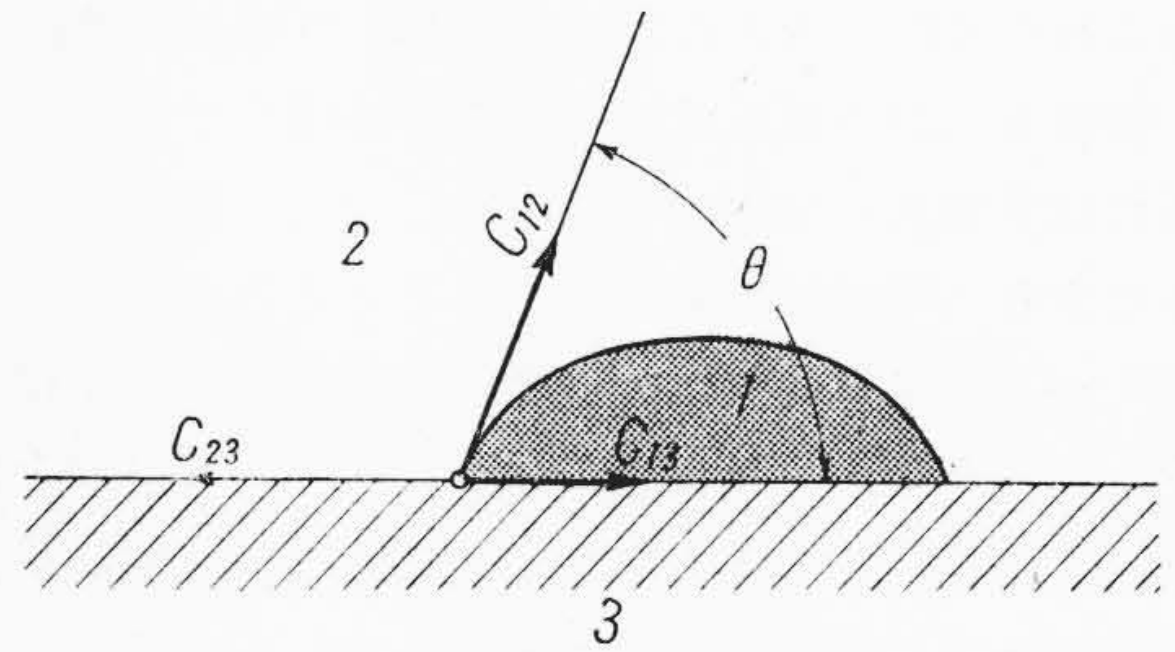
(F) 拡散性が少ないこと。

金属表面に油を一滴落すと始めは第14図のごとく山形に盛り上っているがいつの間にか拡つて消えてしまう。一見蒸発と間違われやすいが, これは油の拡散性によるもので計量装置の潤滑油としては非常に重視せねばならない。

第12図は油滴を金属表面に落した場合油の形状を示す。 $C_{12}$  を液体と空気の表面張力,  $C_{23}$  を液体と金属との附着力,  $C_{13}$  を固体と空気の附着力とすれば

$$C_{12} \cos \theta = C_{23} - C_{13}$$

なる関係が成立する。ここに  $\theta$  は油の金属面に接する縁における垂直面内の油の自由表面に対する切線と金属表面とのなす角で接触角といわれる。油の拡散性はこの接触角と密接な関係があり, 接触角が大きいものは拡散性は少なく, 接触角の小さいものは拡散性が大きく, 時間の経るにしたがい油は金属面を無限に拡がって肝腎の軸受部分は潤滑性が失われて行く。接触角 4~5° 程度のもは短時間でも拡散が認められる。種々試験をしてみた結果計量装置用としては接触角は少くも 10° 以上が必要のようである。最近シリコン油が潤滑剤として使用されているところもあるようであるが, 拡散防止の対策をしたものであることを要する。



第 14 図 金属表面における油滴の表面張力の平衡説明図

Fig. 14. Diagram of Surface Tension of Oil Drop on the Metal Surface

第 14 表 時計油の金属表面に対する接触角

Table 14. Some Examples of Contact Angle of Chronometer Oil for Metal Surface

時計油	接 触 角 (度)	時計油	接 触 角 (度)
a	6	e	18
b	24	f	9
c	10	g	4
d	25		

第14表は現在世界的に有名な欧米時計会社で使用されている時計油について接触角を測定したものであるが, 世界一流の時計に使用している時計油でも積算電力計計量装置潤滑用には不適當なものが相当ある。

積算電力計計量装置用潤滑油としては上記の諸特性が必要で日立製作所では外国および日本で使用されている時計油 14 種類について詳細に性能を試験し, さらに添加剤により特性の改良を研究し, 非常な長期間にわたつて安定な積算電力計専用の潤滑油を選定使用している。

## [VI] 結 言

以上積算電力計の摩擦発生部分のうち, 特に計量装置の摩擦回転力について実状に即した方法にて測定し, その量を数値的にあきらかにした。積算電力計は最近電気的特性は非常に改良され欧米の製品を凌駕する性能にまで進歩した。しかし計量装置および軸受部分の機構的部分についてはかならずしも電気的性能の向上と併行して改良されたとはいえず, 十年一日のごとき観がないでもない。これは電磁気回路は比較的測定が容易で定量的に解析できるが, 機構的摩擦などは測定も困難であり, 量的分析があきらかにされていなかったことに原因していると思われる。今回簡単な測定器で大胆に従来ほとんど発表されていない計量装置の摩擦分析を行った。今



後はこれら実際の活きた数値に立脚して機構的改良を行い、積算電力計の耐久性の向上を計る積りである。

また計量装置に使用する潤滑油については現在でも手近かな市販の時計油を使用しているところが少なくないが、積算電力計は時計などとは使用条件が根本的に違うのであるから無批判に手当り次第の時計油を使用することは危険この上もないことである。今回計量装置の摩擦回転力に関係のある潤滑油について必要な特性を述べ、かつ現在市販の各国の時計油について性能を試験した一例を紹介した。

本研究において製造業者として得難い各種の旧計器の資料を提供して頂いた東京電力配電課に感謝するとともに実験その他について日立製作所日立研究所理博高橋治男氏および多賀工場渡辺鴻一氏の御協力を深謝する。

参考文献

- (1) 宗像, 米岡, 鈴木: 日立評論 31, 4 (1949)
- (2) 宗像: 日立評論 34, 12 (1952)
- (3) 辻田: 日立評論 30, 3 (1948)
- (4) S. Jimbo: Researches of the Electric Technical Labolatory. No. 320, 1931
- (5) 久田: 科学測器学会講演会 (昭 23)
- (6) Dr-Ing Karl Schmiedel: Die Prüfung der Elektrizitäts-Zähler. p. 134
- (7) 足達, 二井田: 東京市電研研報 第3巻第2号
- (8) たとえば機械工作便覧 (昭 19)
- (9) 曾田, 宮田: 東京帝大航研報 第276号
- (10) 足達, 二井田: 東京市電研研報 第3巻第1号
- (11) 高橋: 日立評論 34, 6 (1952)



計器用補償導線

Compensating Lead Wire for Thermo-Couple

計器用補償導線は熱電対温度計が正しい温度を指示するように熱接点と冷接点との間の接続に使用する導線である。

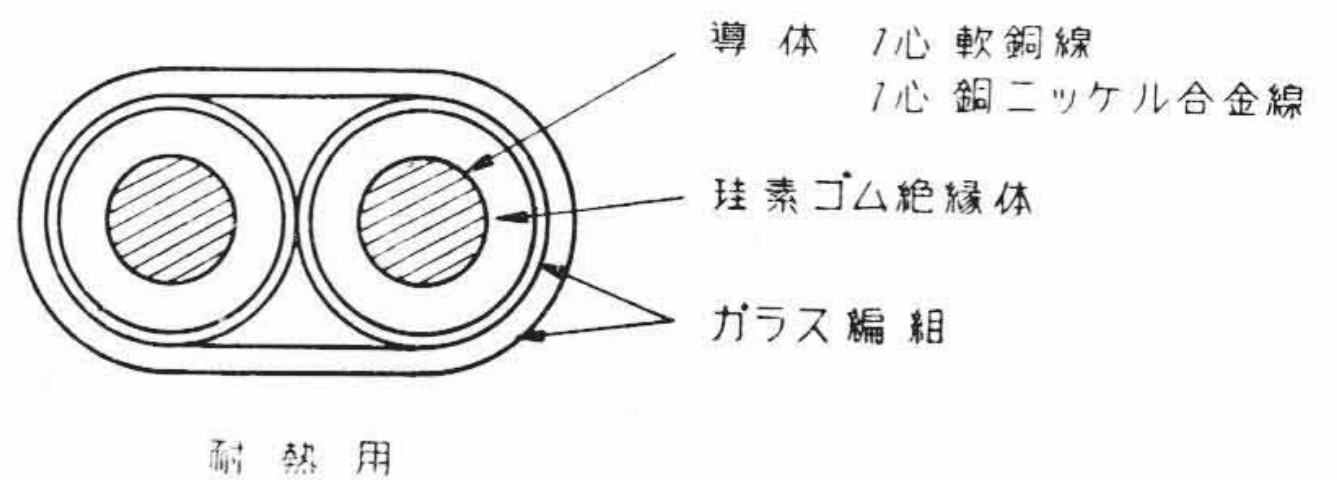
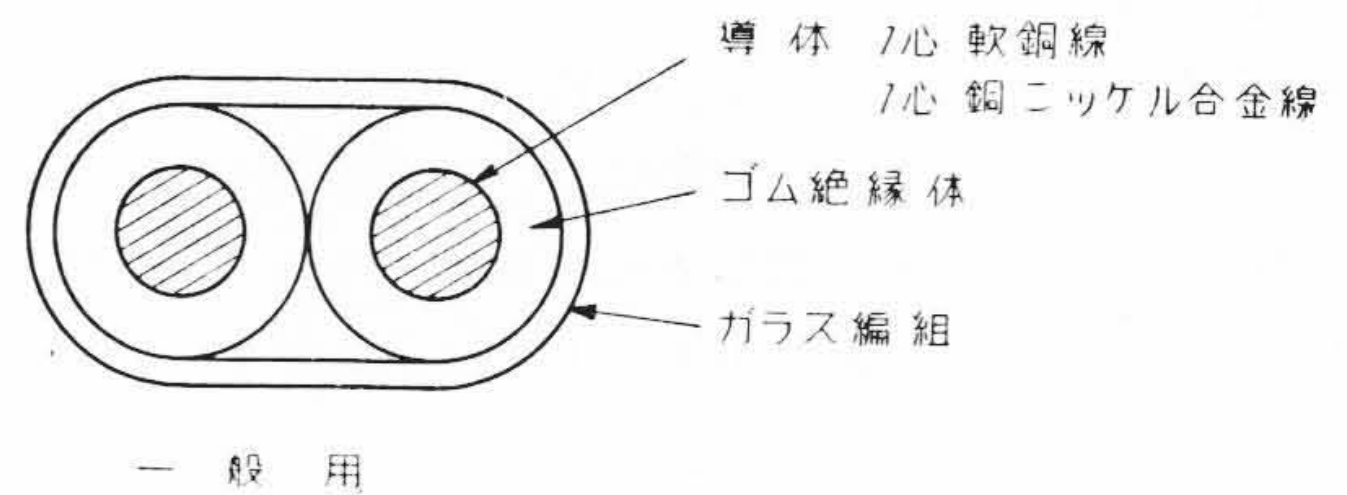
これには白金-白金ロジウム熱電対用とクロメル-アルメル熱電対用の二種類があり、それぞれ一般用と耐熱用に分類される。

構造は第1図および第1表に示すように、導体としては1心は軟銅線他の1心は銅ニッケル合金線を用い、絶縁体としては一般用は天然ゴム、耐熱用は珪素ゴムを使用している。2心を並列にして外部にガラス編組を施している。第2図は補償導線の写真を示す。

第1表 計器用補償導線の種類

Table 1. Classification of Compensating Lead Wire for Thermo-Couple

熱電対	温度	導体	絶縁体
白金-白金ロジウム	一般用	軟銅線および銅ニッケル合金線第1種	天然ゴム
白金-白金ロジウム	耐熱用	軟銅線および銅ニッケル合金線第1種	珪素ゴム
クロメル-アルメル	一般用	軟銅線および銅ニッケル合金線第2種	天然ゴム
クロメル-アルメル	耐熱用	軟銅線および銅ニッケル合金線第2種	珪素ゴム



第1図 計器用補償導線断面図  
Fig.1. Sectional Diagram of Compensating Lead Wire for Thermo-Couple



第2図 計器用補償導線  
Fig.2. Compensating Lead Wire for Thermo-Couple