

# 防 振 ゴ ム の 應 用

大 内 田 久\*

## Some Applications of Rubber Springs

By Hisashi Ouchida

Hitachi Laboratory, Hitachi, Ltd.

### Abstract

For elastic mounting for the prevention of transmission of vibration in electrical apparatus, railway car and bus and radio communication apparatus rubber spring is the most advantageous, because; soft rubber is bonded between two metal plates, its internal friction is large, its stiffness is comparatively small, the vibration in various directions may be prevented and its mounting is very simple.

This paper describes the static and dynamic mechanical properties of rubber for the use of the prevention of mechanical vibration and some applications of rubber springs to various apparatus. From the results of the static and dynamic tests on the mechanical properties of rubber were investigated following facts.

- (1) The hardness of the rubber has a curve relationship to the modulus, which depends upon the composition. From this reason these curves for any compositions of rubber should be prepared by any rubber companies.
- (2) The shape factor, the ratio of load area to the free area has a linear relationship to the static and dynamic modulus and in design of rubber spring the modulus may be decided by the shape.
- (3) Both cylindrical and rectangular type having similar shape factor have similar mechanical properties and strictly speaking the stiffness of rectangular type is somewhat higher than the cylindrical.
- (4) The static modulus increases about 10% when the rubber is sandwiched between two sand papers, and decreases about 10~20% when the load areas are lubricated by grease.
- (5) The dynamic modulus for rubber is about 1.05~1.5 times higher than the static modulus and also it is independent of frequency of the forced vibration.
- (6) The internal friction depends upon the composition and the shape factor and may be considered to be independent to the amplitude and

\* 日立製作所日立研究所

the frequency. As the most common applications, the rubber springs are used with small motor, motor-generators for electrical locomotive, trolley bus and elevator, and radio communication apparatus and flexible coupling, etc. From the results of the tests it was found that the transmission of mechanical vibration was prevented very satisfactorily.

〔I〕 緒 言

最近電氣機械、車輛、無線機等各種の機械の發達とともに振動騒音が問題となる際、防振防響の目的に所謂防振ゴム (Rubber Spring; Schwing metall) の利用が考えはじめられてきている<sup>(1)</sup>。防振ゴムとは金具と金具との間に軟質ゴムを加硫接着し絶縁したものを言い、六方向の自由度を有し軟質ゴムを用い得るため内部摩擦大きく弾性係数が小さく振動や音の吸収がよく且つ機械への取付が簡単である等の特長を有するものである。これは獨逸米國英國において戦争前から發達したもので我國においても戦時中海軍の艦艇に使用されたものである<sup>(2)</sup>。日立製作所においては戦後平和産業の興隆と共に他社に先じて防振ゴムの各種製品の振動騒音防止への活用に着目し研究して來た。現に横濱市電の防振台車、タイル傳達装置、トロリーバス、エレベータ用電動發電機、地下鐵用配電盤、車輛用電動發電機、船用及び車輛用無線機等に應用し良好な成績を収めており、一方日立製作所振動委員會において防振ゴム要覽を發行し各方面への普及に努力している。

從來ゴム弾性の分子論的基礎研究は困難な問題で種々未解決の點があるが、この點については他日の機會にゆづり、本文は主としてゴムを機械振動の防止に用いる際設計上必要と思われるゴムの力學的性質及び振動特性について種々實驗した結果について述べる。即ちゴムの靜的と動的性質の相異、形狀係數と弾性係數の關係、硬度、形狀、配合の影響、荷重面の影響等を明かにし、一方これらのゴムの特長を生かした電氣機械、車輛、無線機等の防振支持効果の實測について述べる。

〔II〕 防振用ゴムの力學的性質

(1) 試 料

防振ゴムは前述の如くゴムが金具に接着されたものであるが、實驗の都合上接着の代りにゴム試料を細

第1表 試 験 片 (1)  
Table 1 Test Pieces. (1)

試験片記號	形 狀	寸 法 mm	形狀係數	シヨア-硬度
A	圓筒型	29.0φ×29.2	0.49	35
B <sub>1</sub> (M <sub>30</sub> )	"	29.2φ×29.1	0.50	44
B <sub>2</sub> (H <sub>30</sub> )	"	29.5φ×29.0	0.51	46.7
C <sub>1</sub>	"	29.2φ×29.2	0.50	50
C <sub>2</sub>	"	29.2φ×29.2	0.50	54
D	"	29.2φ×29.3	0.50	65
H <sub>10</sub>	"	29.5φ×10.2	1.45	45
H <sub>20</sub> (M <sub>20</sub> )	"	29.6φ×19.7	0.75	"
M <sub>40</sub>	"	29.3φ×39.6	0.37	"
H <sub>50</sub>	"	29.5φ×49.3	0.32	"
K <sub>20</sub>	平角型	26.1×26.1×18.5	0.70	"
K <sub>30</sub>	"	26.2×26.2×27.3	0.48	"

第2表 試験片(2) (配合を考えた場合)  
Table 2 Test Pieces. (2)

試験片記號	③	④	⑤	
シヨア-硬度 <sup>0</sup>	47	58	70	
配 合	スモークシート	100	58	70
	硫 黄	2.5	"	"
	亞 鉛 華	5.0	"	"
	ヂベンゾチアゾールヂサルファイト	0.4	"	"
	チ ウ ラ ム	0.1	"	"
	ステアリン酸	1.0	"	"
	アルドールαナフチルアミン	1.0	"	"
カーボンブラツク	2.0	40	70	
寸 法 mm	29.6 <sup>φ</sup> ×29.3	29.7 <sup>φ</sup> ×29.1	29.7 <sup>φ</sup> ×29.7	

〔備考〕 加流溫度 130°C

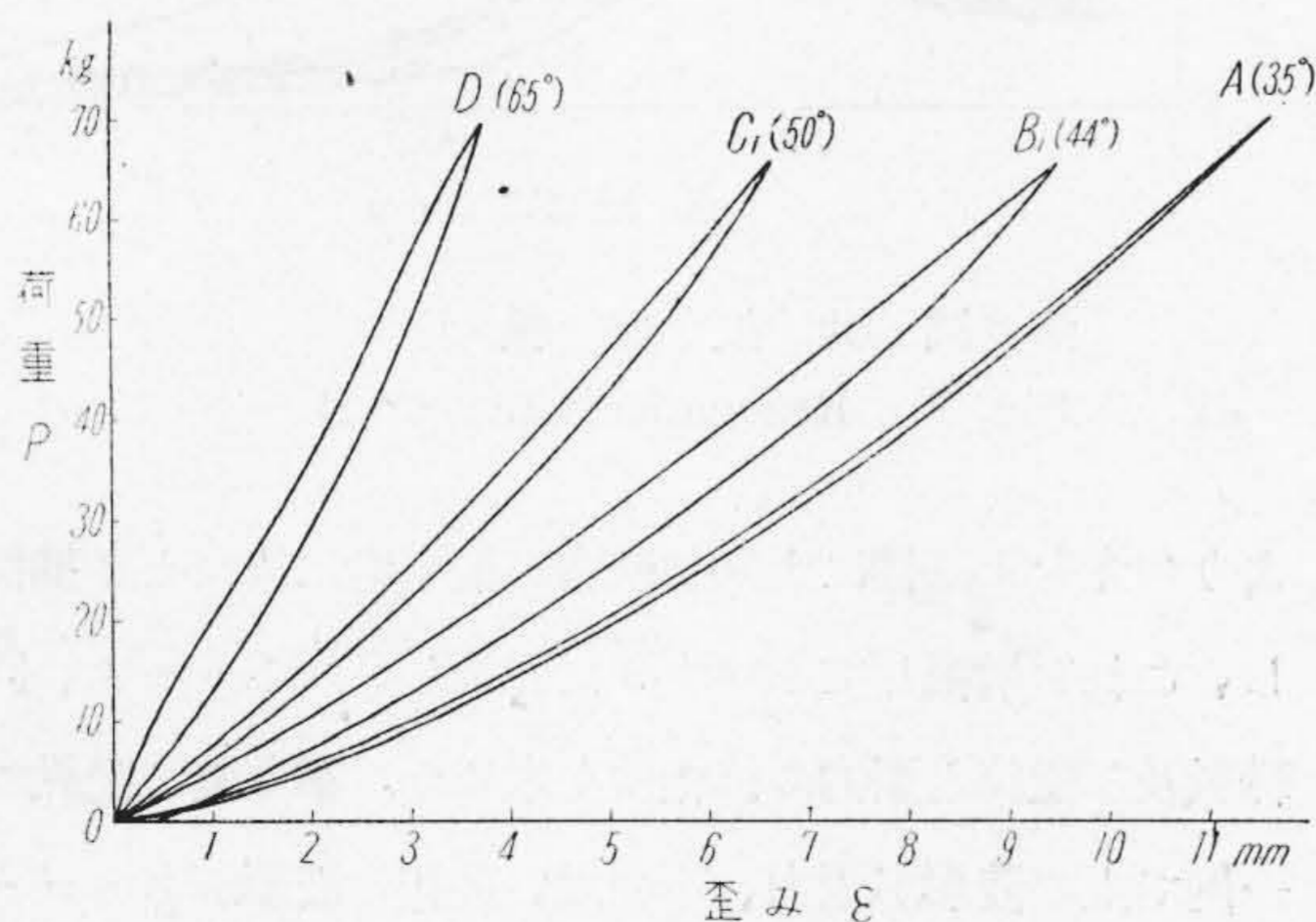
第3表 ゴムの配合  
Table 3 Compositions of Rubber.

配合	試験片	B (44°)	D (65°)
スモークシート		45.0	30.00
硫黄		1.13	0.30
ジベンゾチアゾールヂサル ファイド		0.45	0.06
テトラメチルチウラムヂサ ルフアイド			0.09
亜鉛華		2.25	0.90
チョーク			51.85
タルク			15.00
アルドール αナフチルアミ ン		0.45	0.30
パラファイル		1.00	1.00
ステアリン酸		0.20	0.50
白艶華 (c.c.)		31.22	
カルタポ		13.00	
カーボンブラック		2.00	
パインタール		0.30	
ブライストツク		3.00	

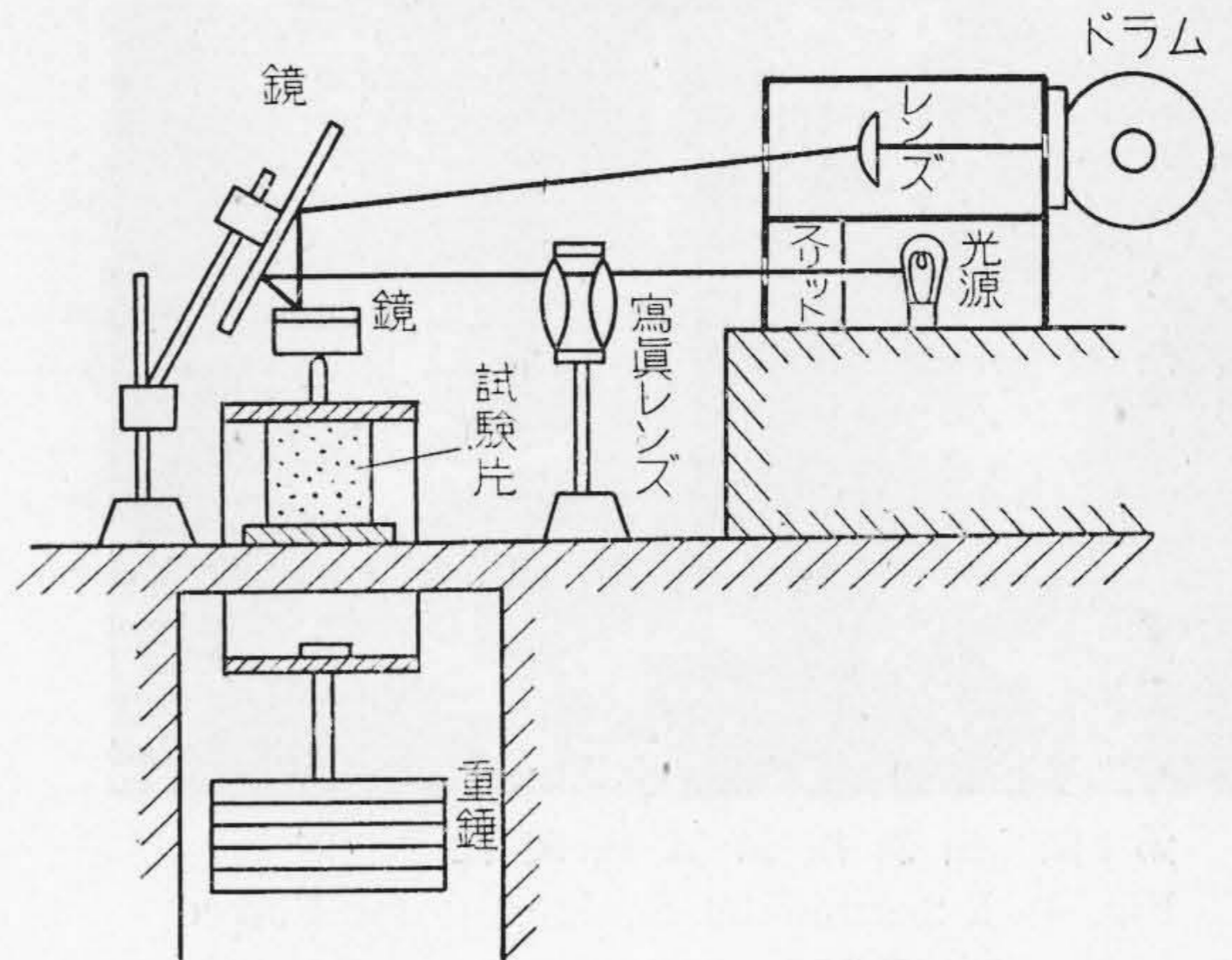
目のサンドペーパーに狭んで実験し荷重面の接着の影響は別にこれを検討することにした。試験片は直径 3 cm 高さ 3 cm の圓筒型を基準としその他実験目的に應じ硬度高さ形状及び配合を変えた。これら使用した試験片は第1表及び第2表の如きもので、こゝに形状係数とはゴムの自由表面積に対する負荷面積の比である。ゴムの配合は第2表及び第3表の如く選んだ。

(2) 測定法及び実験装置

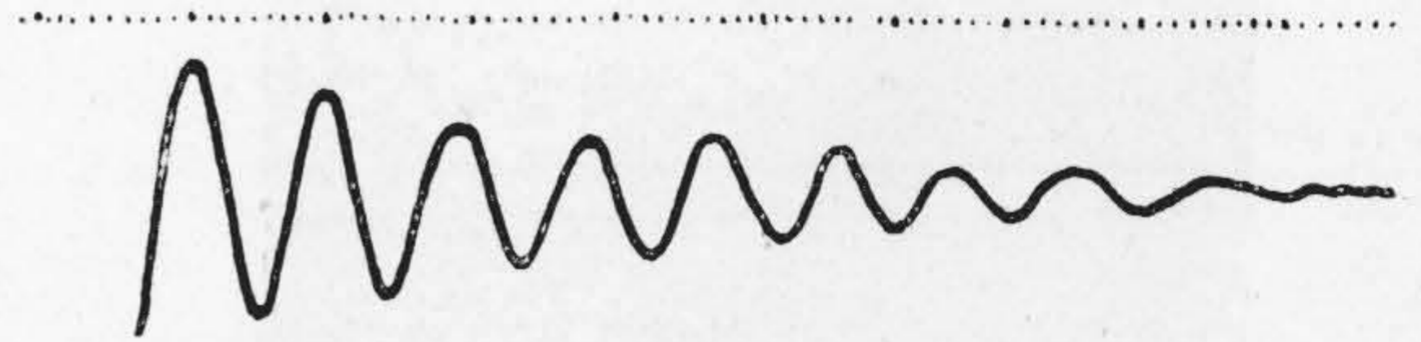
(A) 静荷重試験 アムスラー試験機により荷重速度



第1圖 静的履歴曲線  
Fig. 1 Static Hysteresis Curve.



第2圖 自由振動実験装置  
Fig. 2 Experimental Equipment for of Free Vibration.

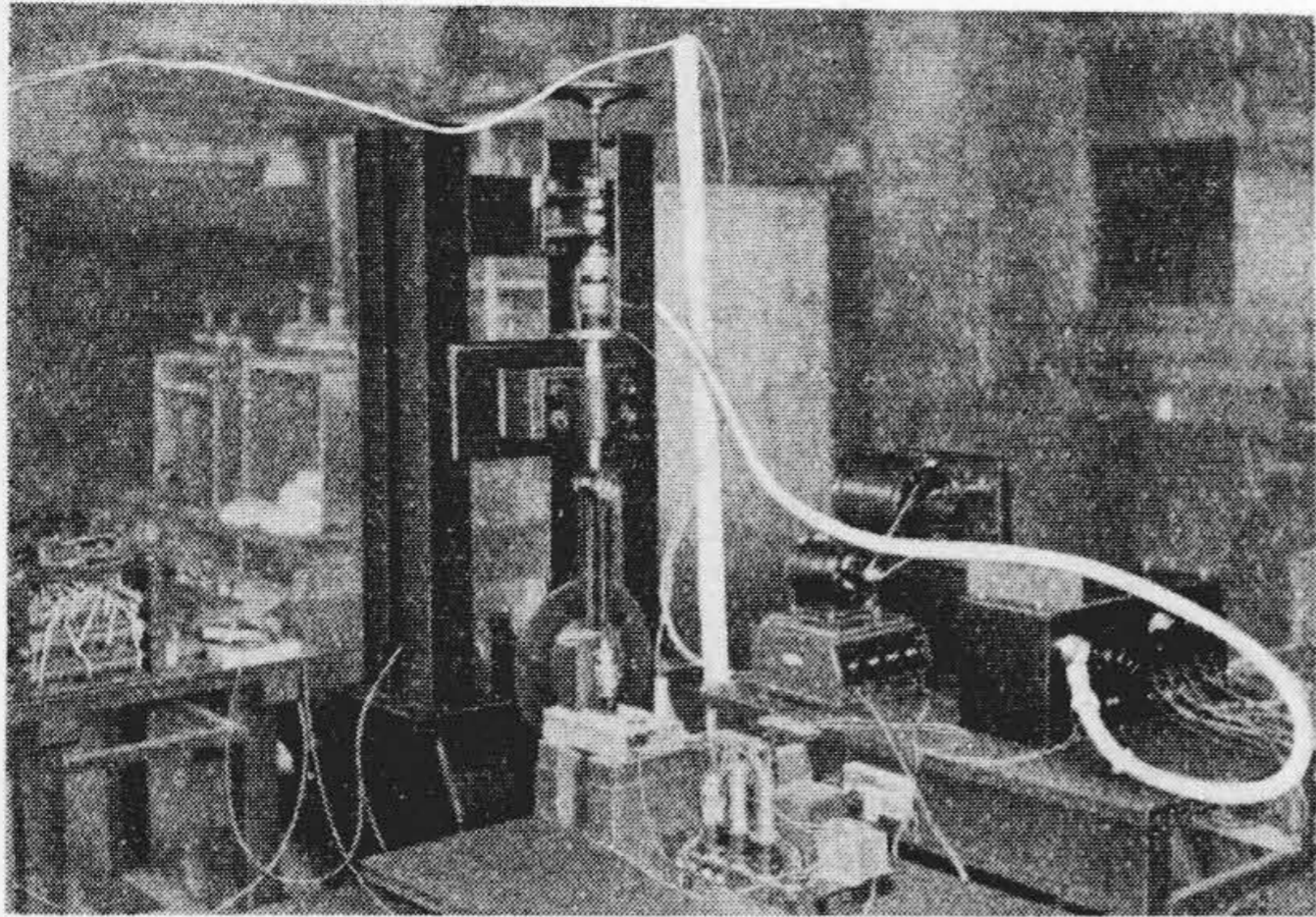


第3圖 自由振動波形  
Fig. 3 Wave Form of Free Vibration.

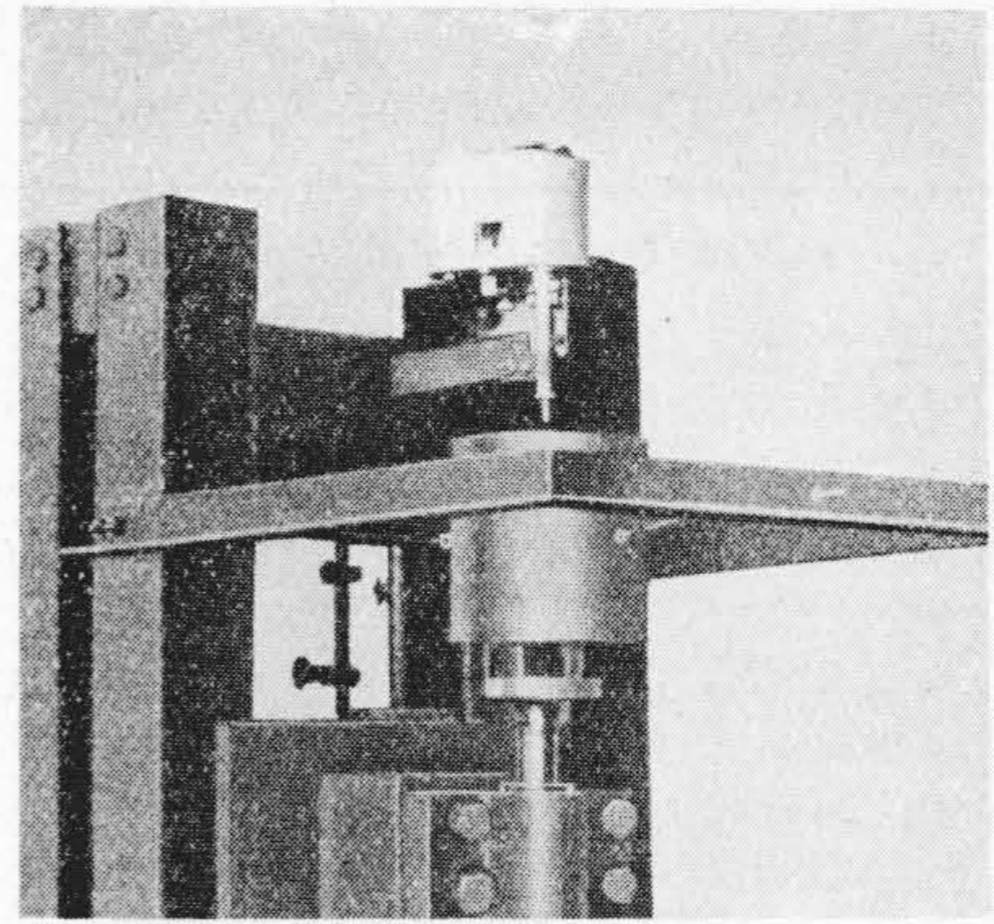
7.5 mm/min 以下になる如く注意してゴム試験片に壓縮荷重を加えその歪を測定し静的履歴曲線を求めた。この際測定値は2回の豫備試験後第3回目を採用した。第1圖はその一例でこの鎌型曲線から静的微分弾性係数  $E_s$  を求めた。荷重面の拘束の影響をしらべるため、ゴムの荷重面にグリースを塗布し又サンドペーパーでゴム試験片を狭んで荷重試験を行つた。

(B) 自由振動試験 第2圖に示す如き光學挺子装置により荷重約 20 kg で自由振動させ、その減衰波形をオツシロ光學箱を利用してフィルムに記録した。第3圖はその記録の一例でこの波形からゴムの固有振動数  $f_0$ 、對數減衰率  $\delta$ 、動的弾性係数  $E_d$  を求めた。

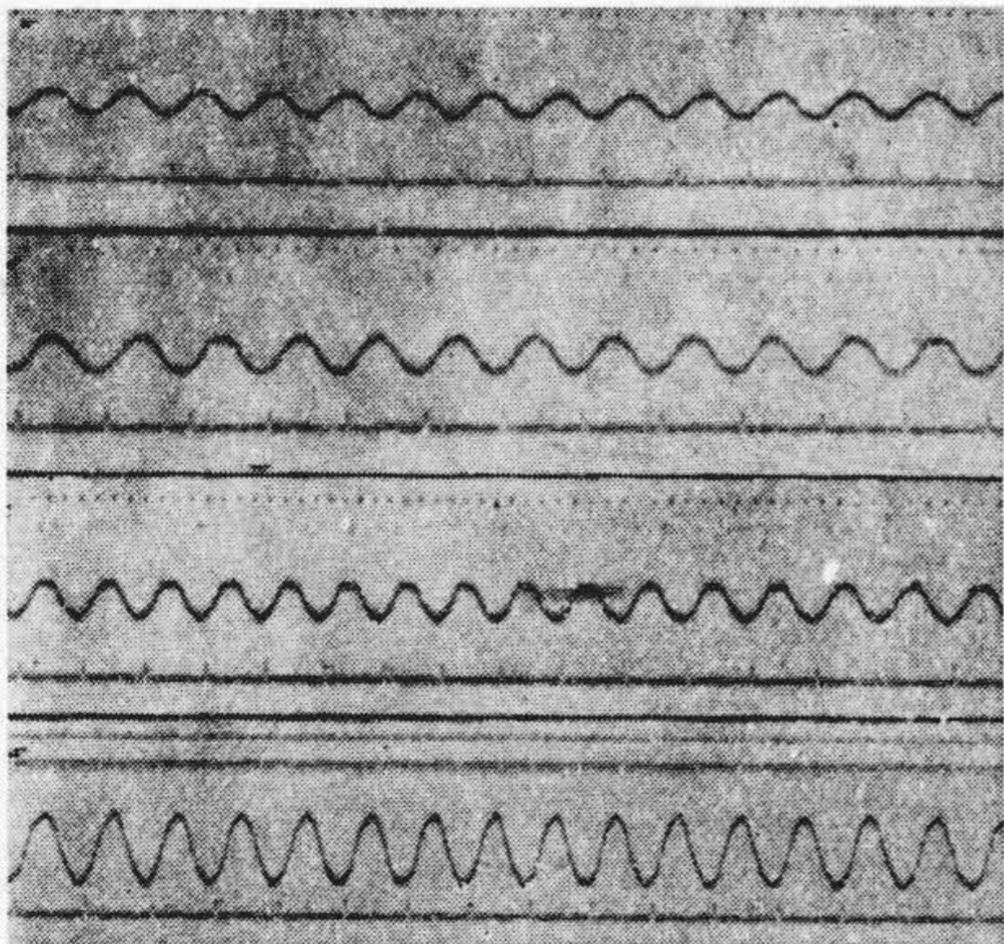
(C) 強制振動試験 第4圖に示す如き装置で豫めゴム試験片に死荷重 20 kg に相當する歪をあたえておき、フライホイールに取付けた偏心盤により約 0.5 mm の振幅で 250~2500 r.p.m. で加振したときの傳達力を、水晶受壓器により捕捉し増巾器を経てオツシロに記録した。同時にフライホイールに取付けた圓孔を通して光源



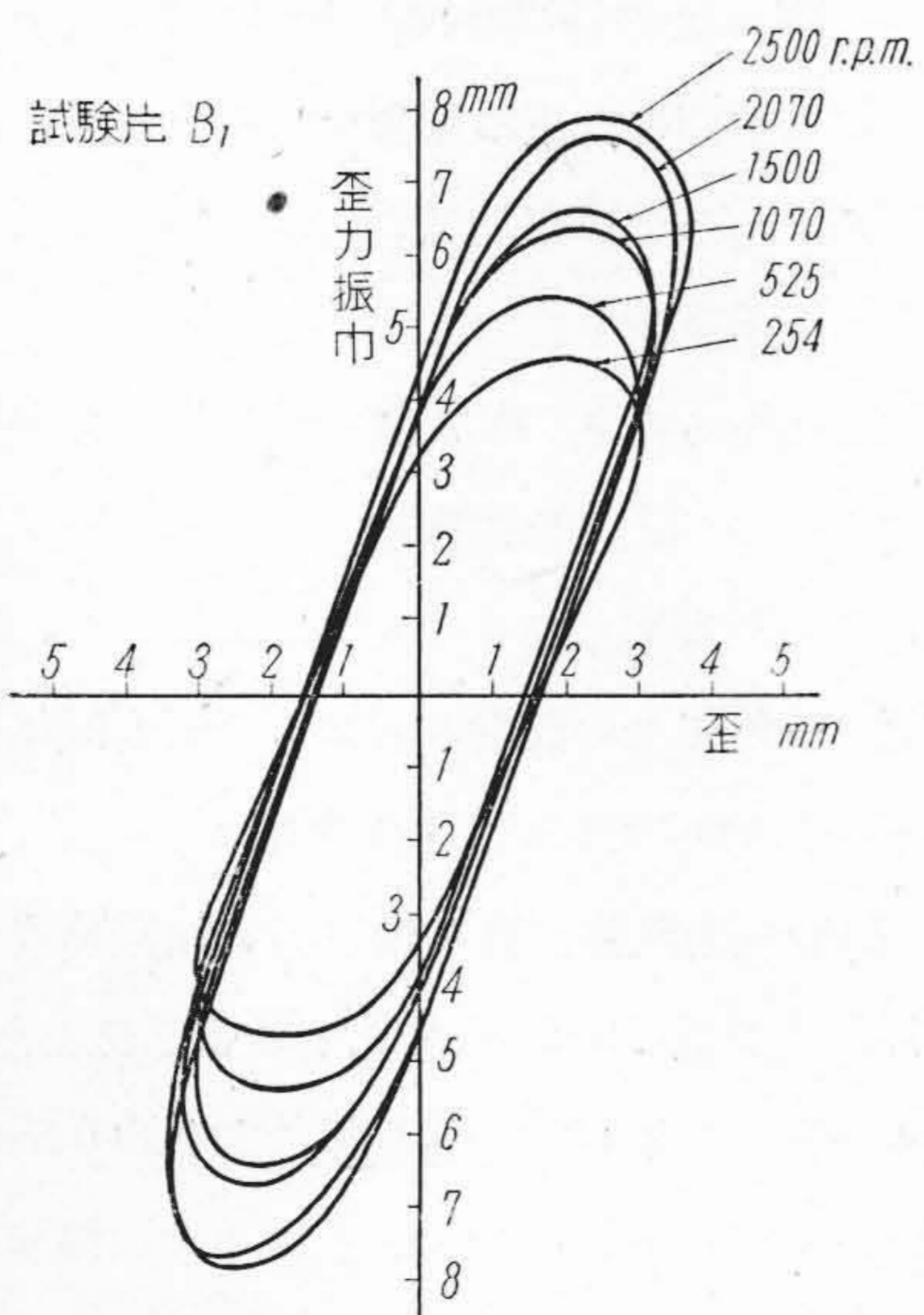
第4圖 強制振動實驗裝置  
Fig. 4 Experimental Equipment for Forced Vibration.



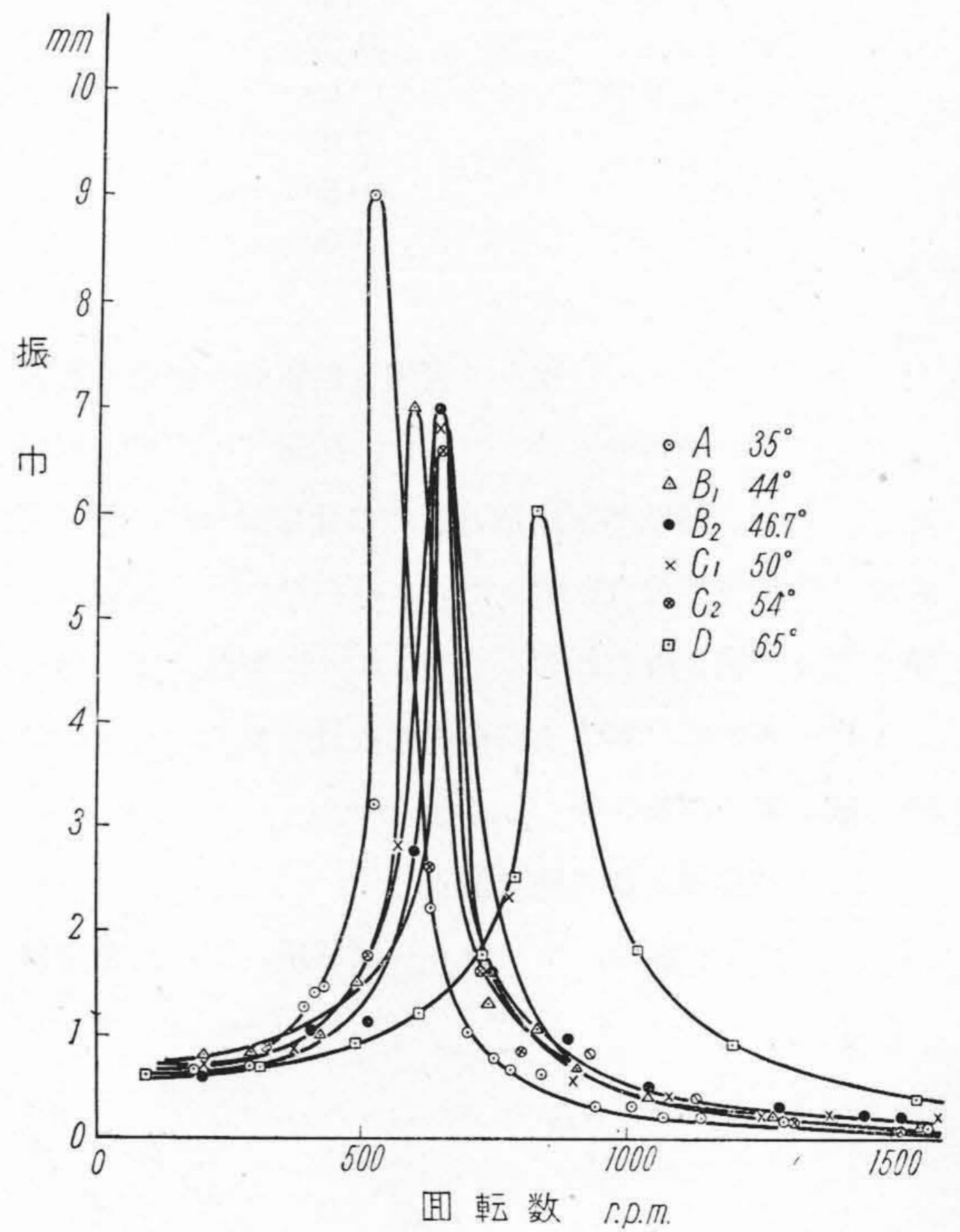
第7圖 共振試驗裝置  
Fig. 7 Resonance Test Equipment.



第5圖 強制振動波形  
Fig. 5 Wave Form of Forced Vibration.



第6圖 振動履歴曲線  
Fig. 6 Dynamic Hysterissis Curve.



第8圖 共振曲線(1)  
Fig. 8. Resonance Curves (1).

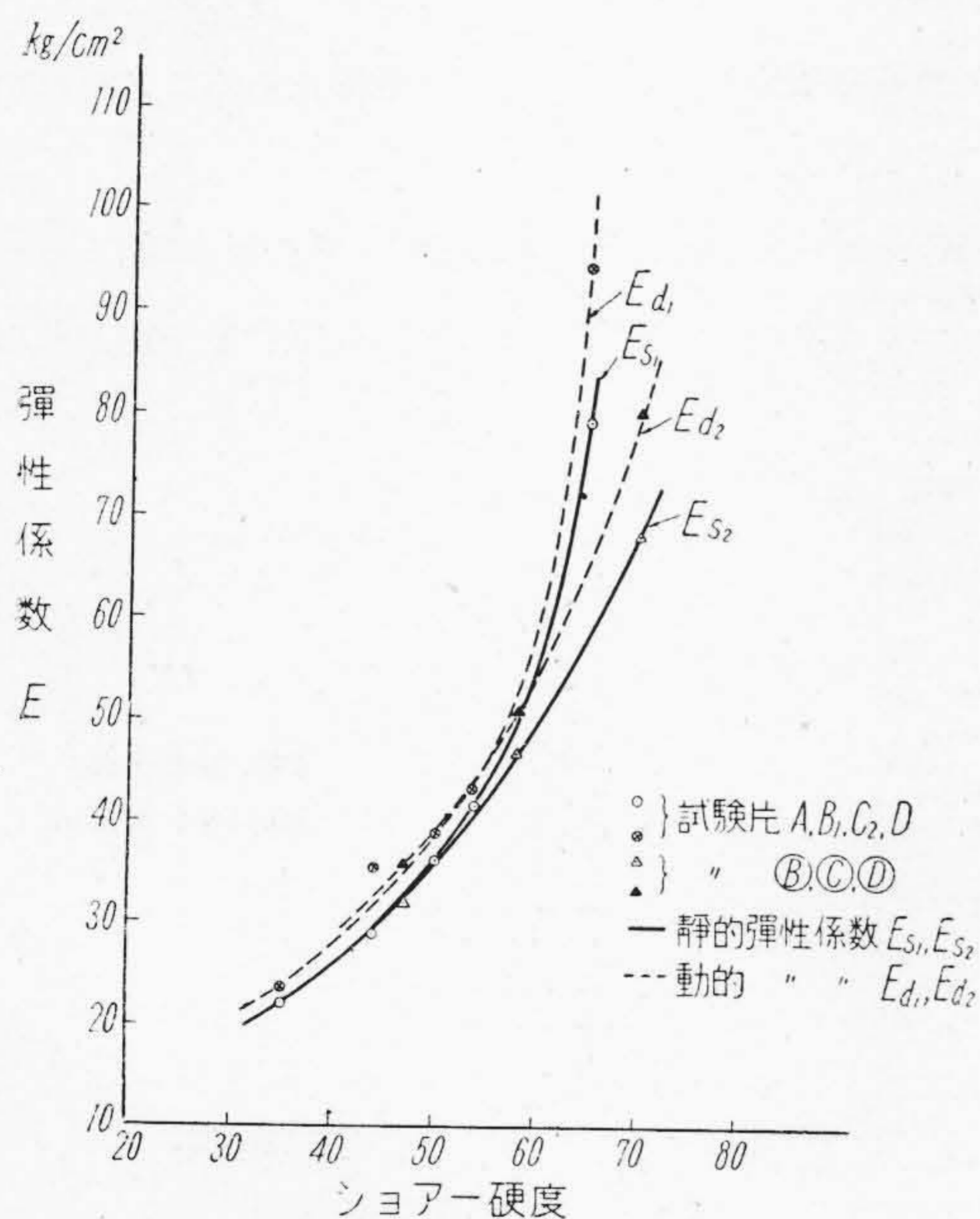
よりの光を1回轉に1回加減台が最下台に來たとき捕捉し、これを増幅してオツシロに記録し、ストローク、回轉數及び變位と歪力の位相差を求めた。第5圖は記録の一例で上の波形が歪力、下の鋭い突起の波形がストロークをあらわす。上の記録から第6圖の如き橢圓型の振動履歴曲線が求められ、この長軸の傾きから動的弾性係數

Ed を算出した。

又第7圖の如く加振台上のゴム試験片に約 20 kg の重錘をのせ、横振れしないように三方より針金で吊つておき回転数を種々かえて加振し、重錘の上下振幅を手持振動計及び共振點附近では重錘に張りつけた記録紙に固定ペンを接觸させて測定し共振曲線を求めた。第8圖は記録の一例でこれから共振點における減衰の大小及び防振効果の大小がわかる。

(3) 防振用ゴムの力學的諸性質

(A) 硬度 ゴムの硬度と静的及び動的性質との關係

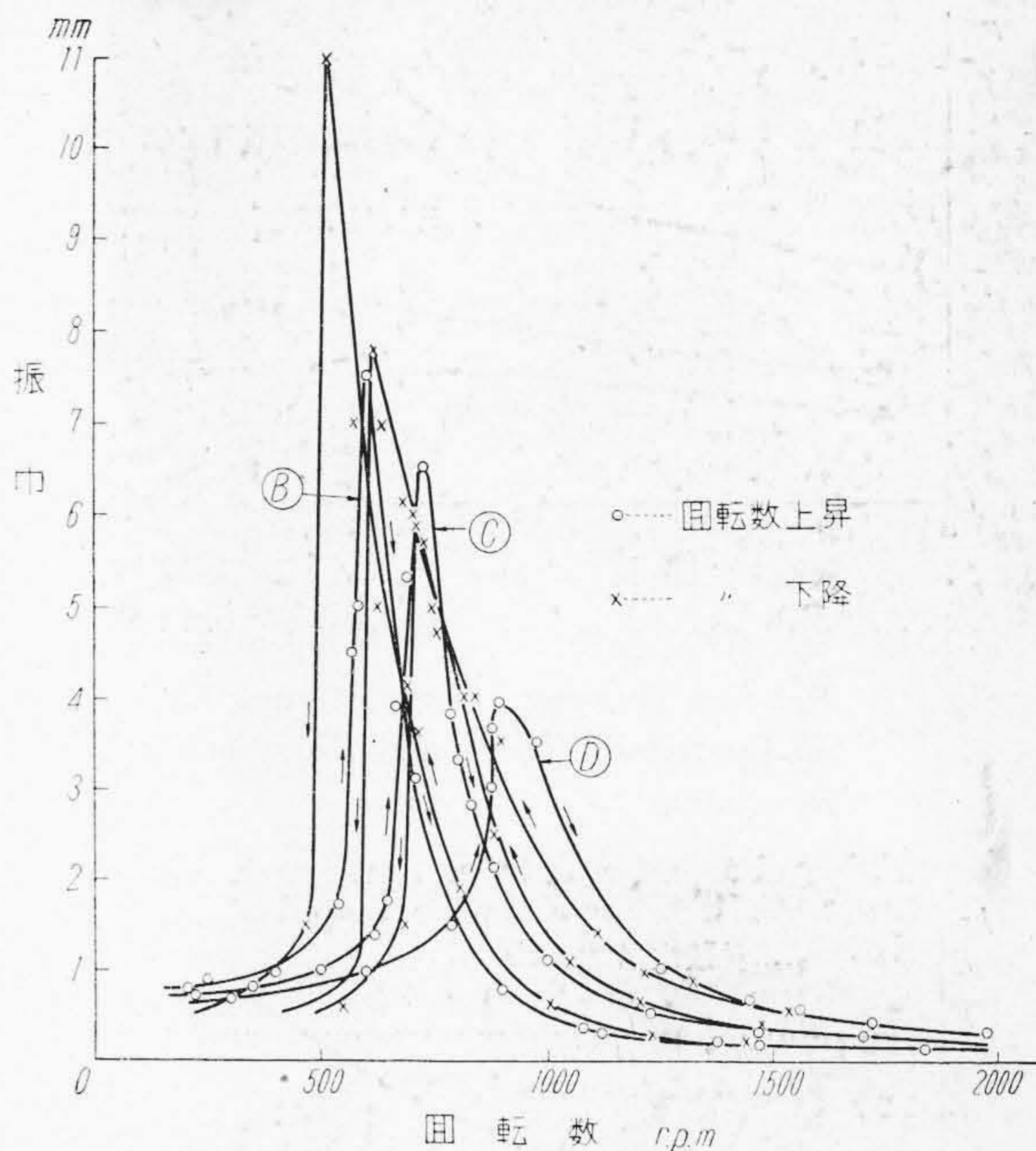


第9圖 硬度と弾性係数との關係  
Fig. 9 Relation between Hardness and Modulus.

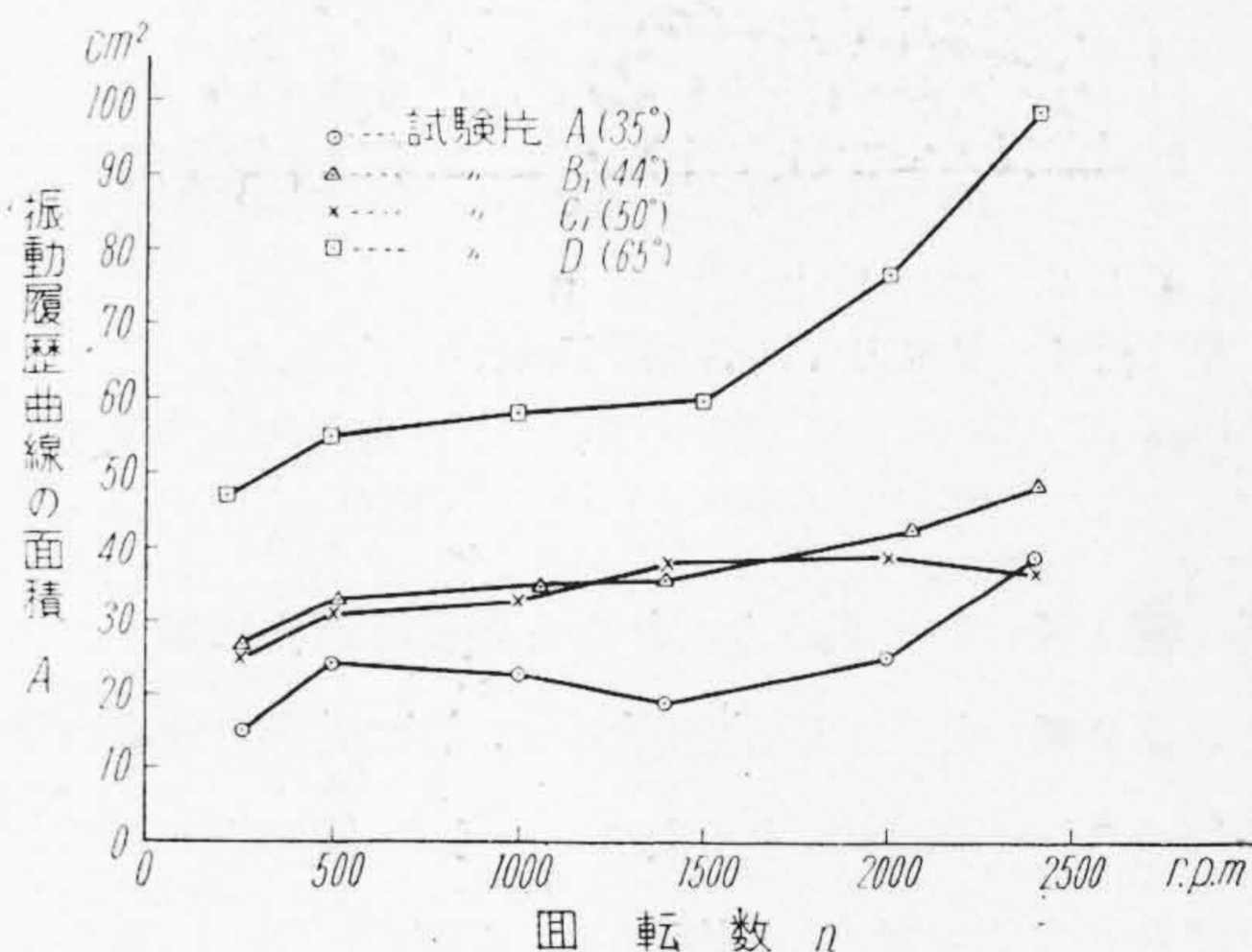
第4表 静的と動的性質との關係

Table 4 Relation between the Static and Dynamic Properties of Rubbers.

試験片 記號	静的ばね 常数 ks kg/cm	静的弾性 係数 Es kg/cm <sup>2</sup>	固有振動 數 f <sub>0</sub> c.p.s.	動的ばね 常数 kd kg/cm	動的弾性 係数 Ed kg/cm <sub>2</sub>	kd/ks	Ed/Es
A	50.0	22.4	8.13	52.4	23.4	1.05	1.05
B <sub>1</sub>	66.7	29.0	10.2	82.5	35.1	1.24	1.21
P <sub>2</sub>	69.0	29.3	10.7	91.0	38.3	1.32	1.31
C <sub>1</sub>	83.3	36.3	10.6	84.0	39.0	1.01	1.07
C <sub>2</sub>	95.3	41.5	11.2	99.0	43.2	1.04	1.04
D	182	79.7	16.5	215	94.5	1.19	1.19

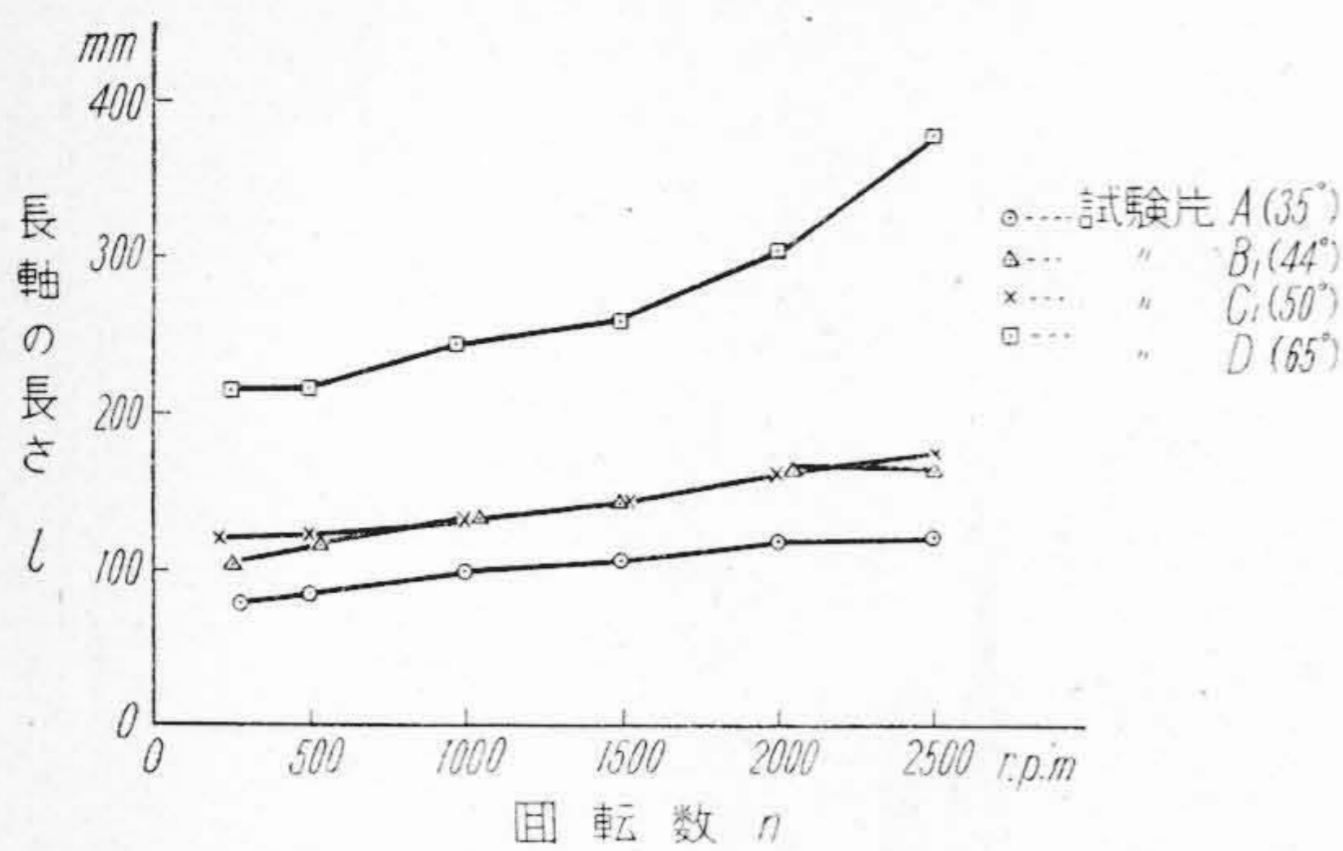


第10圖 共振曲線(2)  
Fig. 10 Resonance Curves (2).

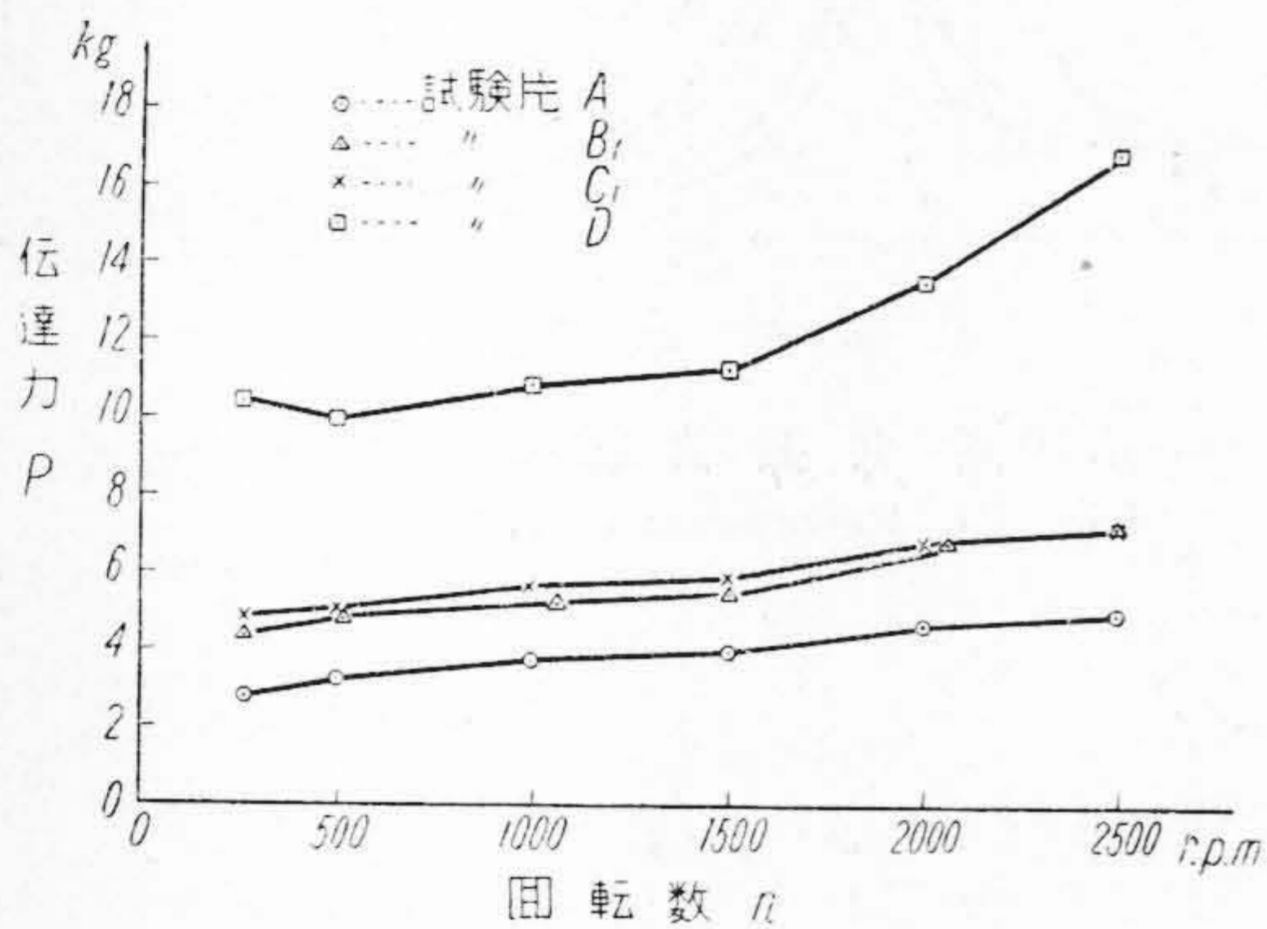


第11圖  
履歴曲線の面積と  
回転数との關係

Fig. 11  
Relation between  
Area of Hysteresis  
Loop and Number  
of Revolution.



第 12 圖 履歴曲線の長軸の長さと同轉數との關係  
 Fig. 12 Relation between Length of Long Axis of Hysteresis Loop and Number of Revolution.

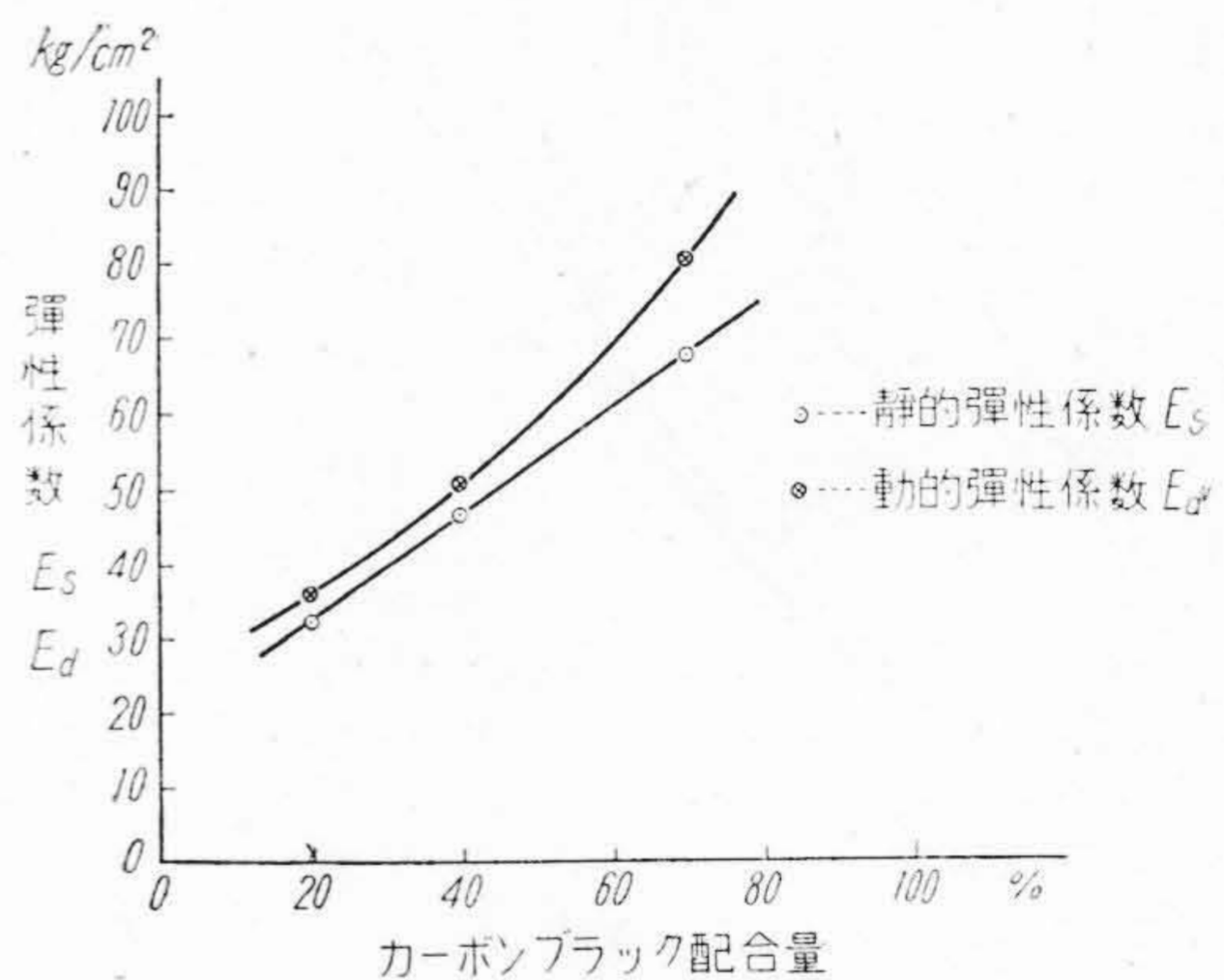


第 13 圖 傳達力と同轉數との關係  
 Fig. 13 Relation between Transmitted Force and Number of Revolution.

係は第 4 表の如く求まりこれから硬度と弾性係數との間には第 9 圖の如き曲線的關係があり、動的弾性係數は靜的の 1.05~1.32 倍大きくなつてゐる。圖からわかる如く硬度と弾性係數との關係はゴムの配合によつて異なる。したがつてゴム製造所において夫々のゴム配合による上

記の曲線を求めてあれば、一應硬度によつてゴムの弾性係數を決定し防振ゴムの設計が出来ることになる。強制振動における共振點は第 8 圖及び第 10 圖からわかるように、硬度が大きくなるにしたがい共振振動數において高く、振巾において小さくなり、共振點を越した振動數における防振効果は悪くなる。振動履歴曲線から求まる履歴曲線の面積、橢圓の長軸の長さ及び傳達力は第 11, 12, 13 圖の如く硬度が大きくなるにしたがい大きくなる。硬度 44° と 50° の場合、靜的の場合と異り動的の場合にはこれらの結果から殆んど同じ性質を示していることがわかる。このことからゴムの硬度のみによつて動的性質を規定してしまふことは危険であることがわかる。

(B) カーボン配合量 第 3 表の (B)(C)(D) の如くカーボンブラックの量のみ變え他のゴムの配合を一定として



第 14 圖 カーボンブラックの配合量と弾性係數との關係  
 Fig. 14 Relation between Composition of Carbon Black and Modulus.

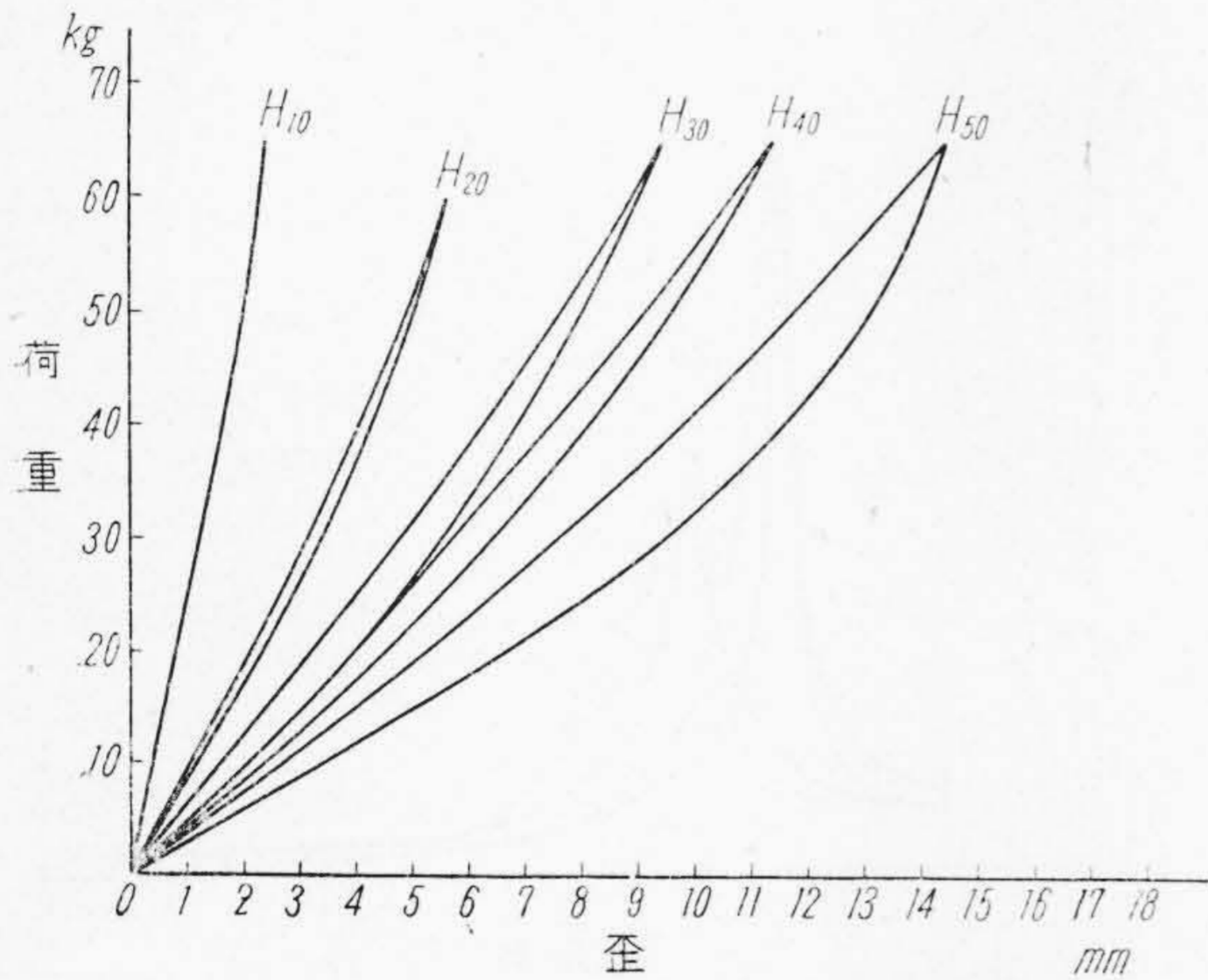
第 5 表 形狀係數と弾性係數との關係

Table 5 Relation between the Shape Factor and Modulus.

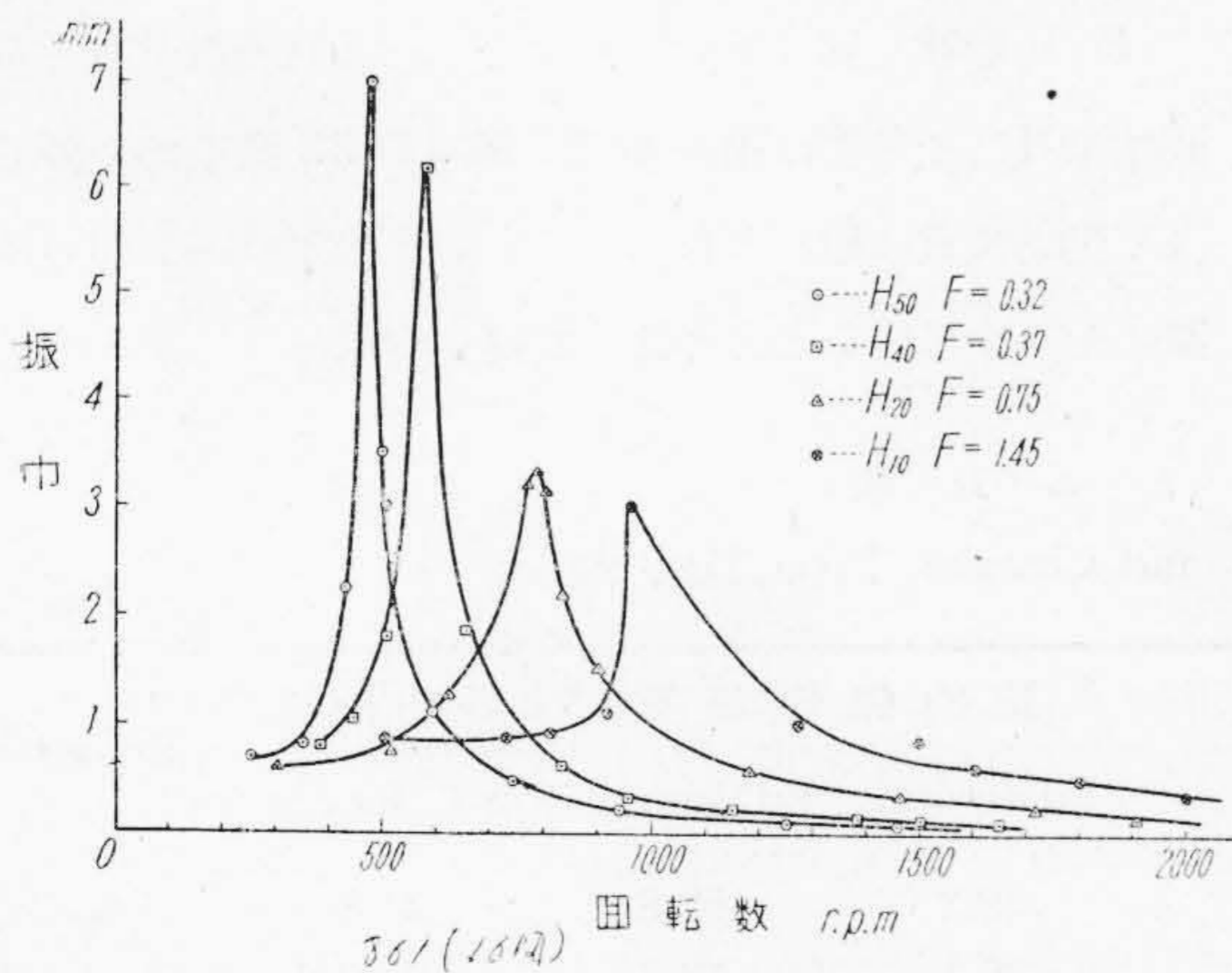
試験片記號	形狀係數	靜的ばね常數 ks kg/cm	靜的弾性係數 Es kg/cm <sup>2</sup>	固有振動數 f <sub>0</sub> r.p.s.	動的ばね常數 kd kg/cm	動的弾性係數 Ed kg/cm <sup>2</sup>	kd/ks = Ed/Es
H <sub>10</sub>	1.45	250	37.5	19.6	304	45.6	1.21
H <sub>20</sub>	0.75	110	31.5	13.2	139	39.2	1.25
H <sub>30</sub>	0.51	69	29.3	12.7	91	38.3	1.31
H <sub>40</sub>	0.37	47.7	27.8	9.3	69	40.3	1.45
H <sub>50</sub>	0.32	37	26.7	7.6	48.0	34.5	1.30

種々の硬度の試験片をつくり、静的及び動的弾性係数を求めれば第14圖の如くなる。即ちカーボン量が増大すれば弾性係数も大きくなり、動的弾性係数は静的の1.08~1.18倍大きいことがわかる。

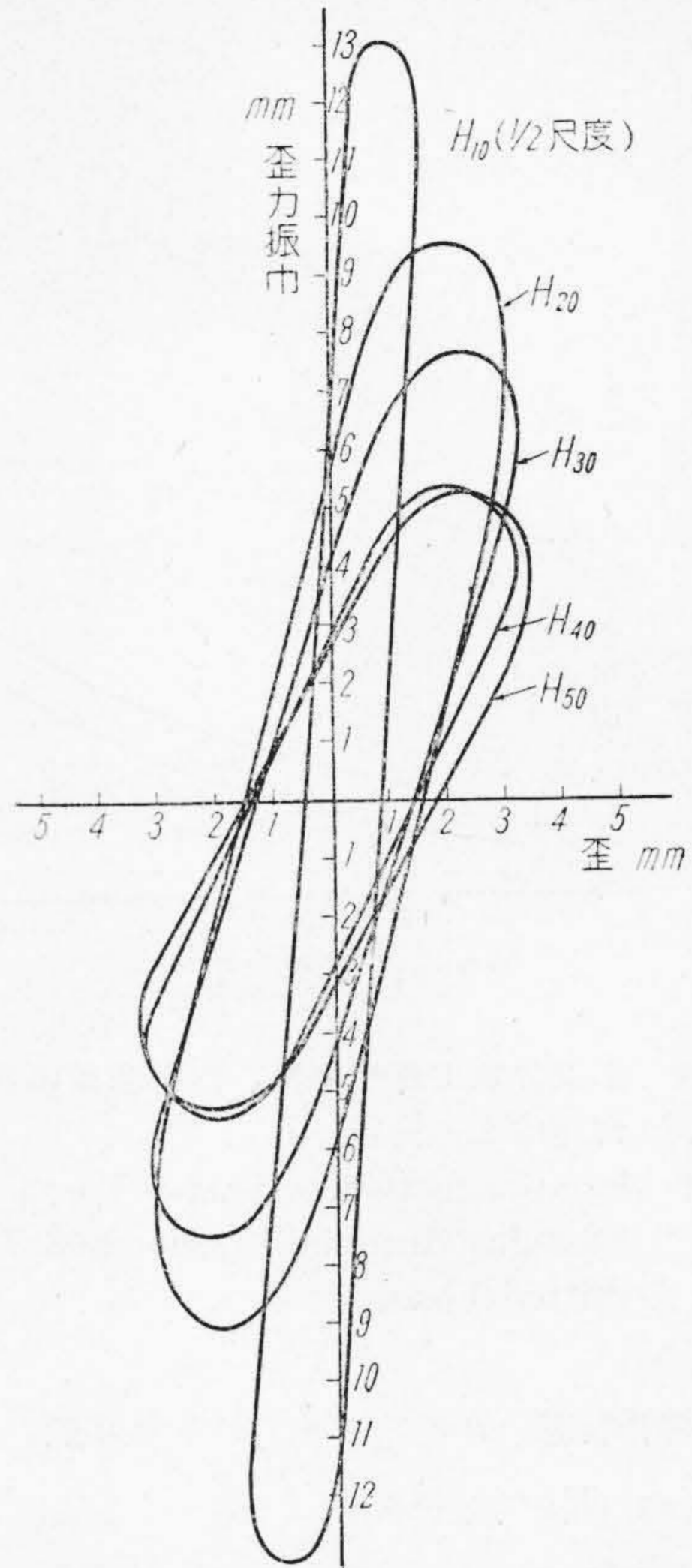
(C) 形状係数 同一配合同一硬度のゴム試験片の形状係数のみを種々かえて実験した結果は、第5表、第15, 16, 17圖の如く求めた。これから形状係数とばね定数及び弾性係数との間には、静的、動的何れの場合も直線関係にあることが第18, 19圖からわかる。又対数減衰率は形状係数が0.5より小さくなると急に大きくなり0.7より大きくなると緩慢に減少する。振動傳達



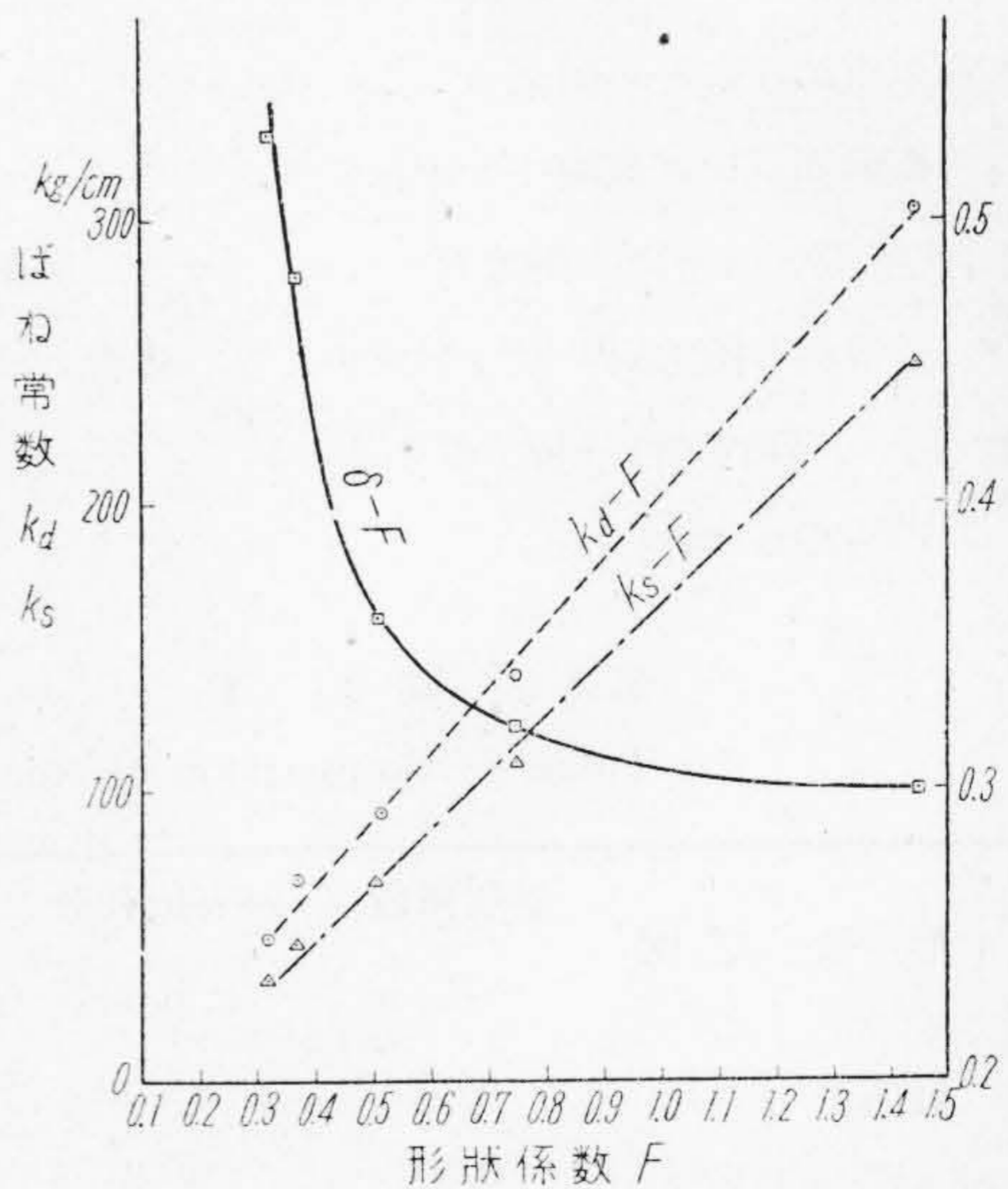
第15圖 形状係数と静的履歴曲線との関係  
Fig. 15 Relation between Shape Factor and Static Hysterissis Loop.



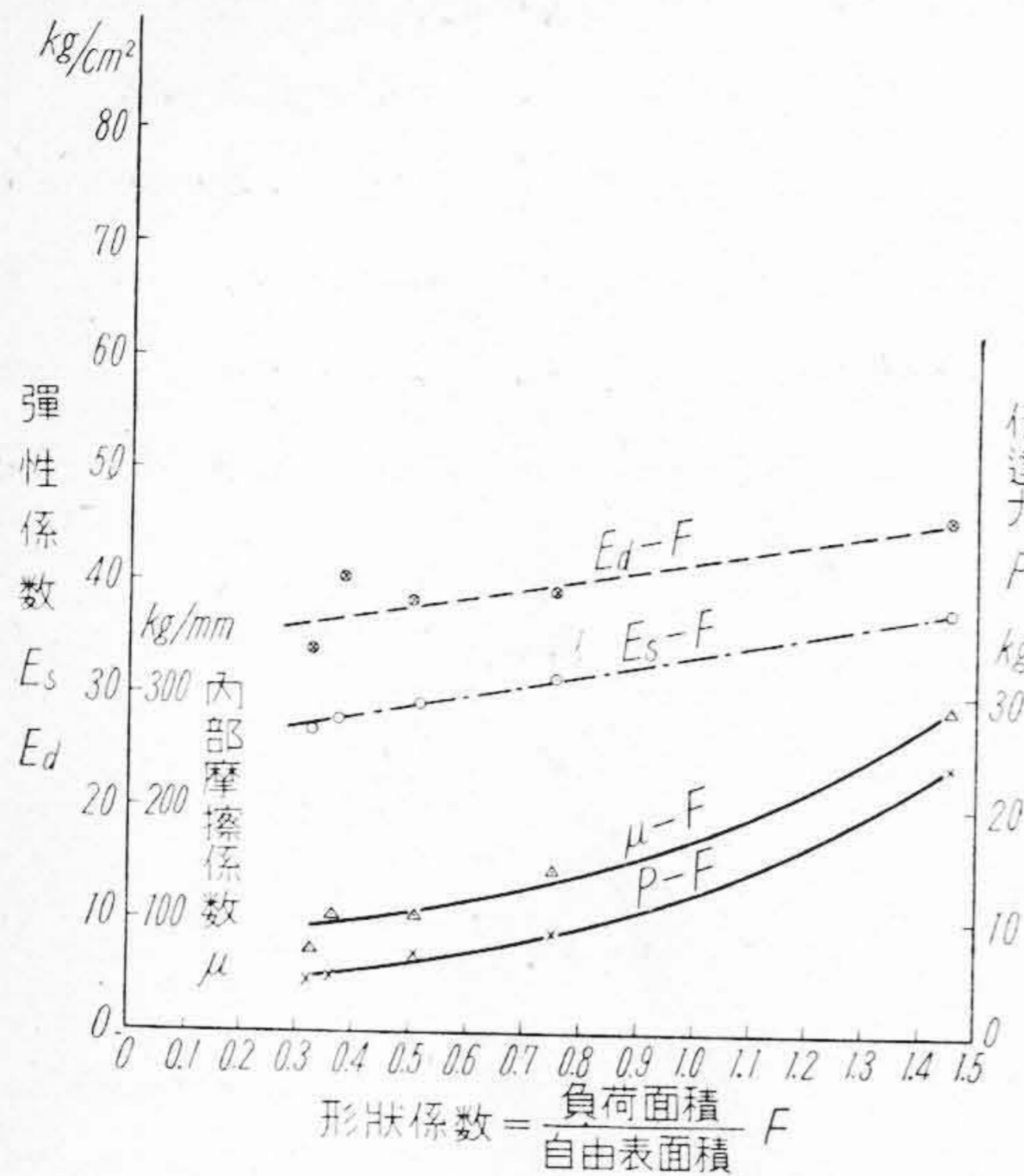
第16圖 形状係数と共振曲線との関係  
Fig. 16 Relation between Shape Factor and Resonance Curve.



第17圖 形状係数と動的履歴曲線との関係  
Fig. 17 Relation between Shape Factor and Dynamic Hysterissis Loop.



第18圖 形状係数とばね定数及び対数減衰率との関係  
Fig. 18 Relation between Shape Factor and Spring Constant and Logarithmic Decrement.

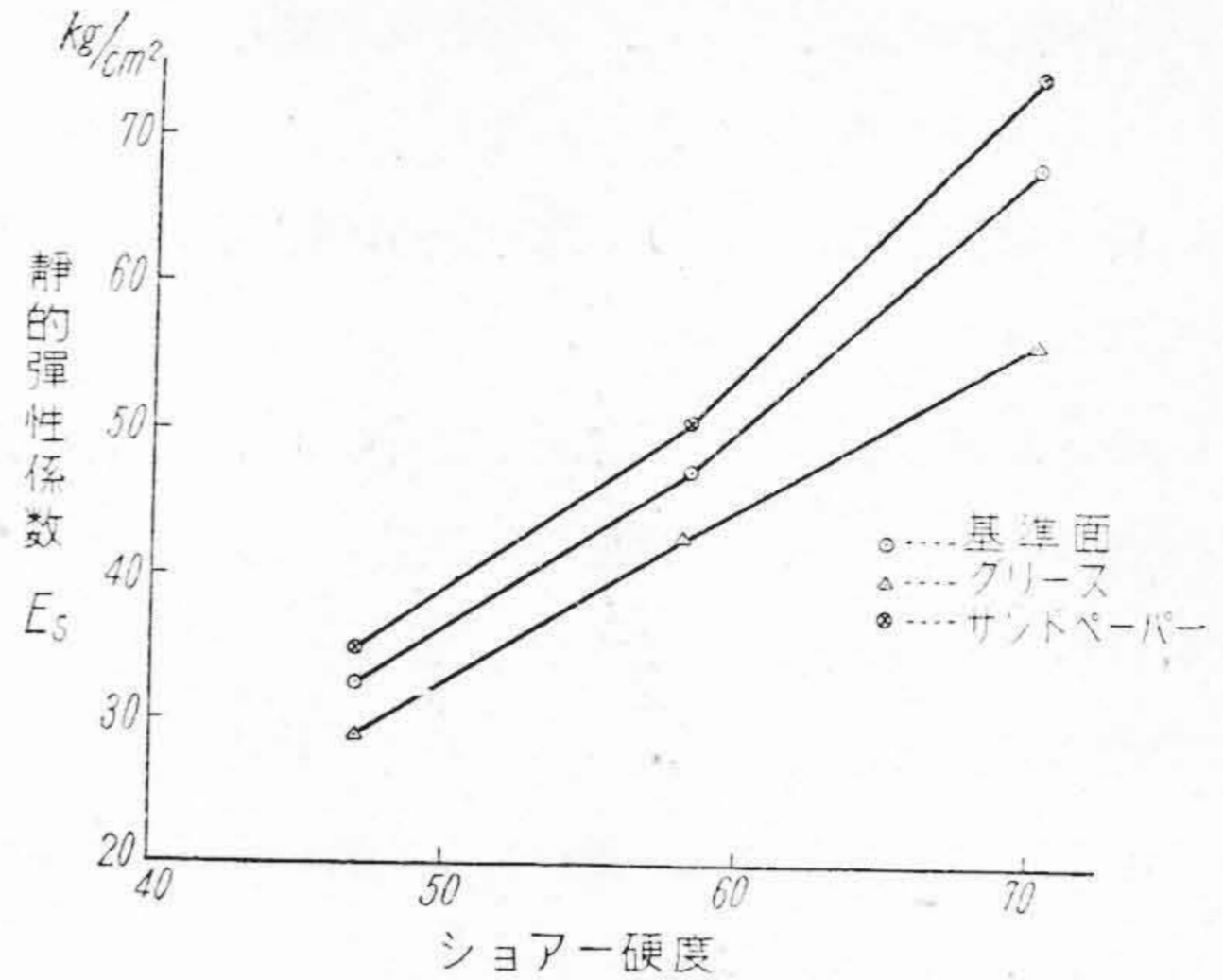


第19圖 形狀係數と弾性係數、内部摩擦係數及び傳達力との關係

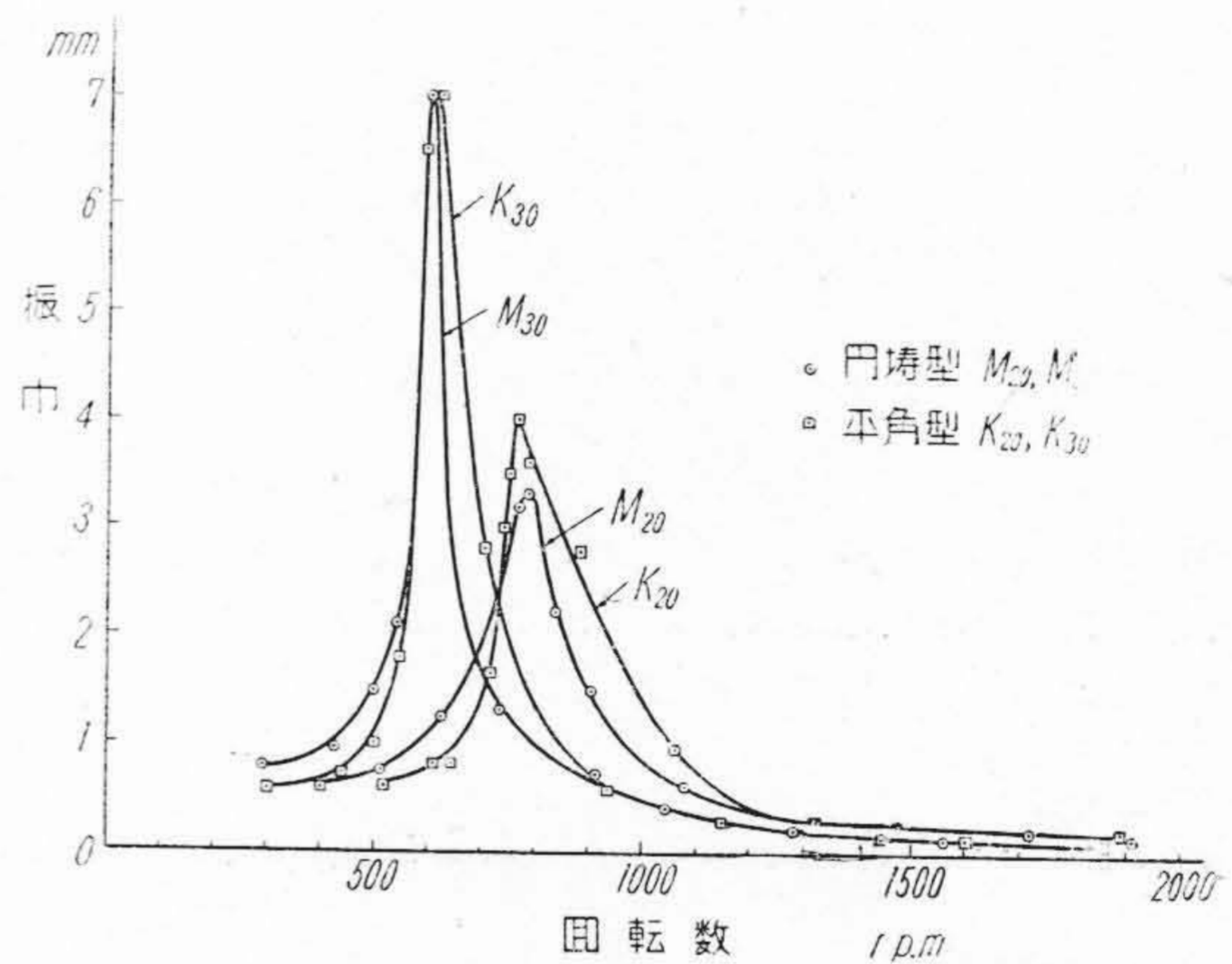
Fig. 19 Relation between Shape Factor and Modulus, Internal Friction and Transmitted Force.

力、内部摩擦係數  $\mu = \frac{kd}{\pi} \cdot \delta$  は形狀係數が大きくなるにしたがい曲線的關係をもつて大きくなる。共振曲線より形狀係數が大きいほど共振振動數は大きくなり防振効果は悪くなることがわかる。以上の結果から防振ゴムを設計する場合、その形狀寸法が決まれば直ちにその力學的性質を求めることが出来ることになる。

(D) 荷重面 ゴム試験片を細目のサンドペーパーで狭む場合(接着した場合に相當する)、グリースを塗布した場合(荷重面の横方向の變位を拘束しない場合)は第20圖の如く、靜的弾性係數が基準面に對して夫々約10%及び10~20%増減する。



第20圖 荷重面の影響  
Fig. 20 Effect of Loaded Area.



第21圖 圓筒型と平角型との共振曲線  
Fig. 21 Resonance Curves of Cylindrical and Rectangular Type.

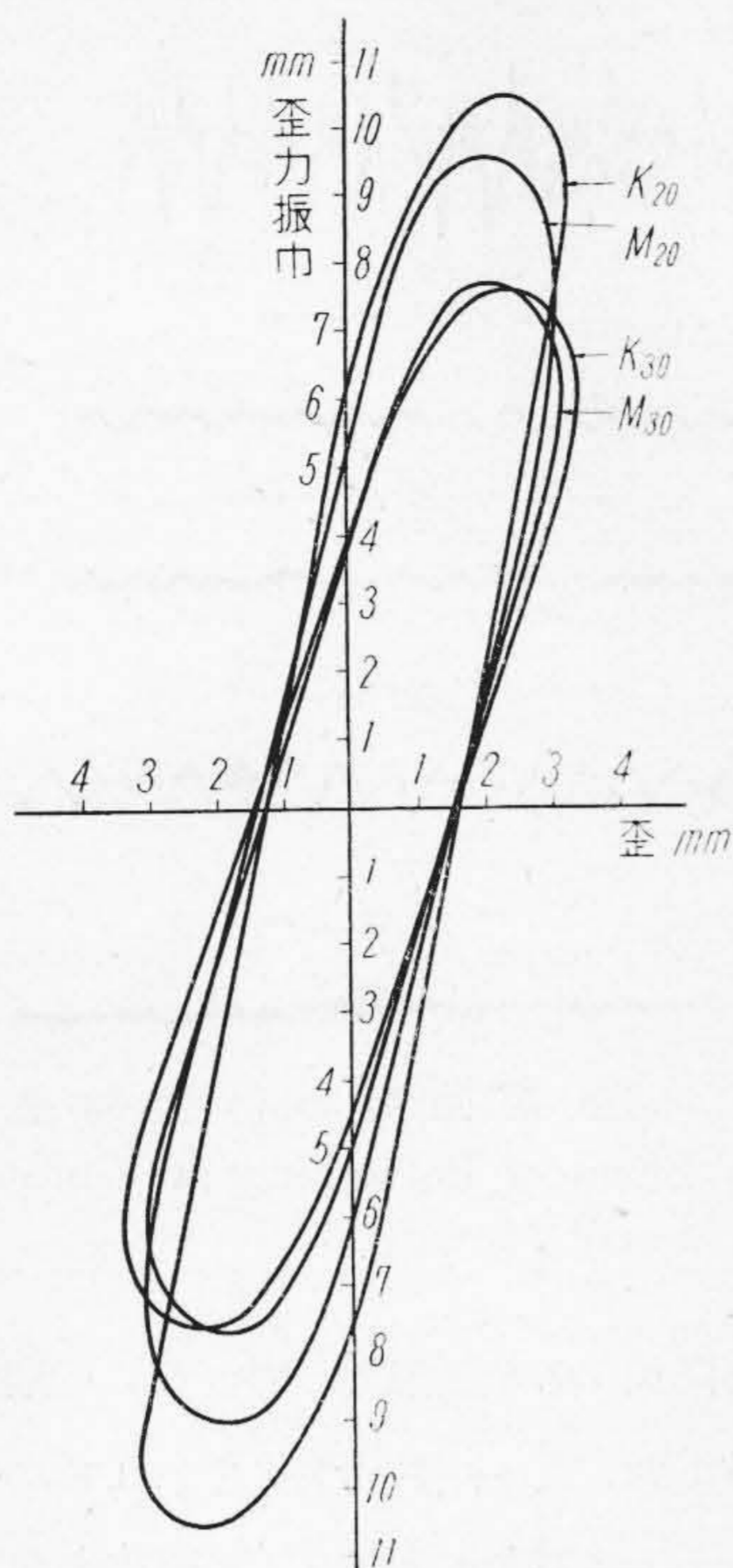
(E) 形狀 同一配合でほぼ等しい形狀係數を有する圓筒型及び平角型は第6表及び第21, 22圖の如く靜的及び動的性質は殆んど似ているが、平角型の試験片の係數が少々小さいことを考慮すれば、一般に平角型の方が

第6表 圓筒型と平角型との比較

Table 6 Comparison of Rectangular and Circular Type Test-pieces.

記號	形狀	硬度	形狀係數 F	固有振動數 c. p. s.	對數減衰率 $\delta$	動的弾性係數		靜的弾性係數 Es kg/cm	Ed/Es
						Ed kg/cm	Ed' kg/cm <sup>2</sup>		
M <sub>20</sub>	圓筒型	45	0.75	13.2	0.32	39.2	52.8	31.5	1.24
M <sub>30</sub>	"	44	0.50	10.2	0.25	35.1	53.8	29.0	1.21
K <sub>20</sub>	平角型	45	0.70	13.7	0.29	40.5	52.7	32.0	1.27
K <sub>30</sub>	"	45	0.48	10.4	0.33	35.0	58.8	26.6	1.32





第22圖 圓筒型と平角型との振動履歴曲線  
Fig. 22 Dynamic Hysteresis Curves of Cylindrical and Rectangular Type.

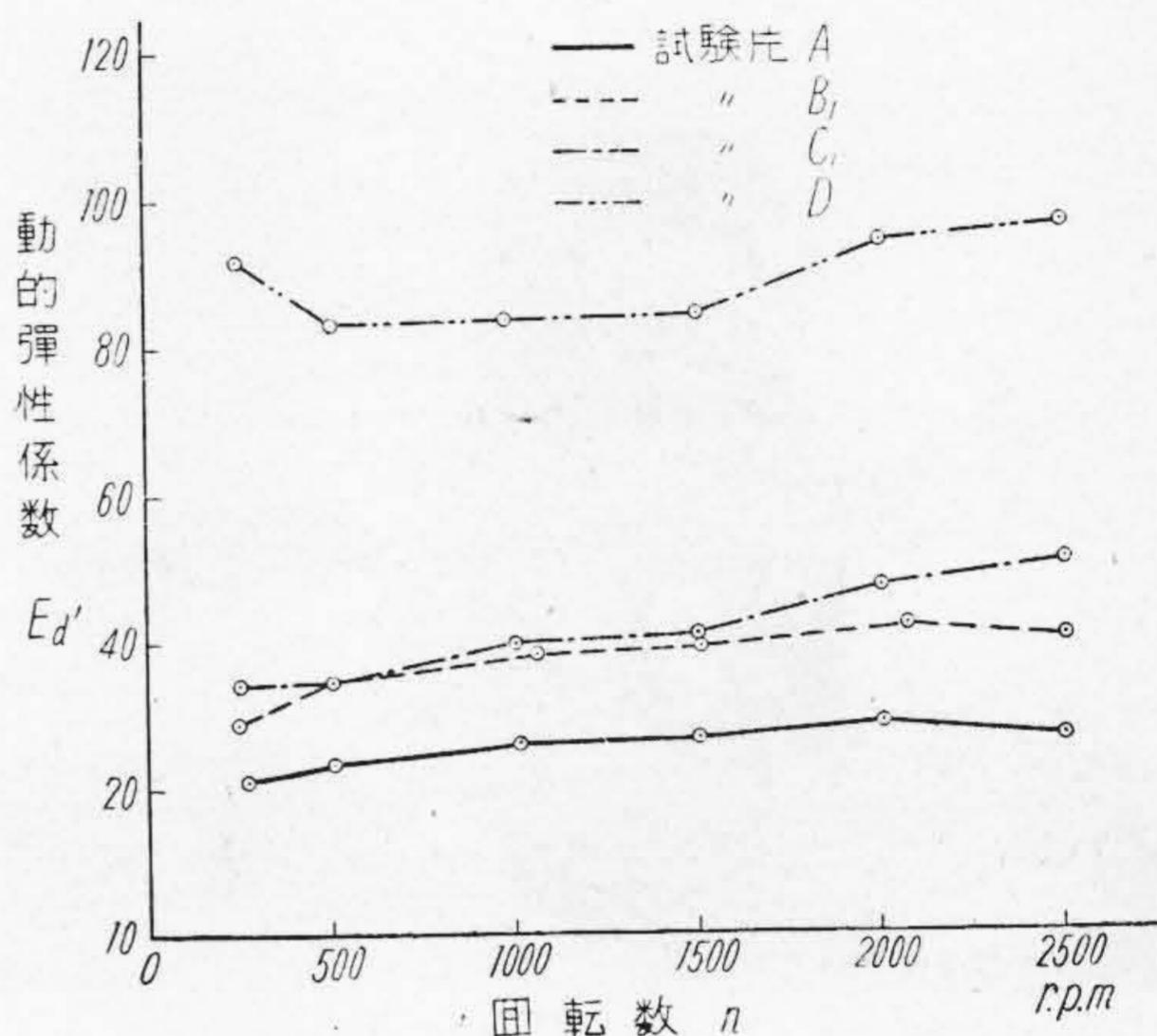
圓筒型に比し静的及び動的弾性係数は幾分大きいということが出来る。

(F) 静的と動的性質の関係 ゴムの静的履歴曲線は鎌型をなし、振動履歴曲線は静的の場合より傾きの大きな楕圓型履歴曲線となるので、これから求まる動的弾性係数は静的より大きく以上の実験結果より見れば  $E_d/E_s$  は 1.05~1.45 の範囲にある。したがって防振ゴムを設計する場合は静的弾性係数を求めその約 1.5 倍の動的弾性係数を用いてそのばね特性を決定すればよいことになる。

強制振動の場合加振台の振動数を上昇させてゆく場合と下降させてゆく場合とは第 10 圖からわかるように共振点が異り、下降の場合の方が共振々動数は小さくなり振巾は大きく且つ共振曲線の非対称性が著しくなり、ゴムが共振点では非線型のばね特性を有することを示す。

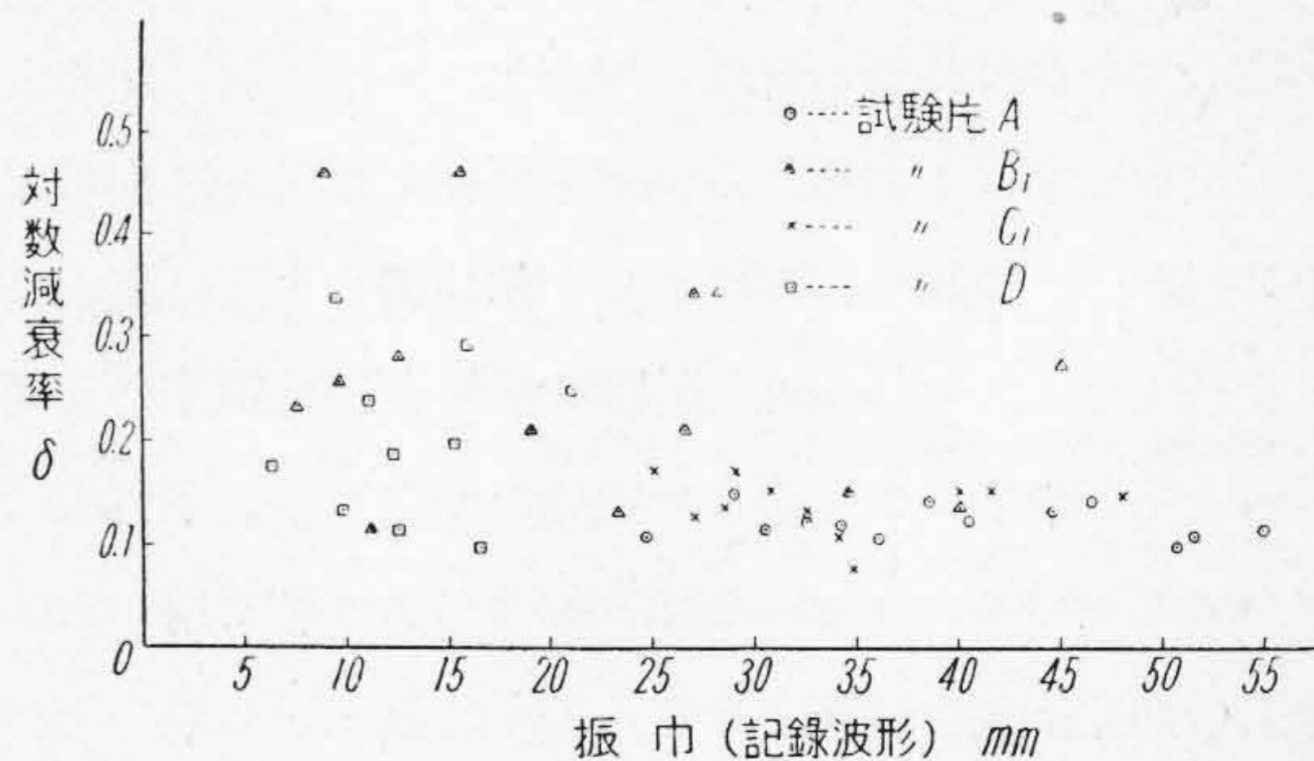
(G) 振動履歴曲線の性質 各試験について求めた

振動履歴曲線の面積、長軸の長さ及び傳達力は第 11, 12, 13 圖からわかるように、強制振動数が増大するにしたがい大きくなつておる。又曲線の長軸の傾きも振動数が大きくなるにしたがい僅かに大きくなるが本実験範囲の振動数では殆んど變らぬと見ても大過なく、したがつてこの傾きから算出される動的弾性係数  $E_d'$  も振動数によつて第 23 圖から大して變らぬと見てよい。この場合も  $44^\circ$  と  $50^\circ$  とは動的には殆んど等しい性質を示している。



第23圖 動的弾性係数と回転数との関係  
Fig. 23 Relation between Dynamic Modulus and Number of Revolution.

(H) 内部摩擦係数 自由振動波形から求まる對數減衰率は第 24 圖のように各試験片について、振巾に無関係で又荷重をかえても對數減衰率は大きく變らぬ點から



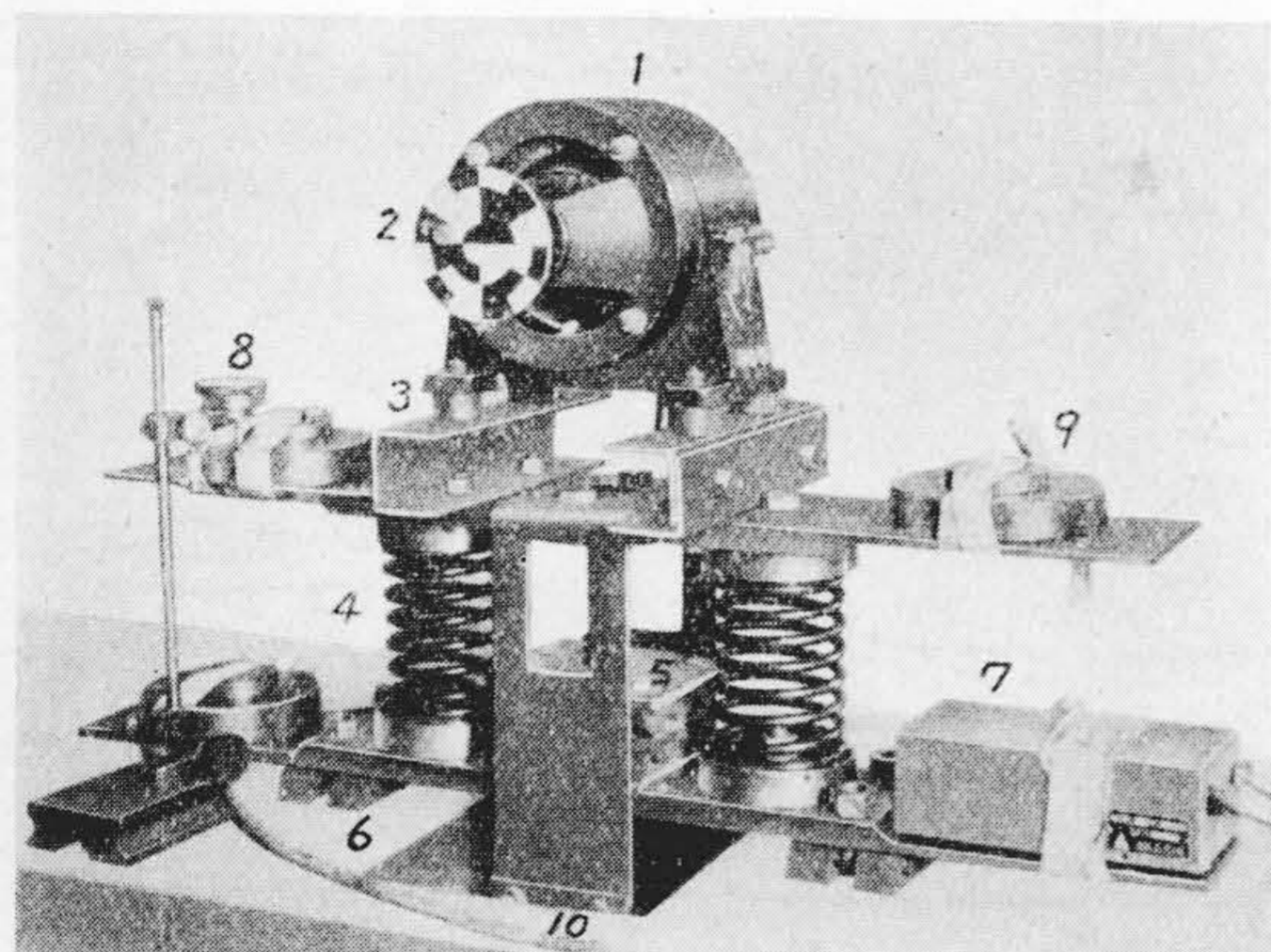
第24圖 對數減衰率と振幅との関係  
Fig. 24 Relation between Logarithmic Decrement and Amplitude.

振動數にも無關係であり、ゴムは定數型減衰能<sup>(3)</sup>をもつものと考えてよい。

以上防振用ゴムの静的及び動的の種々の性質が明らかになつたので、これを考慮に入れた新しい防振ゴムの設計及び使用が出来ることになる。次に實際に各種の機器に防振ゴムを用いた場合の防振効果について述べる。

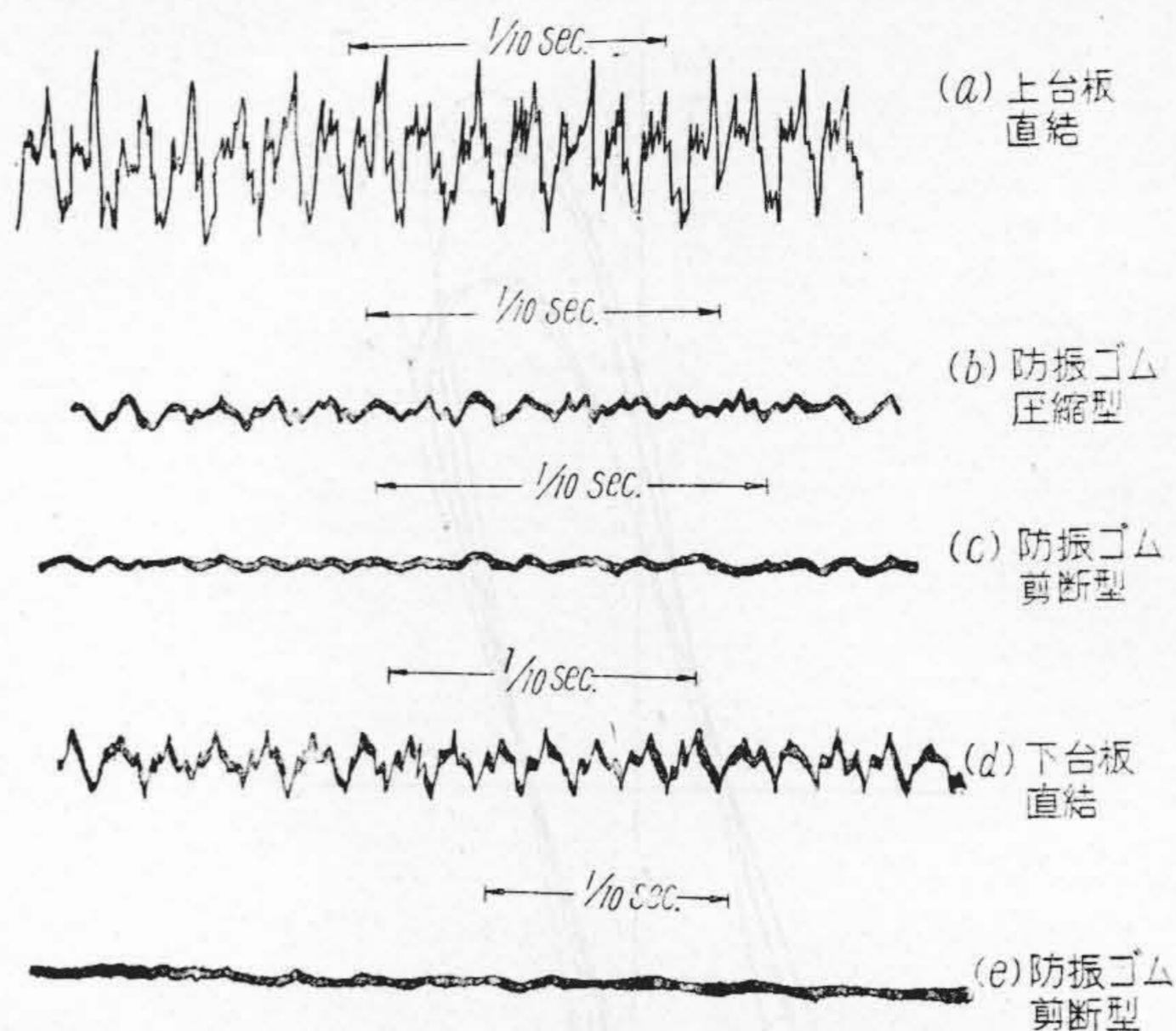
〔II〕 防振ゴムの應用例

(1) 小型電動機 第25圖に示す如く山型防振ゴムと



第25圖 小型電動機の防振ゴム支持  
Fig. 25 Rubber Mounting in Small Motor.

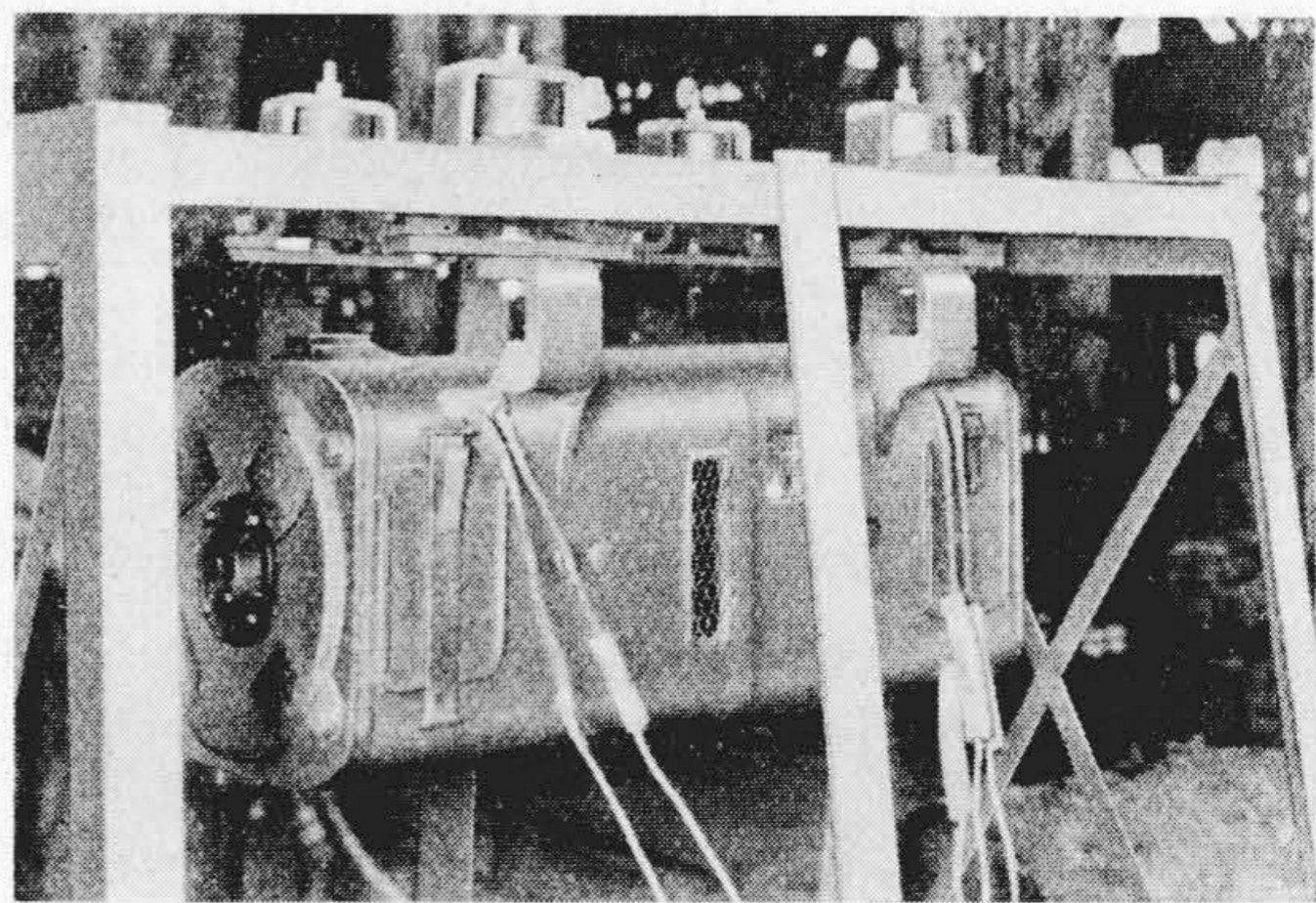
蔓巻ばねからなるばね台上に  $1/8$  IP の小型電動機を丸型防振ゴムで支持した。使用した防振ゴムは  $25\phi \times 15\text{mm}$ 、シヨア-硬度  $45^\circ$ 、 $E_s = 38.5 \text{ kg/cm}^2$ 、 $G = 8.5 \text{ kg/cm}^2$  である。電動機軸につけた偏心重量により回轉數と同じ振動數の強制振動を起させ、上台板及び下台板の振動速度を明石電磁型受振器に捕捉し増巾してオツシロに記録した。實驗結果は上台板に電動機を直結したときの振動は第26圖(a)の如く、防振ゴムで第25圖のように壓縮型に支持すると(b)の如く振動は減り更に剪斷型に支持すると(c)圖のように著しく振動を減衰する、下台板においても直結のとき(d)の如きものが剪斷型に用いると(e)の如く振動を減衰させる。即ち防振ゴムを用いたことにより、ゴムのない場合に比し  $4000 \text{ r.p.m.}$  で上台板の振動は壓縮型で  $1/3$ 、剪斷型で  $1/12$  に減少し、下台板で剪斷型に用いると  $1/4$  に減少することがわかる。以上



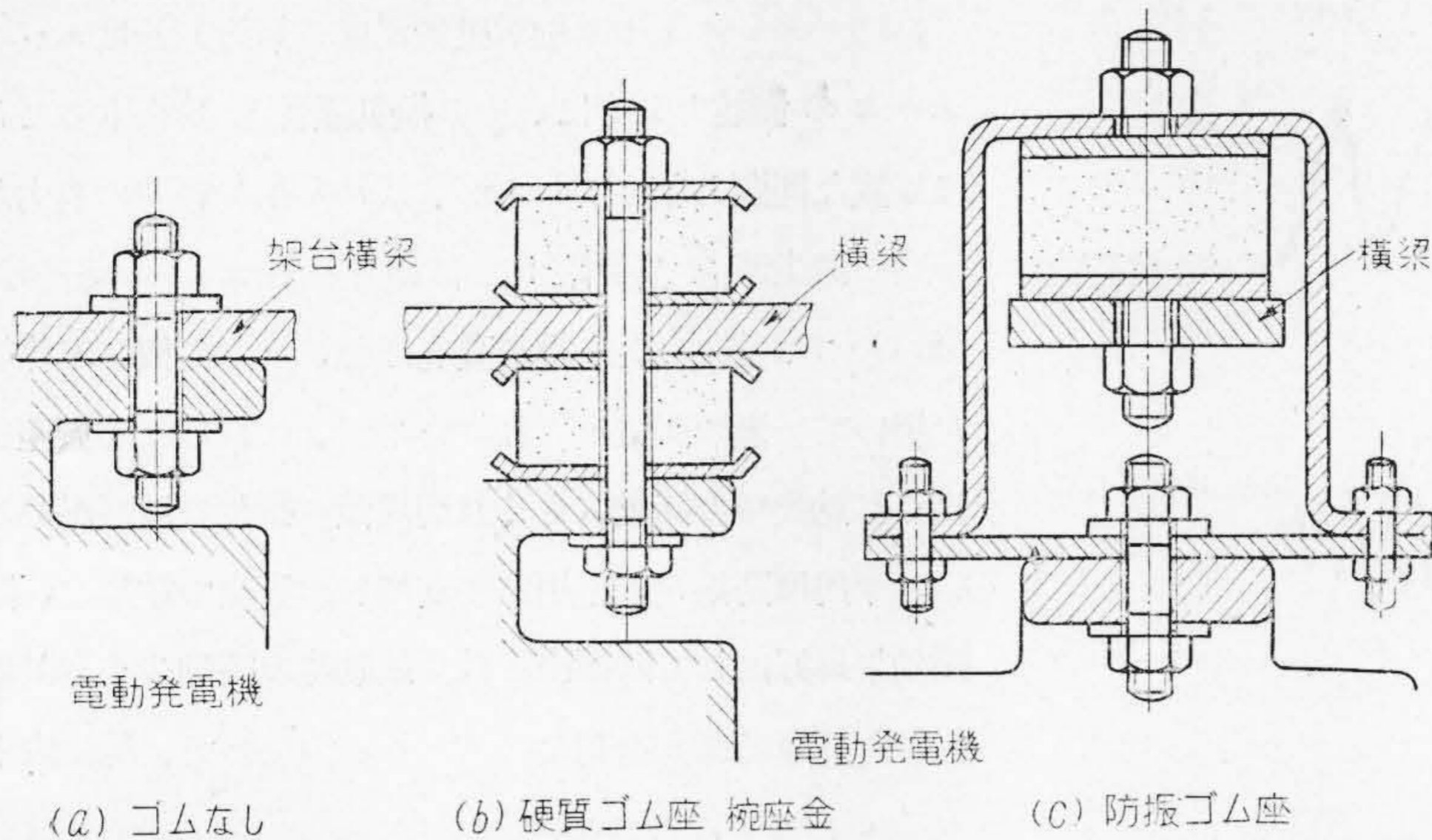
第26圖 小型電動機の防振効果  
Fig. 26 Effect of Preventing of Vibration in Small Motor.

の結果から防振ゴムを壓縮型に用いるより剪斷型に用いた方が剛性が低くなり防振効果もすぐれていること、又ゴムを用いると高周波の振動をよく吸収することもわかる。

(2) 車輛用電動發電機 電氣機關車、市街電車、トロリーバス等車輛において場所の關係で電動發電機(以下 M.G. と略稱する)を車體の天井や床台枠から懸吊して設置する場合がある。かゝる場合 M.G. の回轉による振動や固體音が車體各部に傳わり、振動騒音を發生し乗心地を悪くする。M.G. を第27圖の如く試験架台に懸吊し防振座として硬質ゴム、防振ゴムを用いて支持した



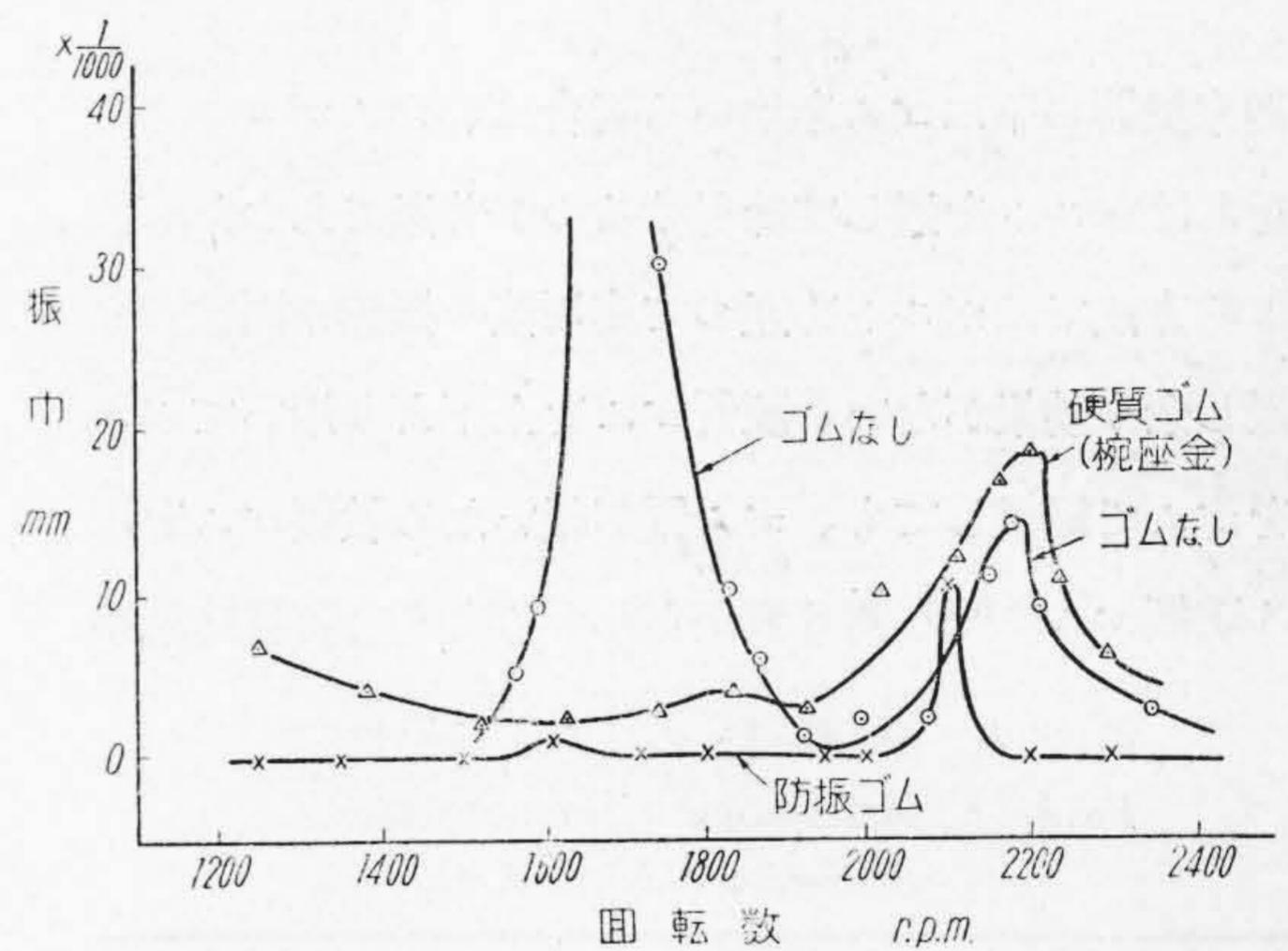
第27圖 電動發電機の防振ゴムによる懸吊實驗裝置  
Fig. 27 Experimental Equipment for Suspension of Motor-Generator by Rubber Spring.



第28圖 電動發電機の彈性支持  
Fig. 28 Elastic Mounting in Motor-Generator Set.

の各防振座による防振効果を架台上で明石電磁型受振器で捕捉した。實驗結果 M.G. の回轉數と架台の振巾との關係は第 29 圖の如く求まり、防振ゴムを用いるとゴムのない場合及び硬質ゴム座に比し、防振効果が斷然優れていることがわかる。又振動速度も第 30 圖に示すように防振ゴムの防振効果が顯著である。

場合の防振効果をしらべてみた。硬質ゴムは第 28 圖 b) の如く架台の上下に座金で狭んで取付け、防振ゴムは (c) の如くとりつけた。軟質ゴムは防振ゴムの如く金具と接着され壓縮されると横方向の變位が接着面で拘束されるので高い剛性が期待出来るが、軟質ゴムブロックだけでは重い機器の下に用いるとへたつて硬質ゴムブロックを用いることになる。硬質ゴムは 65×65×39 mm の角型に 22φ mm のボルト孔を有しシヨア-硬度 60°、防振ゴムは丸型 98φ×39 mm、シヨア-硬度 45° のものを用いた。各防振座のばね特性は第7表の如きものである。M.G. は 3kW, 2kW、定格 2300 r.p.m. 2 台につき回轉數を種々變えた場合

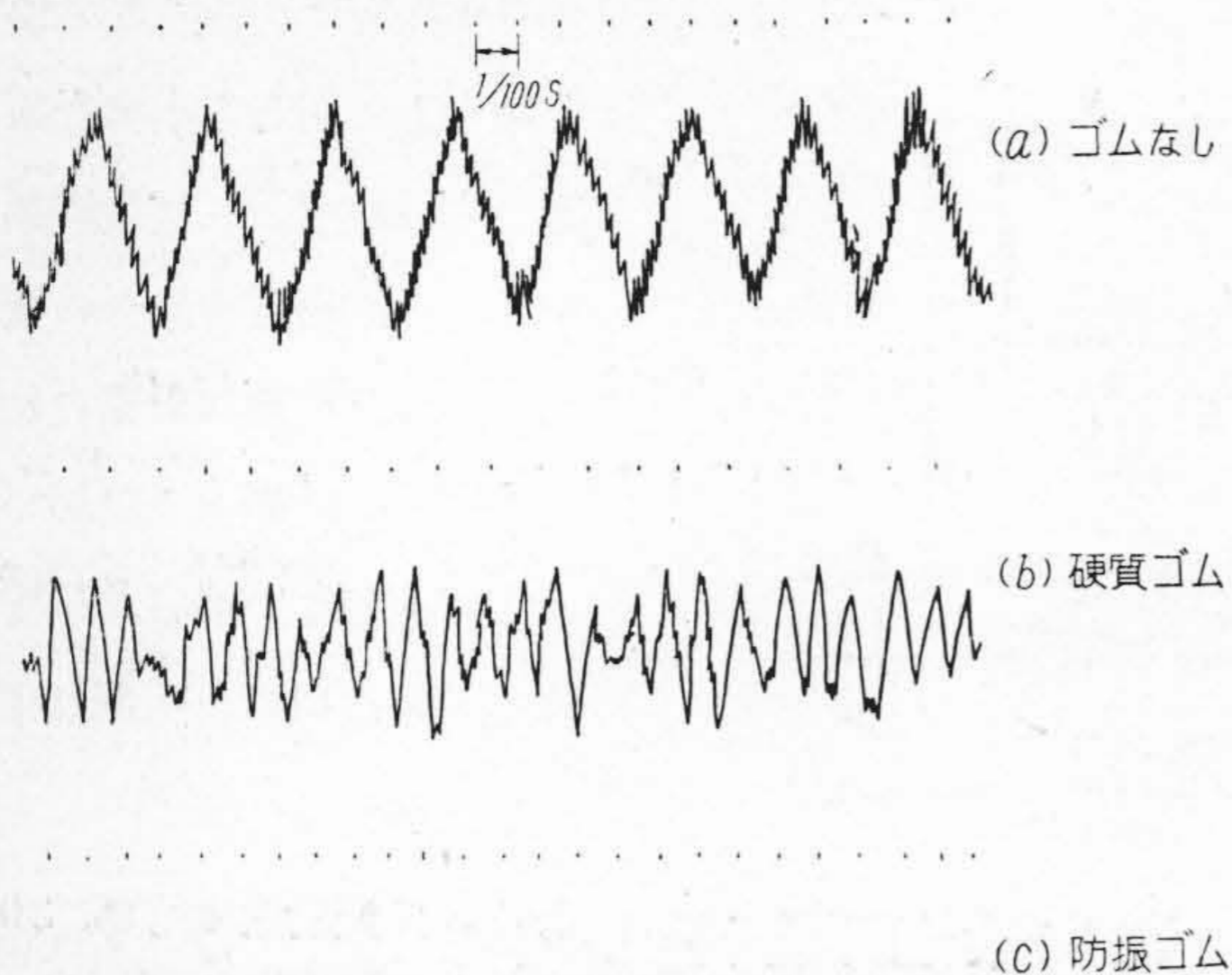


第29圖 回轉數と振幅との關係  
Fig. 29 Relation between Number of Revolution and Amplitude.

第7表 各防振座のばね特性  
Table 7 Spring Characters of Several Rubber Springs.

防振座	呼稱	荷重 kg/cm <sup>2</sup>	静ばね常數 ks kg/cm <sup>2</sup>	動ばね常數 kd kg/cm	kd/ks	固有振動數 f <sub>0</sub> c. p. s.	對數減衰率 δ
硬質ゴム	No. 5 (平)	2.82	556	650	1.17	12.2	0.23
	No. 5 (椀)		800	893	1.12	14.3	0.44
	No. 7 (平)		571	610	1.07	11.8	0.26
	No. 7 (椀)		700	—	—	—	—
防振ゴム	No. 1	1.44	900	972	1.08	14.9	0.24
	No. 2		1000	1001	1.00	15.2	0.22
	No. 3		830	944	1.14	14.7	0.22
	No. 4		740	894	1.20	14.3	0.24

〔備考〕 (平) は平座金、(椀) は椀座金を用いた場合。



第30圖 架臺上における振動速度波形  
Fig. 30 Wave Form of Velocity of Vibration on the Frame.

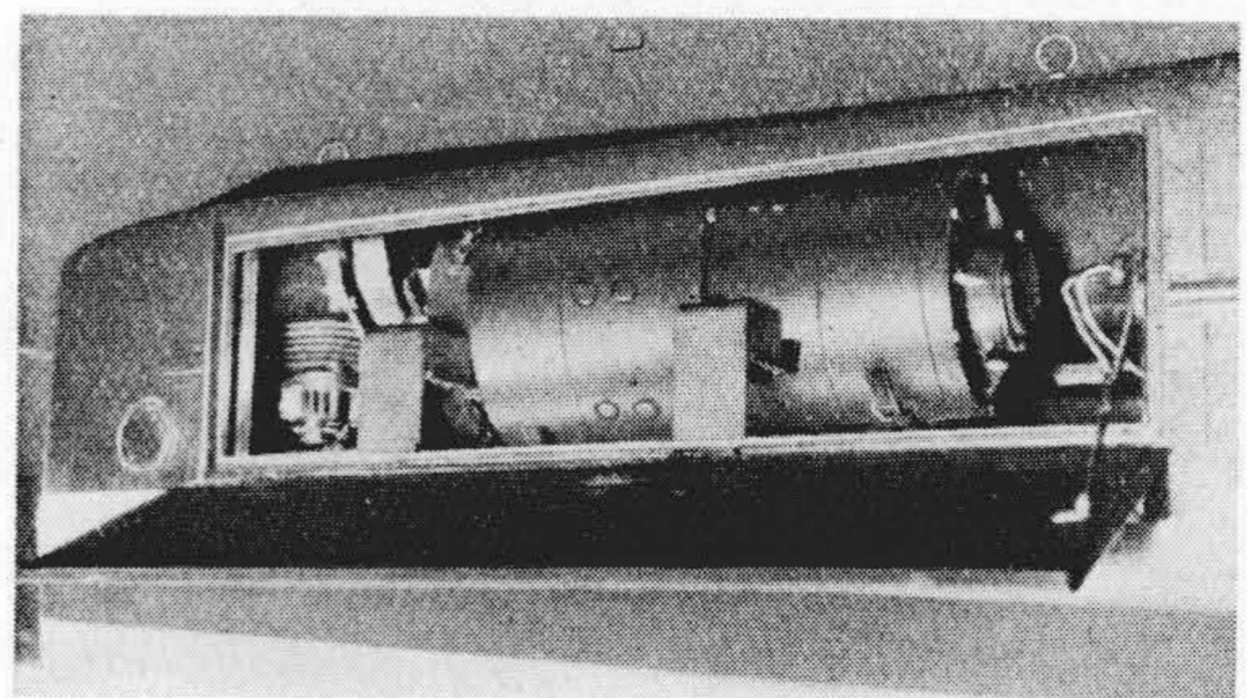
従来機器の下にゴムを用いる場合は、ゴムブロックに孔をあけボルトを通して締付けるのが普通であつたが、かゝる方法ではボルトを通つて高周波の振動や固体音は濾過し余り効果がない、硬質ゴムを上下より用いてボルトをゴムで絶縁しても、ゴム質が硬いため軟質ゴムを用いる防振ゴムに對し第8表からわかるように防音防響特

第8表 各材料の防音特性  
Table 8 Anti-noise Characteristics of Several Materials.

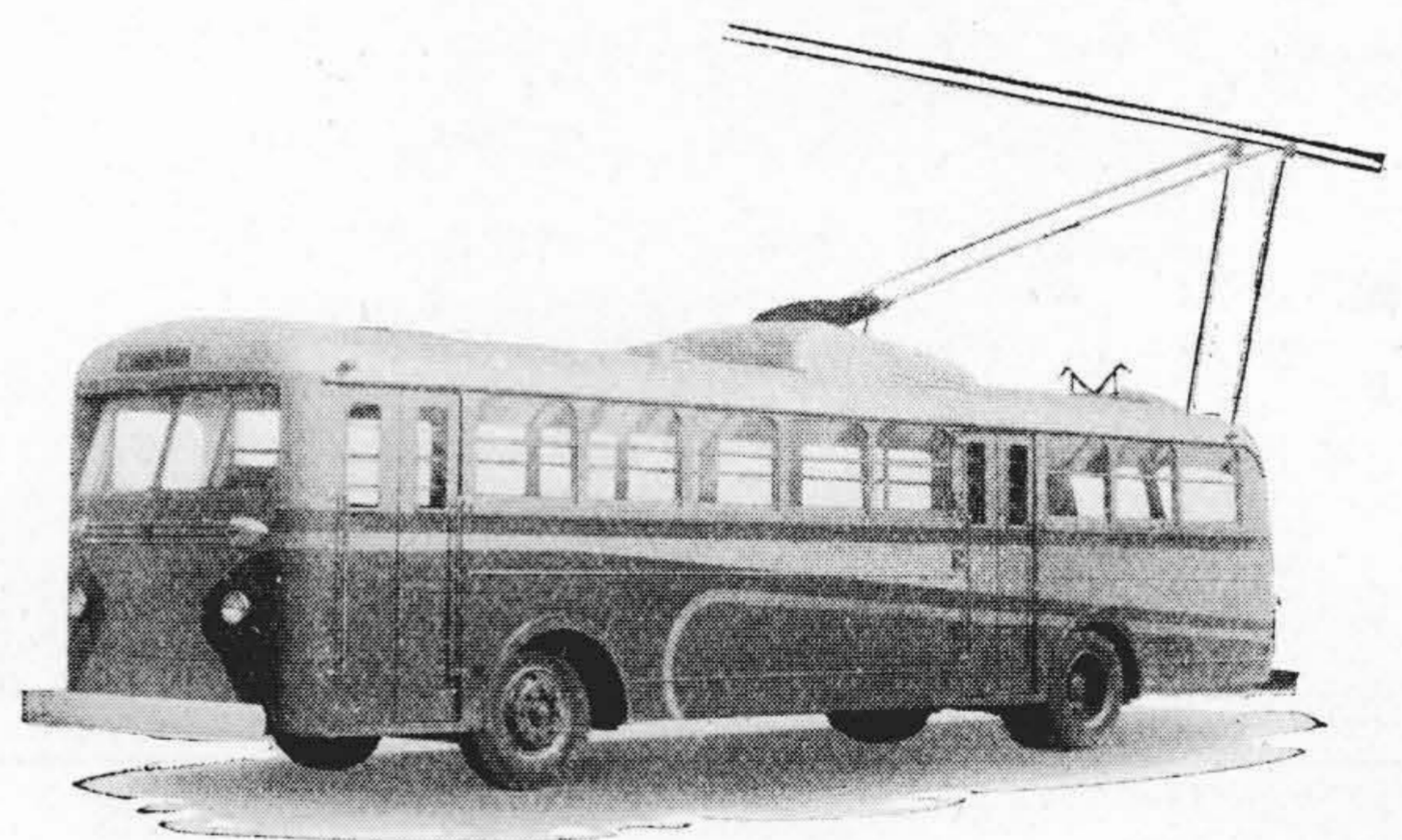
	硬質ゴム	防振ゴム	鐵
密度 $\rho$ g/cm <sup>3</sup>	1.20	1.12	7.8
弾性係數 E kg/cm	62	38	$2.1 \times 10^3$
音速 C m/sec	71.2	57.8	5000
音響抵抗 $\rho \cdot C$ g/cm <sup>2</sup> sec	$0.855 \times 10^4$	$0.648 \times 10^4$	$390 \times 10^4$

性が悪く高周波の振動に對して減衰率が悪く、これは本實驗結果から見ても明かである。又ボルトを通して架臺に取付けるため、車輛の如く横揺れのある振動に對して具合が悪く自由度の多い防振ゴムの方が有利である。第31圖は以上の實驗結果を利用し防振ゴムを用いてトロリーバスに M.G. を懸吊したもので、この外第32圖の日立トロリーバスは主電動機も防振ゴム支持をなし、動力機補機から來る不快な振動を絶縁し乗心地をよくしてある。

(3) エレベエータ用電動發電機 最近高速度エレベエータの發達とともに、その振動騒音を防止することは切實な問題となつているが、これら振動騒音の有力な一つの發生源は高層階上に設置されるエレベエータ用 M. G. である。従來鋼製蔓卷ばね、コルク板、木杵等を用いて一應の對策はされているが、これらは防振座を高くし始動時の揺動大きく且高周波の振動の減衰がわるい。平角型防振ゴムを用いて支持した實驗の結果は、防振効果良好にして防振座が低く始動時の揺動少く、且取付けが簡単であり有利なことがわかつたので、現に白木



第31圖 トロリーバスにおける電動發電機の防振支持  
Fig. 31 Elastic Mounting in Motor-Generator of Trolley Bus.



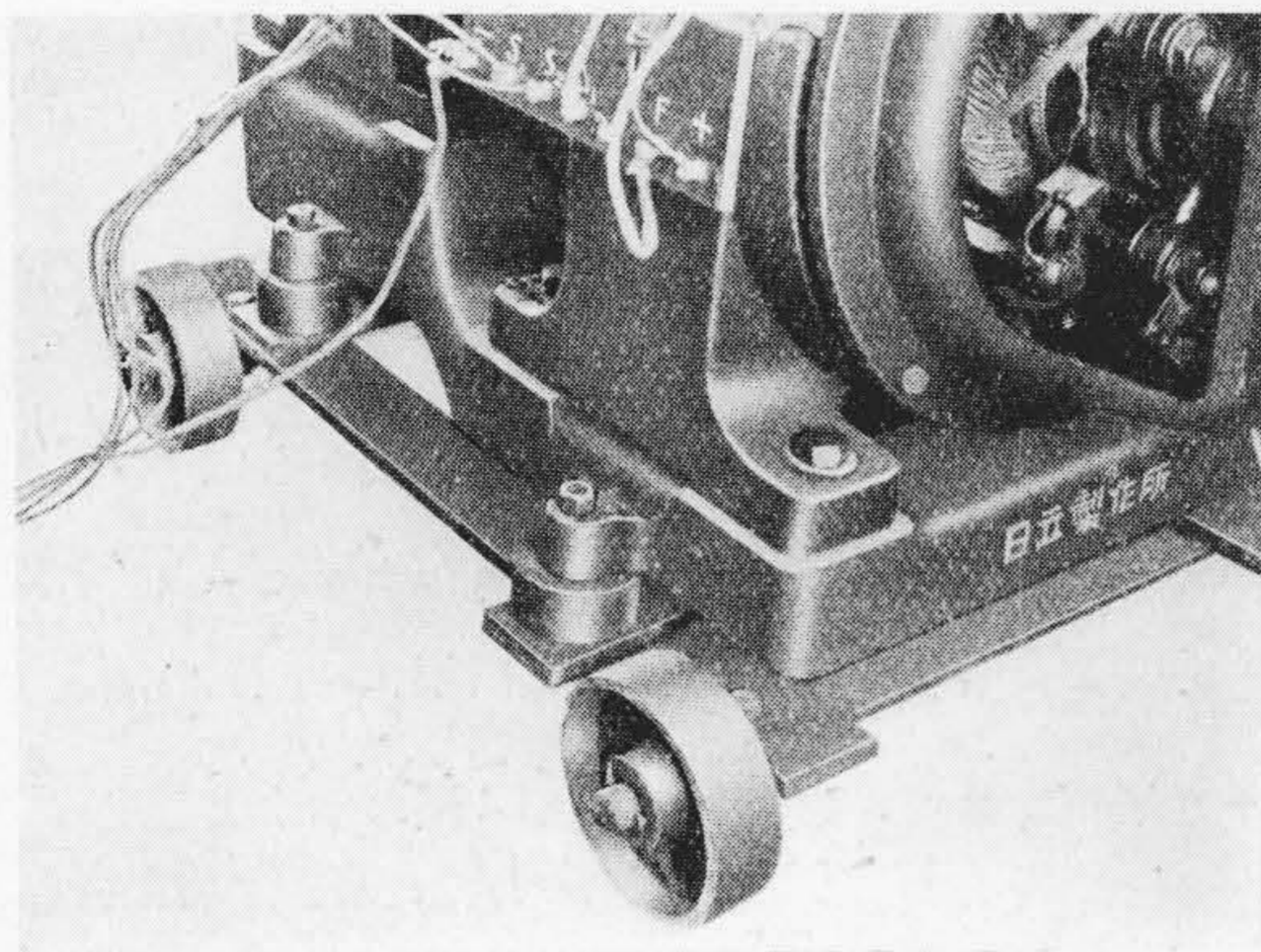
第32圖 日立トロリーバス  
Fig. 32 HITACHI Trolley Bus.

屋エレベエータに用いて良好な成績を収めている。

(4) 實驗用電動發電機 實驗用 3 kW M.G. の軸受金が磨耗し振動が大きく、M.G. 横の床上で  $^{37}/_{1000}$  mm, M.G. から 5 m 離れた實驗台では  $^{40}/_{1000}$  mm を振り切る程度で棚上の瓶が轉げ落ち實驗に差障を來していた。

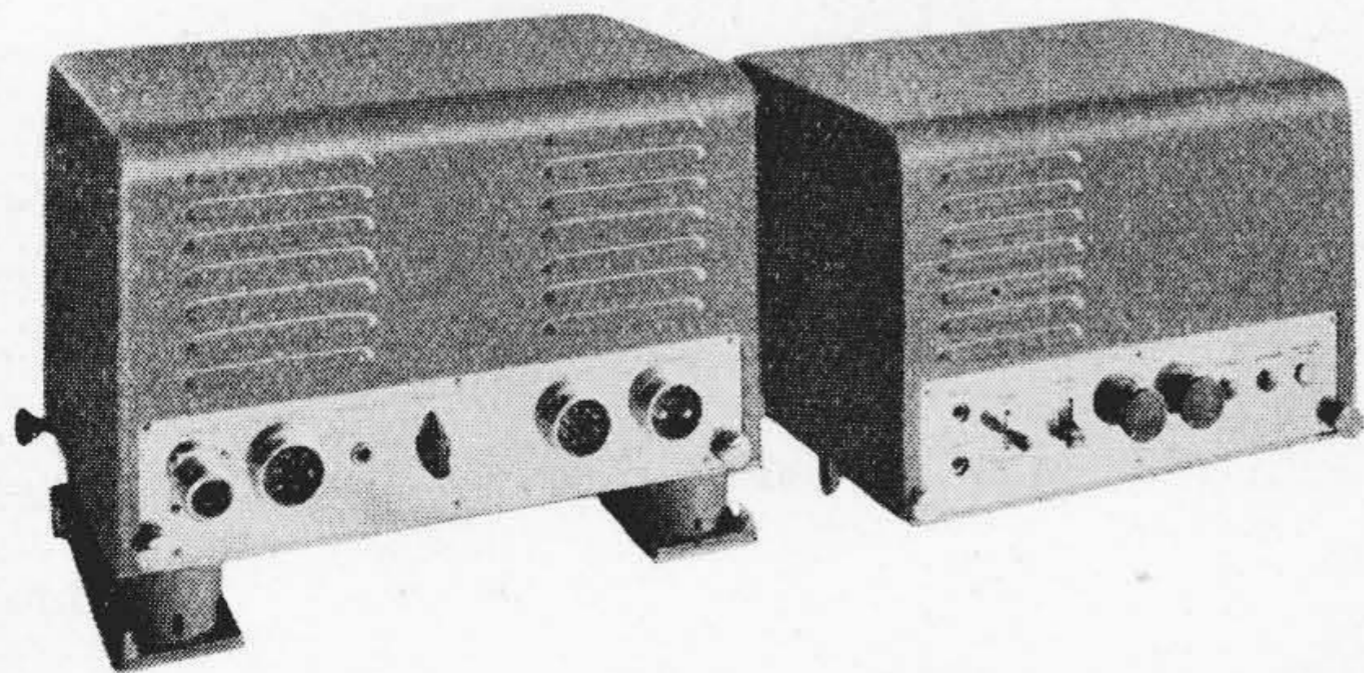
これを防振ゴムで第33圖の如く支持した結果、床上で $6/1000$  mm、実験台上で $10/1000$  mmに振動が減り室内の騒音や他の実験室まで及ぼしていた振動もなくなるという好成績を収めた。

(5) 高速度継電器用配電盤 澁谷地下鉄變電所において地下電車が通過の際の振動が継電器の作働に悪影響を及ぼすことが問題となり、配電盤を防振ゴム支持したところ差障なく運轉している。



第33圖 電動發電機の防振ゴム支持  
Fig. 33 Rubber Mounting in Motor-Generator.

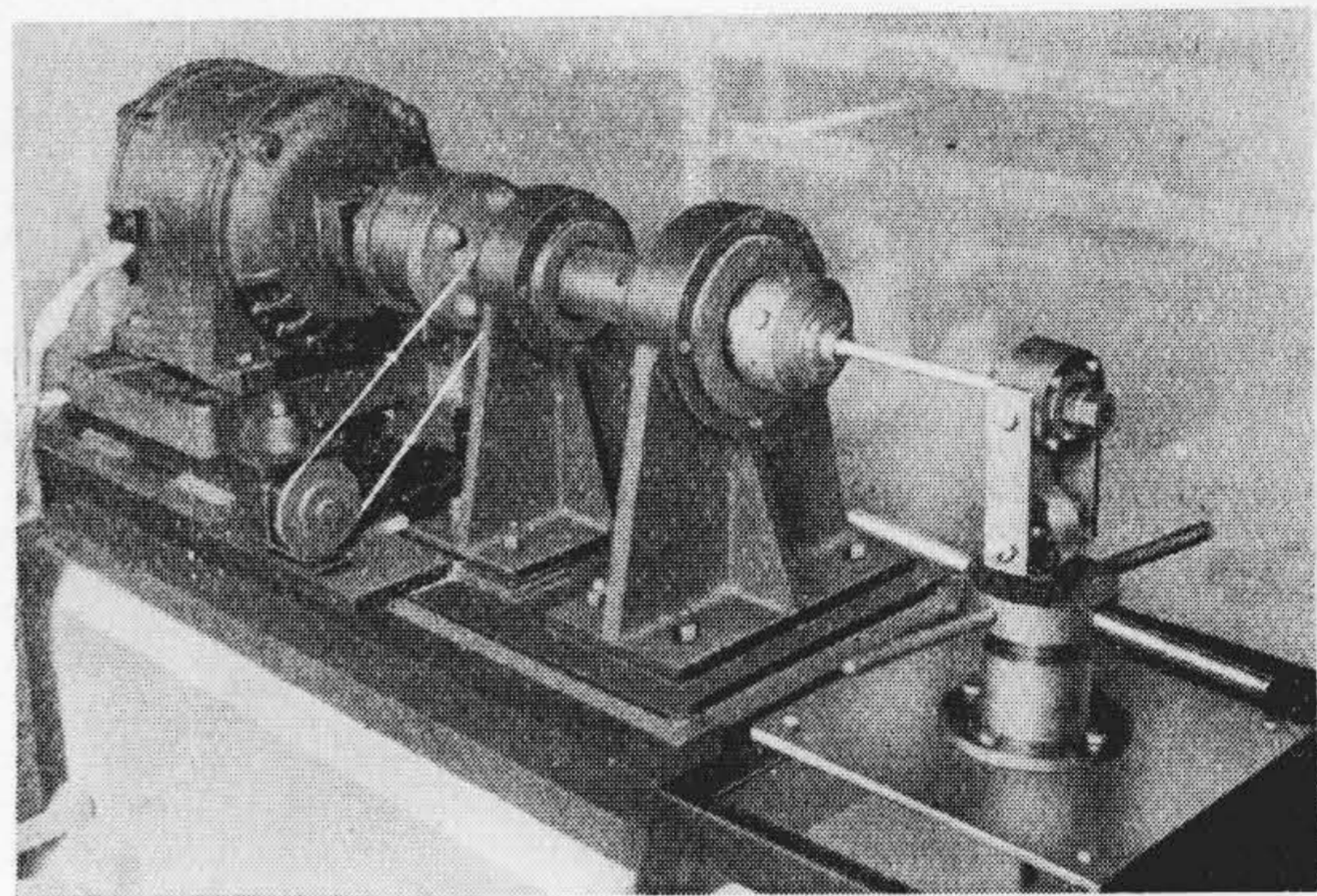
(6) 無線機<sup>(7)</sup> 船舶用、漁業用、車輛用無線機はすべて防振ゴムで支持され外部の振動から絶縁されている。特に最近好評を博している日立製作所 FM 警察無線電話装置に第34圖の如く防振ゴムを用いた結果は極めて効果的であつた。即ちトラックの振動は乗用車にくらべ遙かに猛烈であつたにもかかわらず通話に全く影響なく、最も心配された真空管、リレー等も極めて安定に動作することが確認された。尙鋼製蔓巻ばね式の防振脚は移動実験で共振を起し全く使用に耐えなかつた。



第34圖 FM 警察無線電話装置  
Fig. 34 FM Police Radio Telephone Equipment.

(7) 可撓接手 片持梁式回轉曲げ疲勞試験機に第35圖の如く防振ゴムを可撓接手として用い、電動機の振動が試験片に傳わらず軸心の喰違いも問題なく運轉している。

(8) 市街電車 横濱市電の路面電車につき防振ゴムを台車に多数用いた防振台車を試作し、試験の結果防振防音とも優秀な成績を収めた。又各種車輛装置に防振ゴムが用いられているが、本問題については別項で詳しく記述されるので紹介に止める。



第35圖 可撓接手に防振ゴムを用いた例  
Fig. 35 Rubber Spring used for Flexible Coupling.

(9) 其他 電動機の刷子保持器、精密工作機械の台床其他種々の電気機械への用途が計畫實施されつゝある。

#### [IV] 結 言

以上防振ゴムを設計し使用する場合に必要なゴムの力學的諸性質及びその應用例について概説した。先進諸外國においては防振ゴムは機械取付用ボルトと考える程度に常識化されているということである。日立製作所においては他社に先んじて機器に應じた新しい防振ゴムの設計實用化により各種製品の優良化に努めており、従来とかく振動騒音に無關心であつた機械製造者に一大覺醒をもたらすものと信ずる。終りに水晶壓力計を貸與され實驗に種々助言を賜つた東大中山秀太郎教授並に絶えず御鞭撻下さつた兼先所長、山崎課長、電動發電機の實驗に協力された日立水戸分工場、多賀工場の諸氏當實驗室

の岩崎勳君に深く感謝の意を表する次第である。

参考文献

- (1) 平野：日本音響學會講演豫稿（昭25-9）
- (2) 平野：ゴム技術の十年（昭24）

- (3) 遠藤：日本航空學會誌 6, 55（昭14-11）
- (4) 中山：東大綜合試験所年報 7（昭24-2）
- (5) 北條、長濱、今西：日立評論 32（1950）9, 1
- (6) S.D. Gehman：J. of Applied Physics 13 June 1942, 402

特許紹介

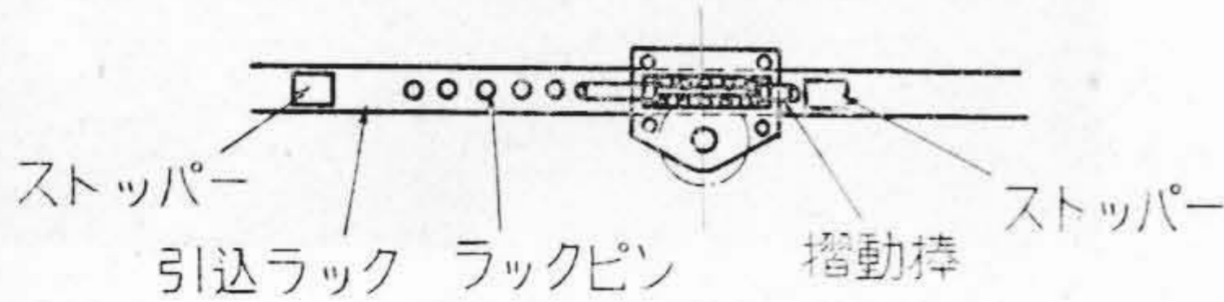
登録新案第326525號

大西昇

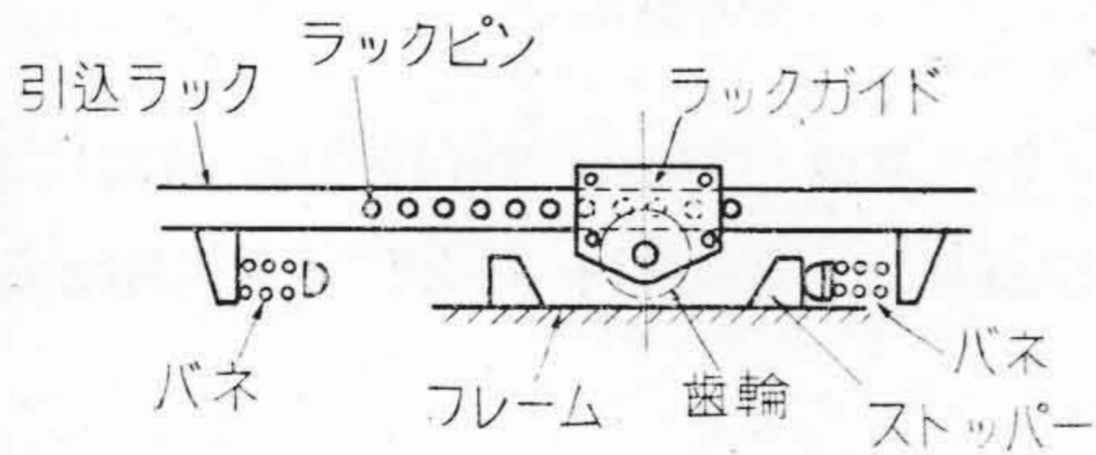
引込起重機における引込ラック用緩衝器

引込ラックに設けたラックピンとかみ合う齒輪を電動機により回轉させて、引込ラックを往復動させる引込起重機における従來の引込ラック用緩衝器は、第1圖に示すように、引込ラック

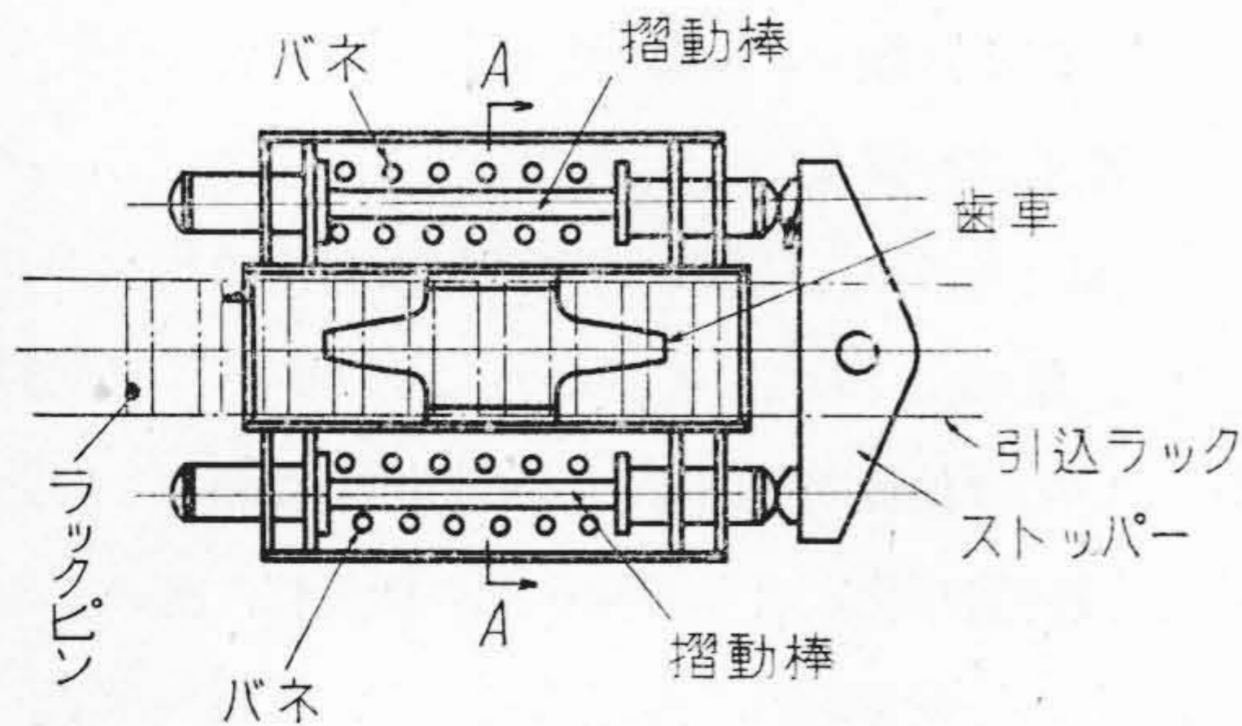
クの左右にバネを設け、ラックガイドをはさんでフレーム上にストッパを備えた構造から成り、ラックには引張力、壓縮力以外に曲げモーメントが作用するのを常とする。



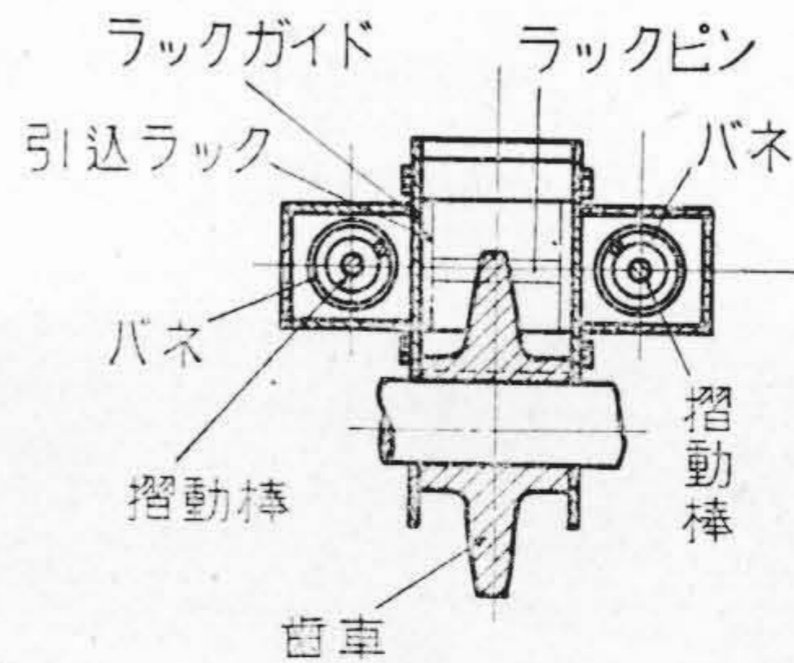
第1圖



第2圖



第3圖



第4圖 (A-A 断面)

本考案緩衝器は、第2圖乃至第4圖に示すように、引込ラックの両側に取付けた摺動棒にバネを設け、摺動棒に對し直角なる方向において、ストッパをラックの左右に取付けたので、従來の緩衝器とくらべ、使用バネは同數でもバネ力は2倍となり、かつ、引込ラックには兩側からバネが同時に働く故、純引張力又は純壓縮力のみ作用し曲げモーメントの作用がない。

(富田)