

往復動圧縮機用Vベルトの振動

Vibrations of the V-Belt for Reciprocating Compressor Drive

大 谷 巖*
Iwao Otani

内 容 梗 概

往復動圧縮機やエンジンのように、トルク変動の大きい機械に、Vベルトを用いる際に経験されるベルトの振動を調べたもので、走行しないベルトの一端に正弦状の変位を与えて、マシュエ形の振動特性をしらべ、これをもととして二、三の圧縮機で起こした走行中のベルトの振動について検討した。また、トルク変動のある機械にベルトを使用する場合の初期張力のとり方について筆者の見解を述べた。

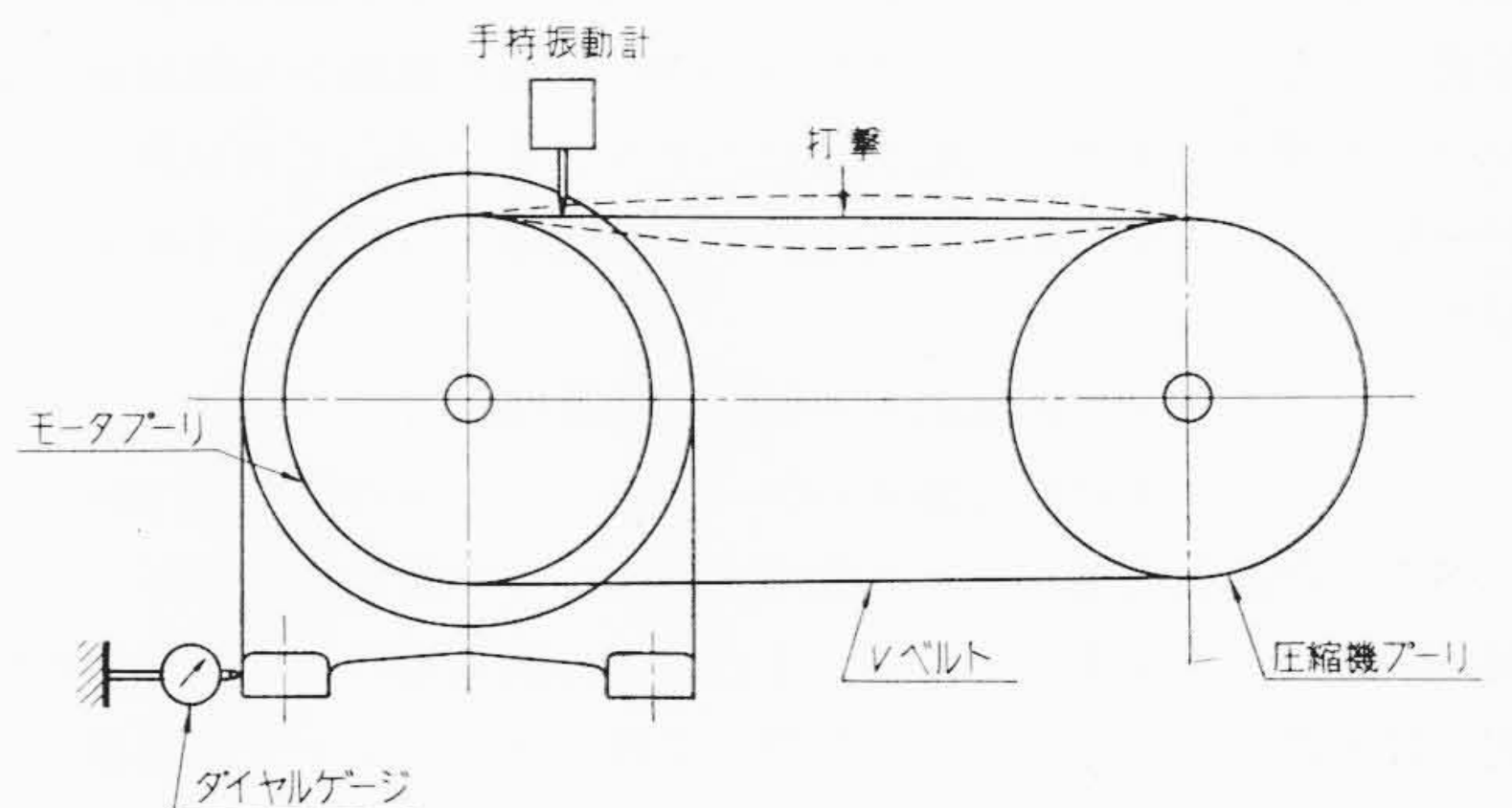
1. 緒 言

筆者はエンジンや圧縮機に使用されるVベルトが、ときに激しい振動を起こし、運転の支障になることを再々経験した。これは、往復動機械の有するトルク変動によって、Vベルトプーリの角度振幅が大きいためであろうと推定することはできるが、設計計画に利用しうる定量的な資料は見あたらないようである。わずかに往年下山氏が結び目のある細ひもをプーリに掛けて走行させ、結び目がプーリにかかるときに細ひもに生ずる張力変化によって起こるマシュエ形の振動を研究された文献⁽¹⁾が参考になる程度である。これによると走行するベルトは張力の変動によっていわゆるマシュエ形の振動を生じやすく理論と実験とがよく一致している。筆者は市販のVベルトを水平に張って右端から正弦状に加振したときの横振動の発生状況を調べ、他方、ベルトの弾性係数の測定値に基づいて、圧縮機と電動機とをベルトで結びつけた系のねじれ振動の見地から二、三の圧縮機で経験した走行するベルトの振動条件を計算して前者の静止ベルトの試験結果と比較することにした。以下これらについて説明する。

2. ベルトの特性

周知のように、Vベルトは心に強力人絹を抗張体として用い、これをゴム被覆し、プーリと接触する部分および外周部には特殊織布でおおったものが多く用いられる。最近では、各種合成繊維の発達に伴い、テトロン、ナイロン、ビニロンなどの心も用いられている。また心の配置により、第1図のように単層式と多層式とがある。筆者が調べた範囲ではB形以下は多層式が多く、C形以上は単層式が採用されているようであるが、これは単層式の方が屈曲性に富んでいるためであろう。

ところで、各社のVベルトのカタログをみるに、ベルトの走行速度が与えられたときに一本あたりの伝達動力、接触角によるその補



第2図 ベルト張力測定法

正係数、抗張力、安全率などは記載されているが、ベルトの張力と伸びの関係や、実用上とるべき弾性係数の大きさなどは記されておらず、特にベルトの振動に対しては、振動する場合には初期張力を増加しなければならぬことが注意されているにすぎない。

第2図に示すように左右両プーリにベルトを張っておき、一方のプーリをダイヤルゲージを見ながら移動させていったときの張力を測定した。この張力はベルトの固有振動数を手持振動計により測定し、次式によって計算した。

$$n = \frac{1}{2l} \sqrt{\frac{gT}{w}} \quad \text{あるいは} \quad T = 4l^2 n^2 \frac{w}{g} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに n : 固有振動数 (c/s)

l : ベルトのスパン (cm)

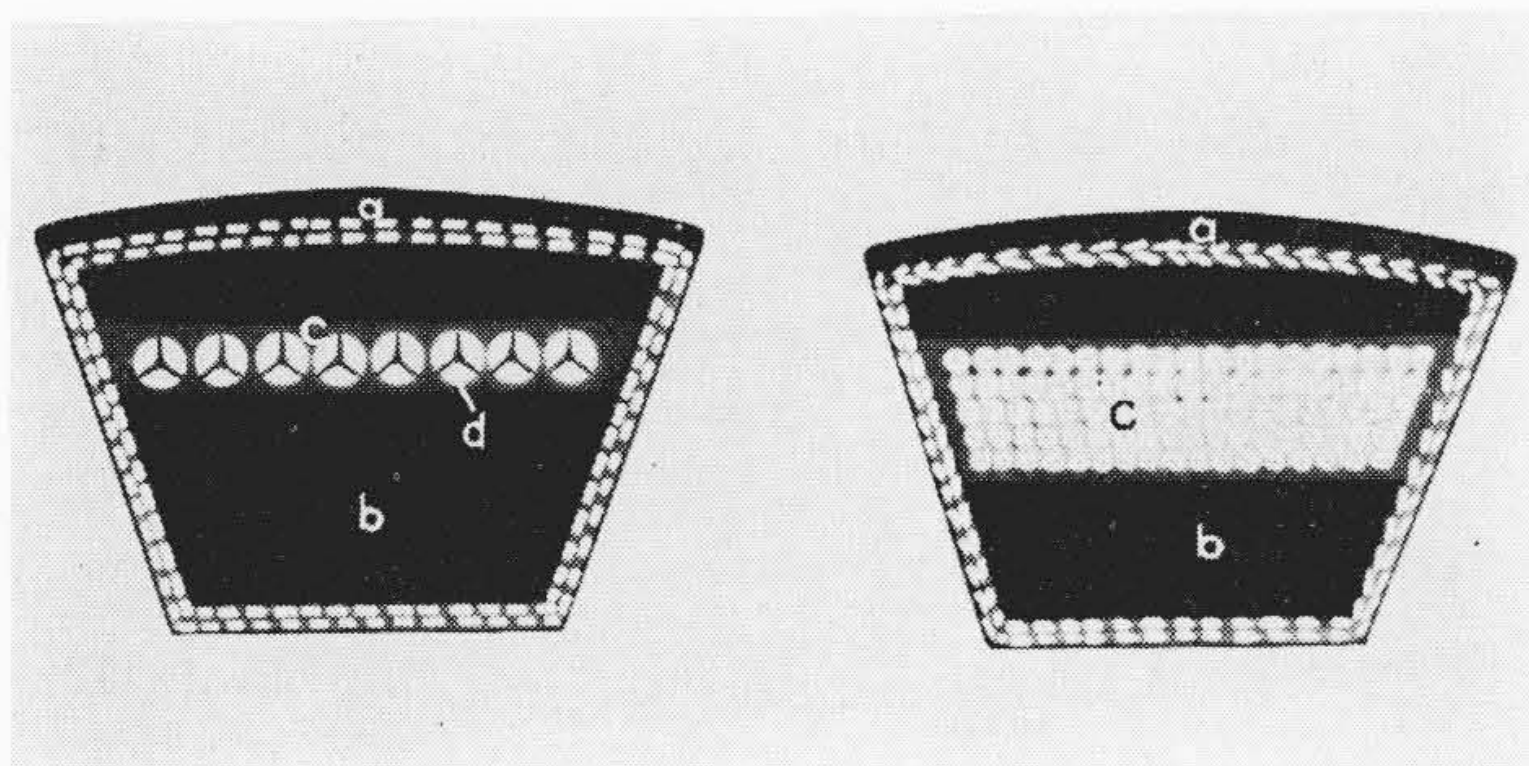
w : ベルトの単位長さ当たりの重量 (kg/cm)

g : 重力の加速度 (980 cm/s²)

T : 1本のベルトの張力 (kg)

である。試験したD形ベルトの単位長さ重量は、メーカーにより0.0064~0.0069 kg/cmであった。

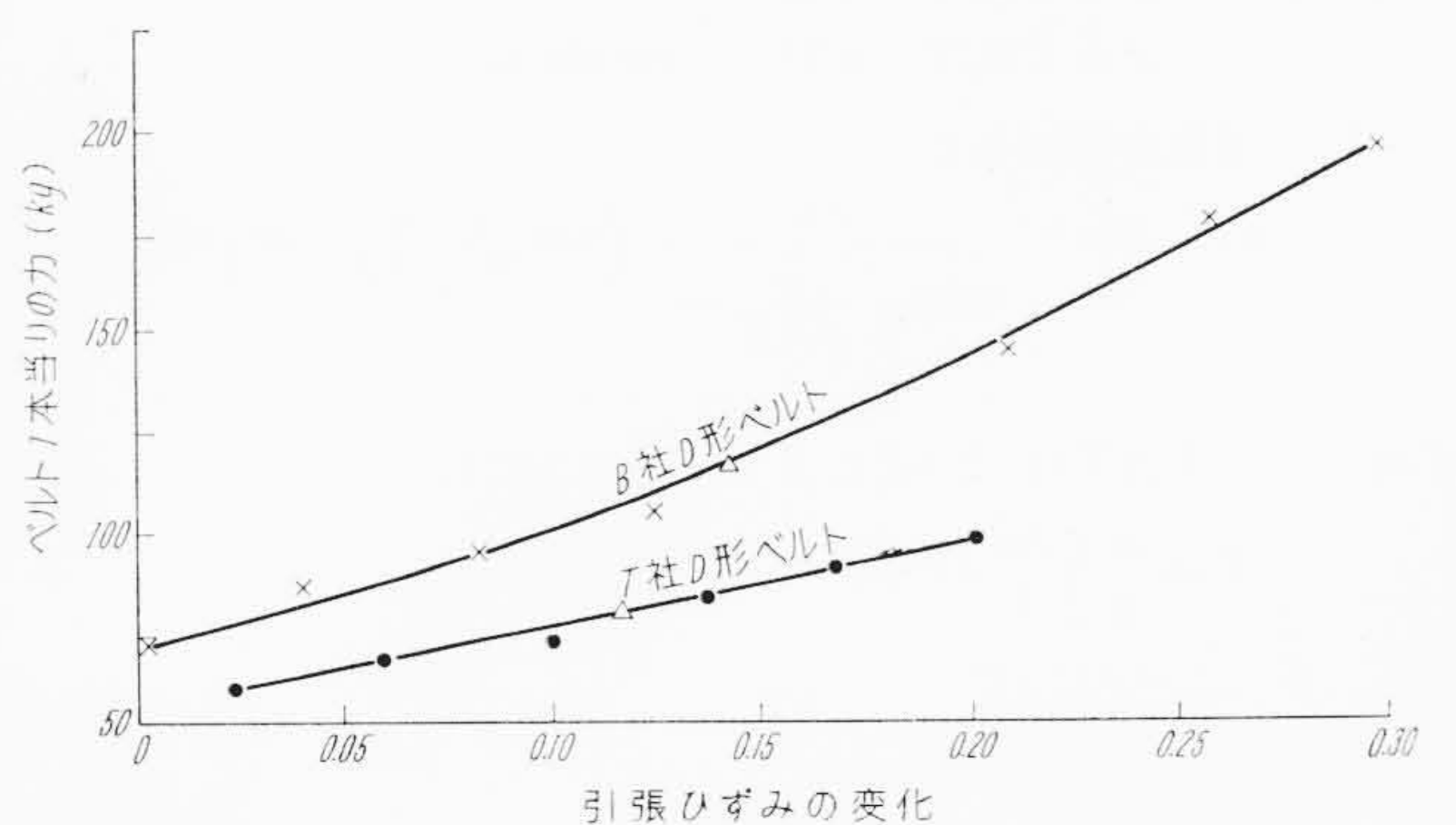
第3図は実験結果の一例である。上記の測定法では引張ひずみの変化に対するベルト張力の変化しか求められないので、図の横軸はひずみの変化をとってある。図によればB社とT社ではかなりベル



(a) 単層式

(b) 多層式

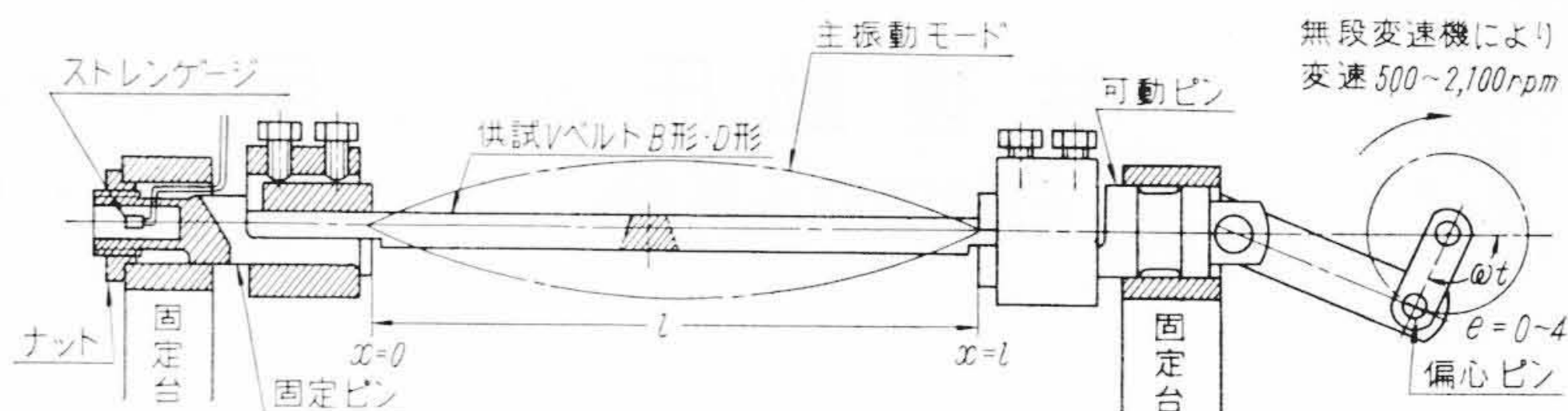
第1図 Vベルト断面図



第3図 ベルトのひずみと張力の関係

* 日立製作所川崎工場 工博

トの弾性係数が異なっている。B社のベルトはひずみが大きいと曲線のこう配がわずかに急になる傾向があるが、T社のベルトはほとんど直線的であることがわかる。D形ベルトの1本あたりの常用張力は100 kg程度である。第2図の張力100 kgにおけるこう配からベルト1本あたりの AE の値を求めるとB社は $4 \times 10^4 \text{ kg}$ 、T社は $2.4 \times 10^4 \text{ kg}$ である。ここに A はベルトの断面積 $\approx 470 \text{ mm}^2$ 、 E はベルトのヤング係数である。



第4図 ベルトの振動試験装置

3. ベルト単体の静的振動試験

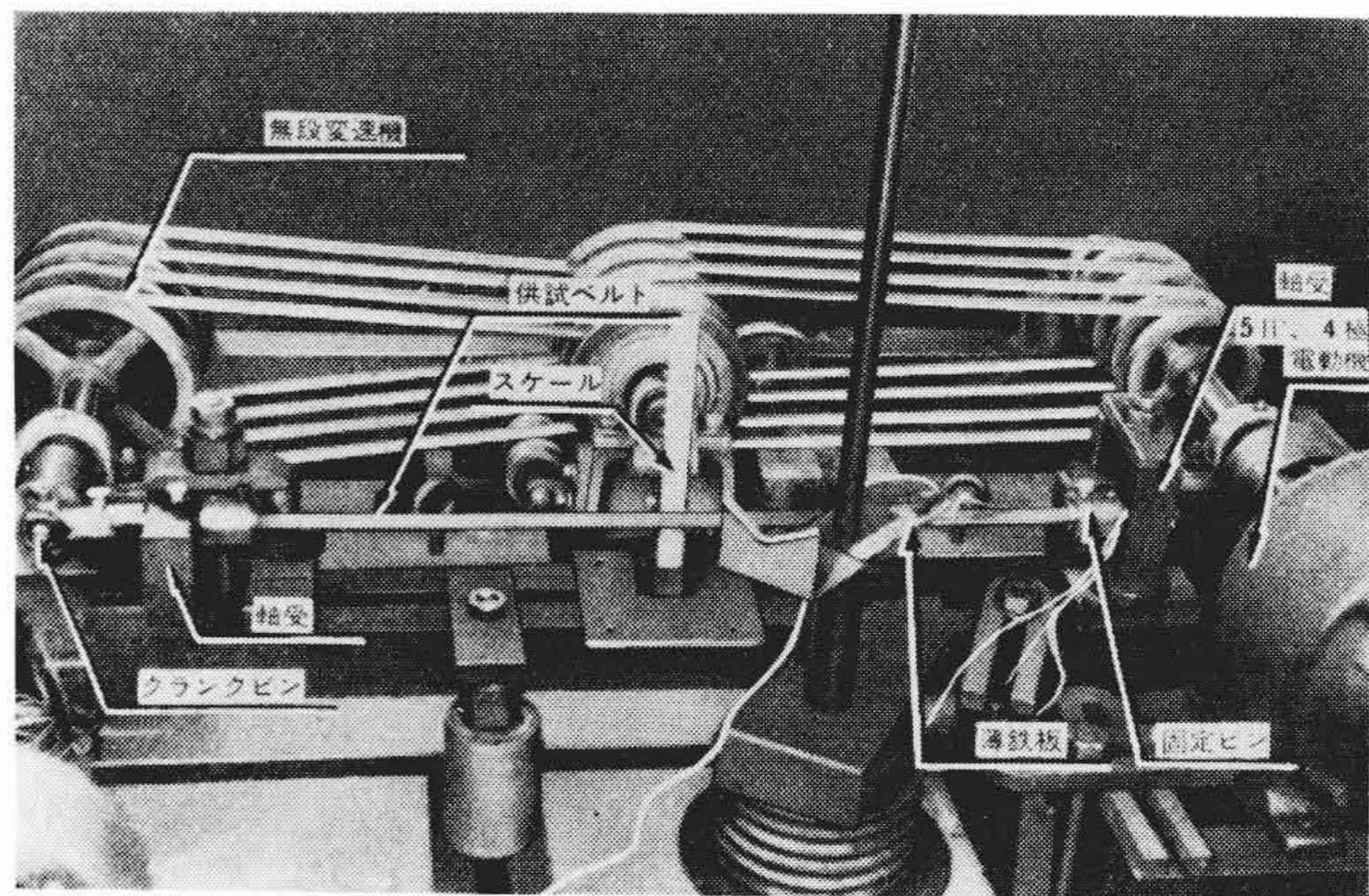
3.1 装置の概要

第4図に示すように左右水平に張ったVベルトを右端からほぼ正弦状に加振したときの横振動の発生を調べた。第5図は実験装置の写真である。左端のクランクを3.7kW、4極電動機から無段変速機を介して種々の速度で回転させた。クランクは偏心ピンを用いてレバーによって往復運動に変えた。本装置の諸元は次のように変化した。

クランクの回転数 $N=500 \sim 2,100 \text{ rpm}$

クランクの偏心量 $e=0 \sim 4 \text{ mm}$ (レバーの長さ60 mm)

ベルトの左右両端のつかみ方はほぼベルトの断面の図心がつかみ軸の中心にくるように工夫し、また左端の固定軸の外端を薄肉の筒状(17×20φ)に作り、この外周に2枚のストレインゲージを接着してベルトの支点に作用する力を測定するようにした。この軸外端のナットを回すことにより取付時のベルトの張力を種々の値に設定して振動試験を行なった。



第5図 ベルト単体の振動実験装置

3.2 縦振動の検討

このようにベルトを縦方向に加振するときは、ベルトの縦振動が問題になる。ベルトの dx の長さの線素について運動の方程式は

$$\frac{w}{g} \frac{dx}{dt} \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial T}{\partial x} \frac{dx}{\partial x} \quad (2)$$

u : ベルトの速度

他方、ひずみと力との関係式は

$$\frac{d\epsilon}{dt} = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{AE} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3)$$

(2)式を t で、(3)式を x で微分して T を消去すれば

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{w}{gAE} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (4)$$

(4)式の一般解を

$$u = u(x) \sin \omega t \quad (5)$$

とおけば

$$\frac{\partial^2 u(x)}{\partial x^2} = -\frac{w}{gAE} \omega^2 u(x)$$

の形になり

$$u(x) = C_1 \sin \sqrt{\frac{w}{gAE}} \omega x + C_2 \cos \sqrt{\frac{w}{gAE}} \omega x \quad (6)$$

境界条件 $\begin{cases} x=0 \text{ にて } u=0 \\ x=l \text{ にて } u(t) = -e\omega \sin \omega t \end{cases}$

から積分定数を定めると

$$u(x, t) = -\frac{e\omega}{\sin \sqrt{\frac{w}{gAE}} \omega l} \left(\sin \sqrt{\frac{w}{gAE}} \omega x \right) \sin \omega t \quad (7)$$

が得られ、張力 T は(2)式により次のようになる。

$$\begin{aligned} T &= \frac{w}{g} \int \frac{\partial u}{\partial t} dx + C \\ &= \sqrt{\frac{wAE}{g}} \frac{e\omega}{\sin \sqrt{\frac{w}{gAE}} \omega l} \left(\cos \sqrt{\frac{w}{gAE}} \omega x \right) \cos \omega t + C \end{aligned} \quad (8)$$

クランクの中立位置 $\omega t = \pi/2$ における平均張力を T_0 とすれば、 $T_0 = C$ となり、任意の時刻、任意の位置の張力 T は次式で与えられる。

$$T = \sqrt{\frac{wAE}{g}} \frac{e\omega}{\sin \sqrt{\frac{w}{gAE}} \omega l} \left(\cos \sqrt{\frac{w}{gAE}} \omega x \right) \cos \omega t + T_0 \quad (9)$$

上式から、

$$\sin \sqrt{\frac{w}{gAE}} \omega l = 0, \text{ すなわち } \sqrt{\frac{w}{gAE}} \omega l = m\pi (m=1, 2, \dots)$$

の場合はベルトの縦振動の共振が起こり、著しく大きくなる。他方 $\sqrt{\frac{w}{gAE}} \omega l \neq 0$ の場合には(9)式は簡単に

$$T = \frac{AEe}{l} \cos \omega t + T_0 \quad (10)$$

となり、位置に関係なく全スパン一様に張力変化が起こることを示している。そのために本実験ではスパン l は1 m以内とし、 $\sqrt{\frac{w}{gAE}} \omega l$ の値は、クランクの最高回転数においてもB形ベルトに対し0.28、D形に対し0.30に止めた。縦振動によるスパン方向の張力の不均一は約4%以下にするよう考慮した。

3.3 横振動の理論式

ベルトの横振動はよく知られている弦の横振動とみなされる。 dx の長さのベルトの質量に作用する y 方向の慣性力がベルトの張力の y 方向の成分とつり合うものとし、張力 T は全スパンにわたり等しいとすれば、運動方程式は

$$\frac{w}{g} \frac{dx}{dt} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = T \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (11)$$

(10)式の T を代入すれば

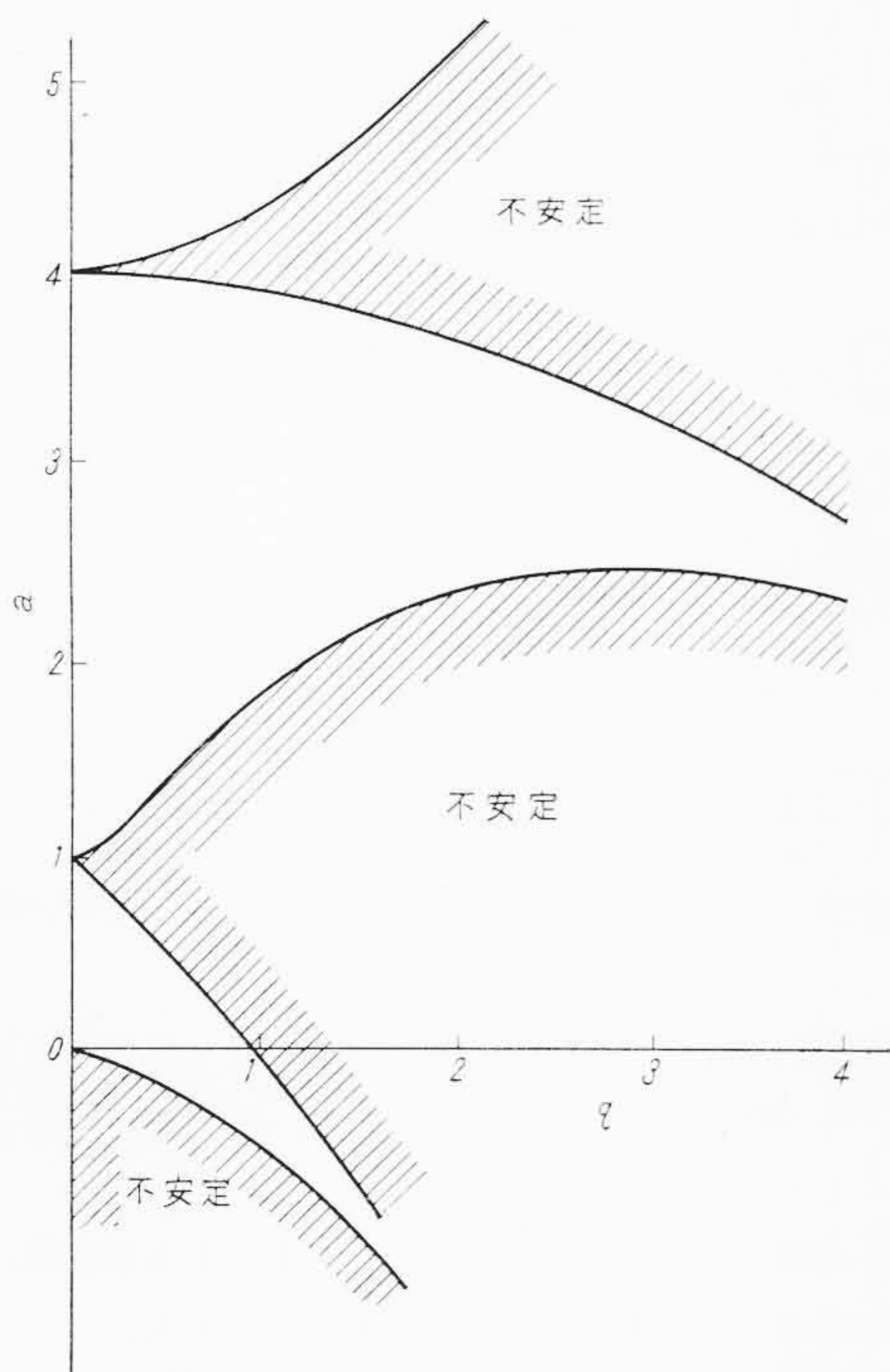
$$\frac{w}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \left(T_0 + AE \frac{e}{l} \cos \omega t \right) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}$$

あるいは

$$\gamma = \frac{\Delta T}{T_0} = \frac{AEe}{T_0 l} \quad (12)$$

とおいて書き直すと

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \frac{T_0}{w/g} (1 - \gamma \cos \omega t) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (13)$$



第6図 マジュー形振動の安定判別図

(12)式の解を $y=z(t)\sin\beta x$ とおけば, (13)式は

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \beta^2 \frac{T_0}{w/g} (1 - \gamma \cos \omega t) z = 0 \quad \dots\dots\dots (14)$$

の形になる。さらに

$$\left. \begin{aligned} \omega t &= 2\tau \\ \frac{4\beta^2 T_0}{w\omega^2} &= a \\ \gamma a &= 2q \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (15)$$

とおいて変形すると

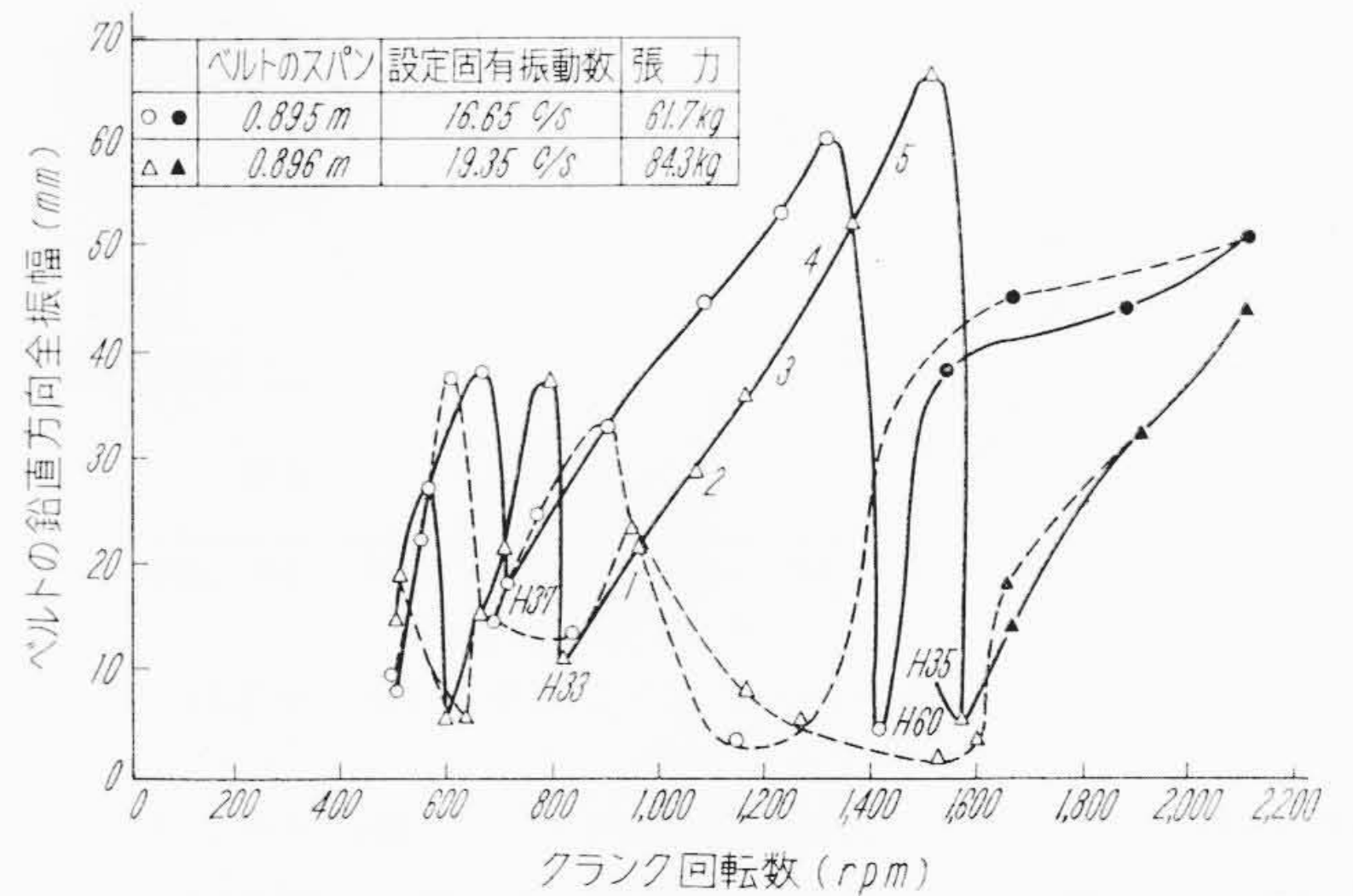
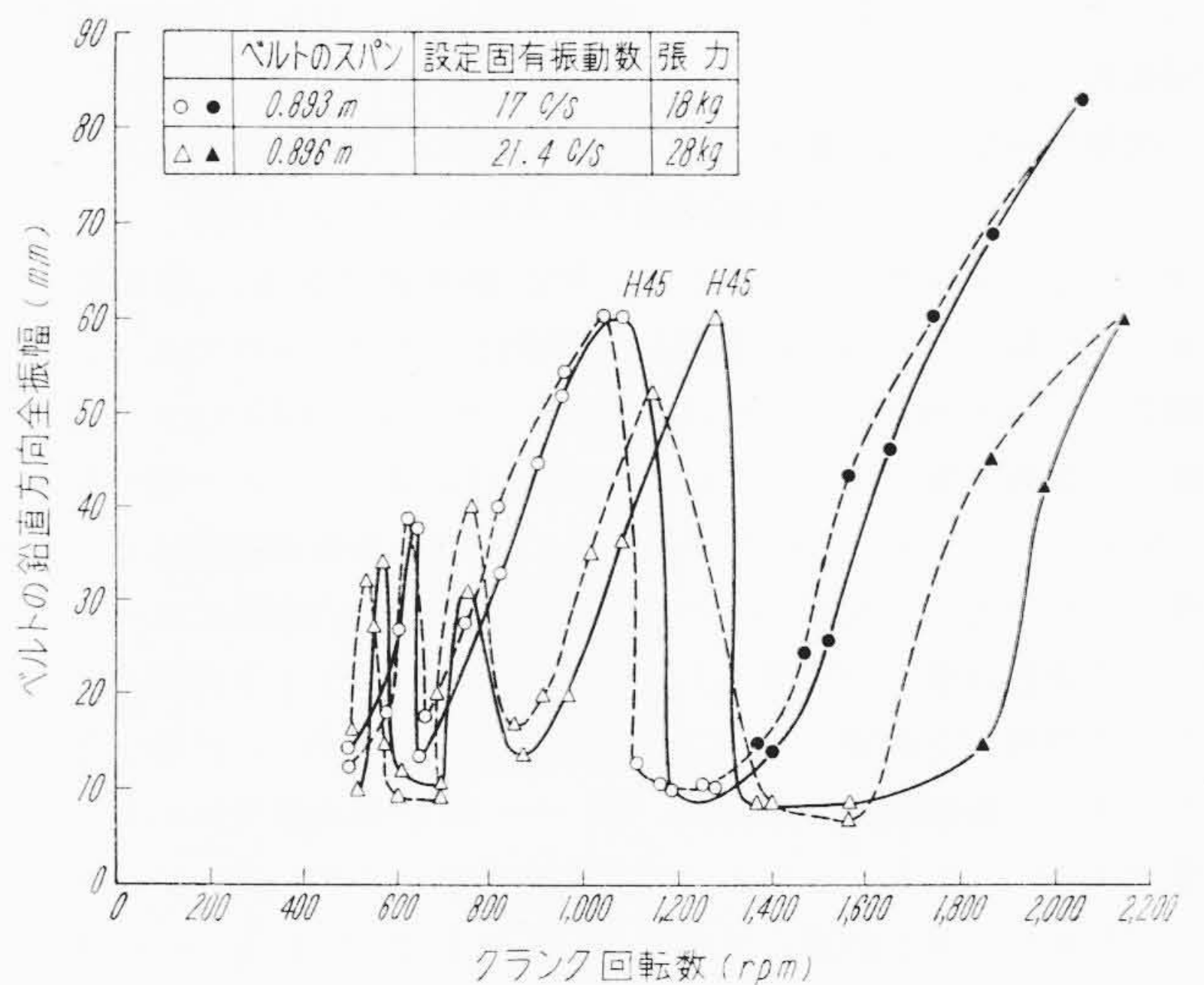
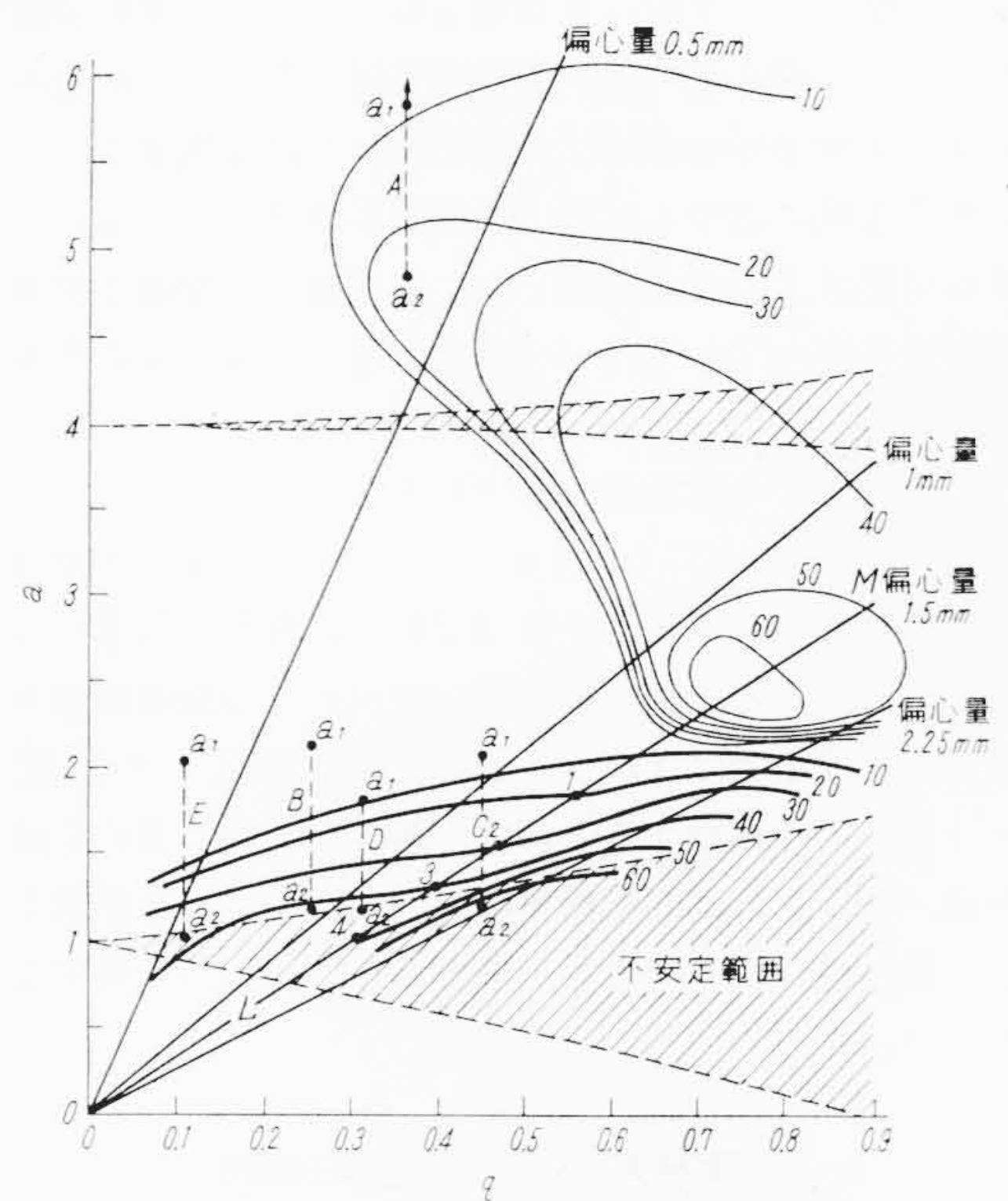
$$\frac{d^2 z}{d\tau^2} + (a - 2q \cos 2\tau) z = 0 \quad \dots\dots\dots (16)$$

上式は z の係数が周期的に変化する, いわゆるマジュー(Mathieu)形の微分方程式である。文献⁽²⁾によれば(16)式の解は a および q の値如何によって, 周期的になって安定な場合と, 振動が時間とともに増加する不安定な場合とがある。第6図は文献から引用した安定判別図である。図は横軸に q をとり, 縦軸に a をとって不安定領域を示したものである。 a の値が大きいとき, すなわちベルトの初期張力が大きく加振する振動数が低いときは不安定域は狭いが, a が小さいと不安定域が大部分を占めることがわかる。また q が大きいとき, すなわち張力の振幅が大きいときには不安定域が拡大することがわかる。

以上はベルトが屈曲や伸縮したときのヒステリシス損失を無視しており, またあくまで微小振動として取り扱っているため, 実験によって実際のベルトで起こる振動状況を調べることは意義が大きい。

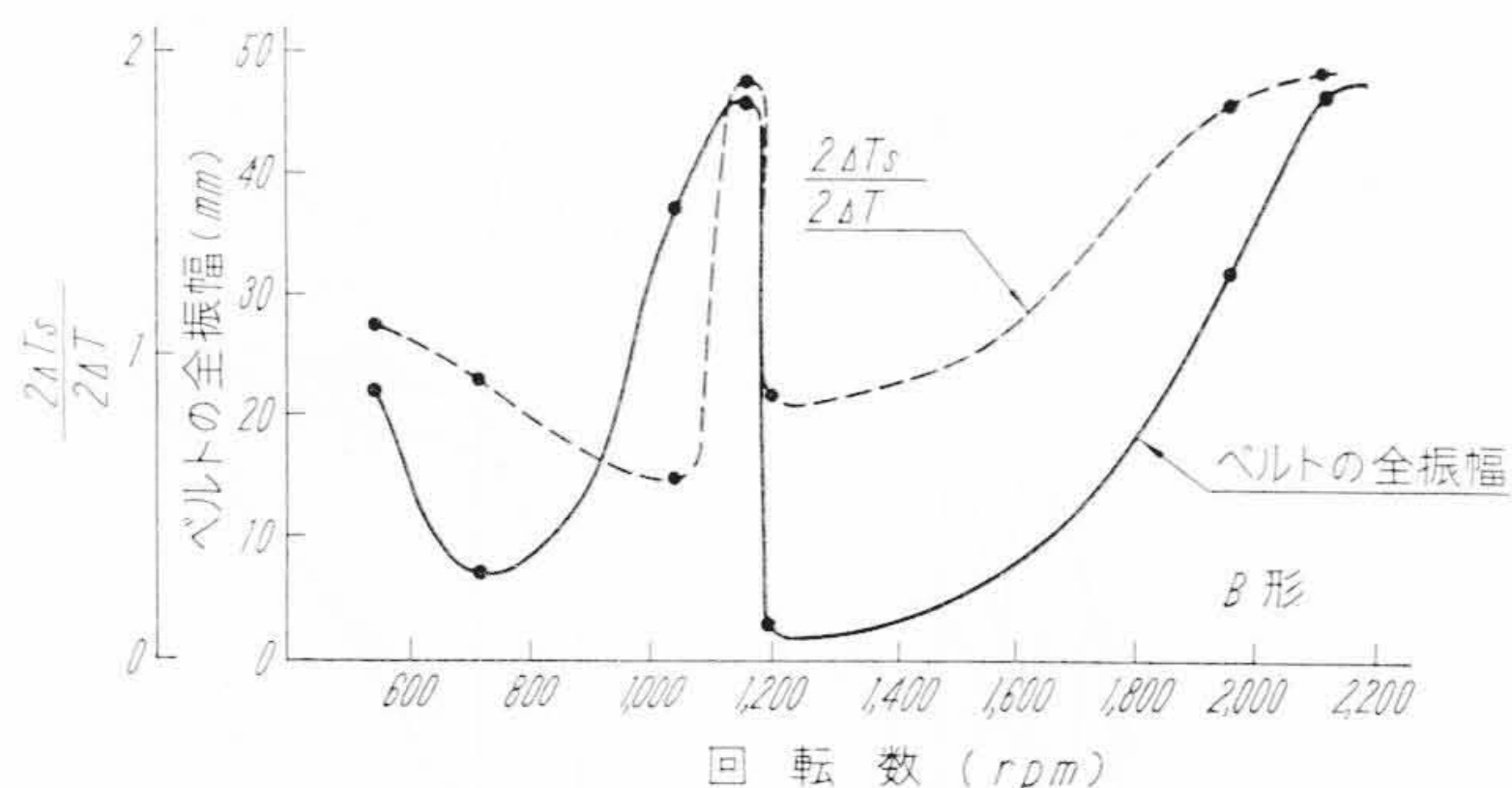
3.4 実験結果

一例としてB社のD形ベルトを使用して, 偏心量 $e=1.5$ に設定して加振回転数を変化させたときの, ベルトスパン中央点の全振幅を測定した結果を第7図に示す。図中には平均張力 T_0 が 61.7 kg および 84.3 kg の場合が示してある。図の実線は回転数を漸次高くしていった場合, 点線は回転数を下げていった場合であり, 両者の間にはかなりのずれが認められる。いずれの実験においても回転数を高めていくときの振幅曲線の山が高回転側にずれており, 概して振幅の最大値が大きいことが認められた。図中の H35 などと記したのは,

第7図 D形ベルトの振幅の変化 ($e=1.5$)第8図 Bベルトの振幅の変化 ($e=3$)第9図 Dベルトの等振幅線 ($T_0=83\sim84.5$ kg)

この点で水平方向の振動が相伴って発生することを示しており, 数字はその全振幅である。この場合にベルトの中央部を着色して観察すると, ベルトがホワールを起こしていることが確認された。

第8図はB形ベルトについて行なった実験結果を示す。この図の傾向は第7図と同じであるが, クランクの偏心量 e が大きいために,



第 10 図 支点の力とベルトの振幅 (D 形 $e=1.5$)

500~800 rpm のところで、振幅の山がいくつも表われていることが特徴である。第 7 図および第 8 図において、●および▲印を付した領域のベルトの振動数はクランクの回転数の $\frac{1}{2}$ であり、その左方の山の所では、回転数と一致しており、さらにその左方の山の所では回転数の 2 倍であった。

同様な実験を偏心量および平均張力の大きさを種々に変えて行なった。これらの実験の振幅曲線から平均張力がほぼ相等しいものを選んで $q \sim a$ 座標上に打点した一例が第 9 図である。第 6 図から $q \sim a$ 曲線上への打点の手順を説明すれば次のとおりである。第 6 図の $l=0.896 \text{ m}$ —一定、 $e=1.5 \text{ mm}$ —一定、 $T_0=84.3 \text{ kg}$ —一定で試験した振幅曲線上においては、理論上 (12) 式から γ —一定である。(15) 式によって $a=2q/\gamma$ であるから、この場合の実験値は $q \sim a$ 座標上におけるこう配が $2/\gamma$ の直線 LM 上にある。実際にはベルトのヤング係数は張力の関数であるので、クランクを上下両死点においたときの張力を測定して、これから $\Delta T/T_0$ を求め、これを γ とおいた。次いで振幅曲線を振幅 20, 30, …… 60 の等高線でわかれ、その交点 1, 2, 3, 4, 5 …… における回転角速度 ω を用い、 $\beta=\pi/l$ とおいて (15) 式から a を計算して直線 AB 上に 1, 2, 3, 4, 5 …… の各点を打点した。同様の手順により偏心量が異なる場合の振幅曲線から、 $q \sim a$ 座標の異なるこう配の直線上に等高点を打点した。これらの等高振幅点を結んだのが図の等振幅曲線である。図中に点線で囲み影線を付したのが第 6 図の理論的不安定域である。これをみると、 $a=1$ を中心とする不安定域は実験と理論とは傾向がよく一致し、理論上の不安定域に近づくに従って振幅が増大している。これに対し $a=4$ に対応する所では理論とかなり相違し、振幅が大きくなる領域が右下りに偏っており、 $q > 0.7$ では著しく $a=1$ の不安定域に接近してくることがわかる。

第 10 図はベルトの支持端に設けたストレンゲージにより測った支点の張力の全振幅 $2\Delta T_s$ (S はストレンゲージの意) とクランクの上下死点においたときの張力の差 $2\Delta T$ との割合を B 形ベルトの実験から求めた図である。図中に併記したベルトの振幅曲線と比較すると支点到作用する力はほぼベルトの振幅に対応して増減している。ベルトが大きく振動するときは、静的な力の 2 倍にも達することがわかる。このことは回転機械において伝導ベルトが激しい振動をすると、軸や軸受けには設計上予期しない荷重が作用することにはほかならない。

4. 実機のベルト振動の検討

4.1 走行するベルトの振動

二、三の実機で経験した走行ベルトの振動を取りあげて以下検討する。まず走行中のベルトの運動方程式は⁽¹⁾ (13) 式に平均走行速度の項がはいり

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \left(\frac{gT}{w} - u_0^2 \right) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - 2u_0 \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} \quad \dots\dots\dots (17)$$

ここに

$$T = T_0 (1 + \gamma \cos \omega t) \quad \dots\dots\dots (18)$$

u_0 : ベルトの平均走行速度

で表わされる。上式の右辺第 2 項を無視し、 $y = z(t) \sin \beta x$, $\beta = m\pi/l$ ($m=1, 2, \dots$) とおいて変形すれば

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \beta^2 \left(\frac{gT_0}{w} - u_0^2 \right) \left\{ \frac{\frac{gT_0}{w}}{\left(\frac{gT_0}{w} - u_0^2 \right)} - \gamma \cos \omega t \right\} z = 0 \quad \dots\dots\dots (19)$$

となり、さらに (19) 式を $\omega t = 2\tau$

$$\left. \begin{aligned} \frac{4\beta^2}{\omega^2} \left\{ \frac{gT_0}{w} - u_0^2 \right\} &= a \\ \left\{ \frac{\frac{gT_0}{w}}{\left(\frac{gT_0}{w} - u_0^2 \right)} - \gamma \right\} a &= 2q \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (20)$$

とおいて変形すれば、(16) 式と全く同じ形のマシューの微分方程式となる。

すなわち走行するベルトの振動については a および q の値を (15) 式の代わりに (20) 式のように計算すれば、静止ベルトと全く同様に扱うことができる。

実際の圧縮機において z 本のベルトを使用する場合には、組立時における初期張力を $2P_i$ とすると次式が成立する。

$$\left. \begin{aligned} \text{引張側 } z \text{ 本の平均張力 } P_1 &= P_i + \frac{M_0}{2r_2} \\ \text{ゆるみ側 } z \text{ 本の平均張力 } P_2 &= P_i - \frac{M_0}{2r_2} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (21)$$

ここに M_0 = 圧縮機の平均トルク、 r_2 は従動プーリの半径である。それゆえ、トルク変化による z 本のベルトに作用する張力の片振幅を ΔP とすれば (18) 式の γ は

$$\left. \begin{aligned} \text{引張側に対し } \gamma_1 &= \frac{\Delta P}{P_1} \\ \text{ゆるみ側に対し } \gamma_2 &= \frac{\Delta P}{P_2} \end{aligned} \right\}$$

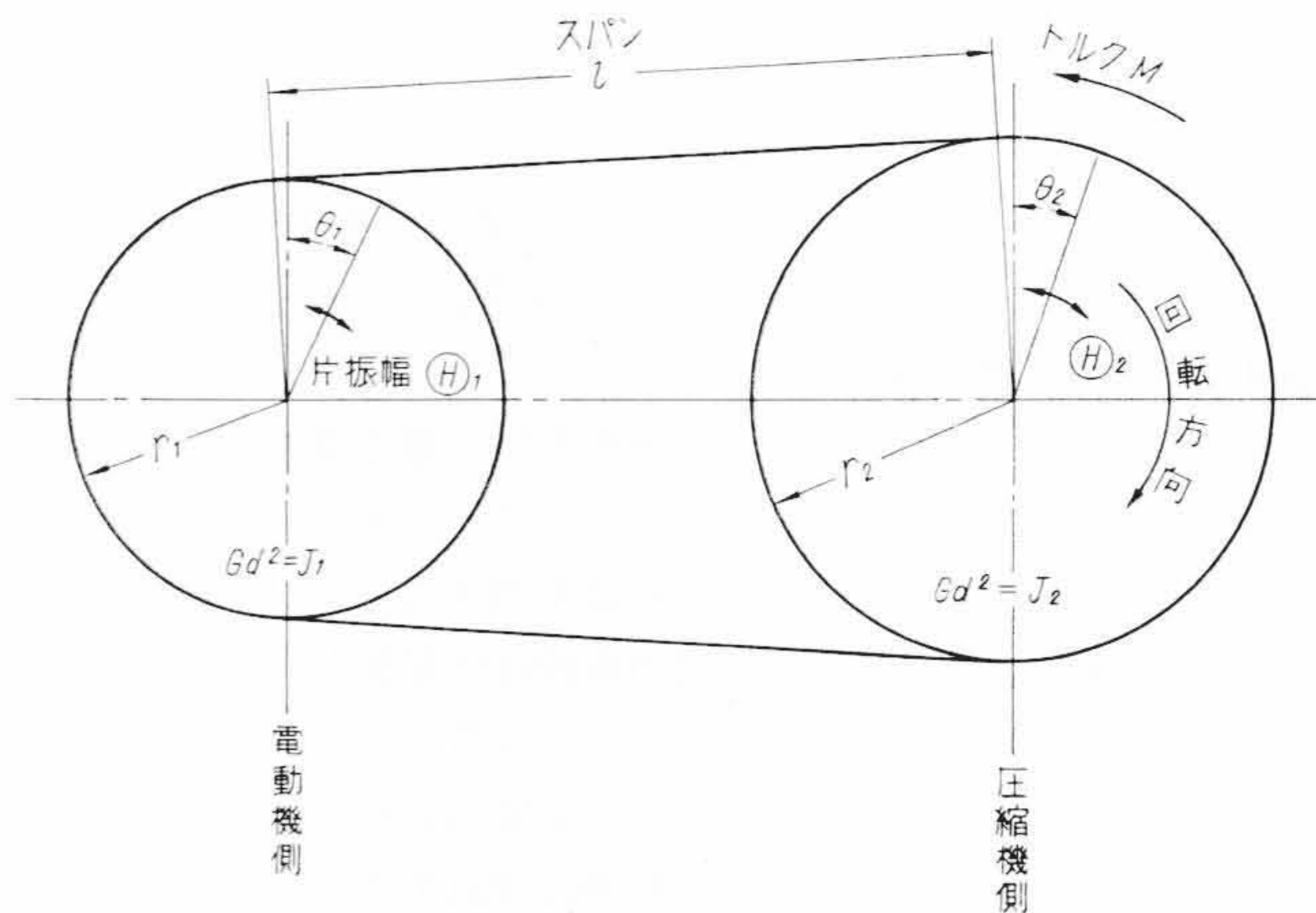
の二つに分かれる。また a および q の値は (20) 式の一本あたりの平均張力 T_0 の代わりに P_1/z あるいは P_2/z を用いればよい。

4.2 ベルトをバネとするねじれ振動

圧縮機のトルク変動によって、駆動ベルトに作用する張力の片振幅 ΔP は普通圧縮機および電動機の軸系の剛性に比べて、ベルトのバネ剛性のほうが小さいので、ベルトをバネと考えたねじれ振動を考慮して計算することが必要である。

第 11 図に示すように電動機および圧縮機側のプーリの半径、角変位、片振幅、 Gd^2 をそれぞれ $r_1, r_2, \theta_1, \theta_2, \Theta_1, \Theta_2, J_1, J_2$ とする。ベルトのスパンを l とすれば z 本のベルトの引張りバネ定数 K は

$$K = \frac{zAE}{l} \quad \dots\dots\dots (22)$$



第 11 図 記号の説明

であるから運動方程式は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{J_1}{4g} \ddot{\theta}_1 &= -2Kr_1(r_1\theta_1 - r_2\theta_2) \\ \frac{J_2}{4g} \ddot{\theta}_2 &= -2Kr_2(r_2\theta_2 - r_1\theta_1) + M \sin \omega t \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (23)$$

ここに $M \sin \omega t$ は圧縮機の変動トルクを表わす。

(23)式の解から、張力の片振幅 ΔP を求めると

$$\Delta P = K(r_1\theta_1 - r_2\theta_2) = \frac{4gKr_2M_0}{J_2(\omega^2 - \omega_0^2)} \dots\dots\dots (24)$$

ここに ω_0 はねじれ振動の固有振動数で

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{8gK(J_1r_2^2 + J_2r_1^2)}{J_1J_2}} \dots\dots\dots (25)$$

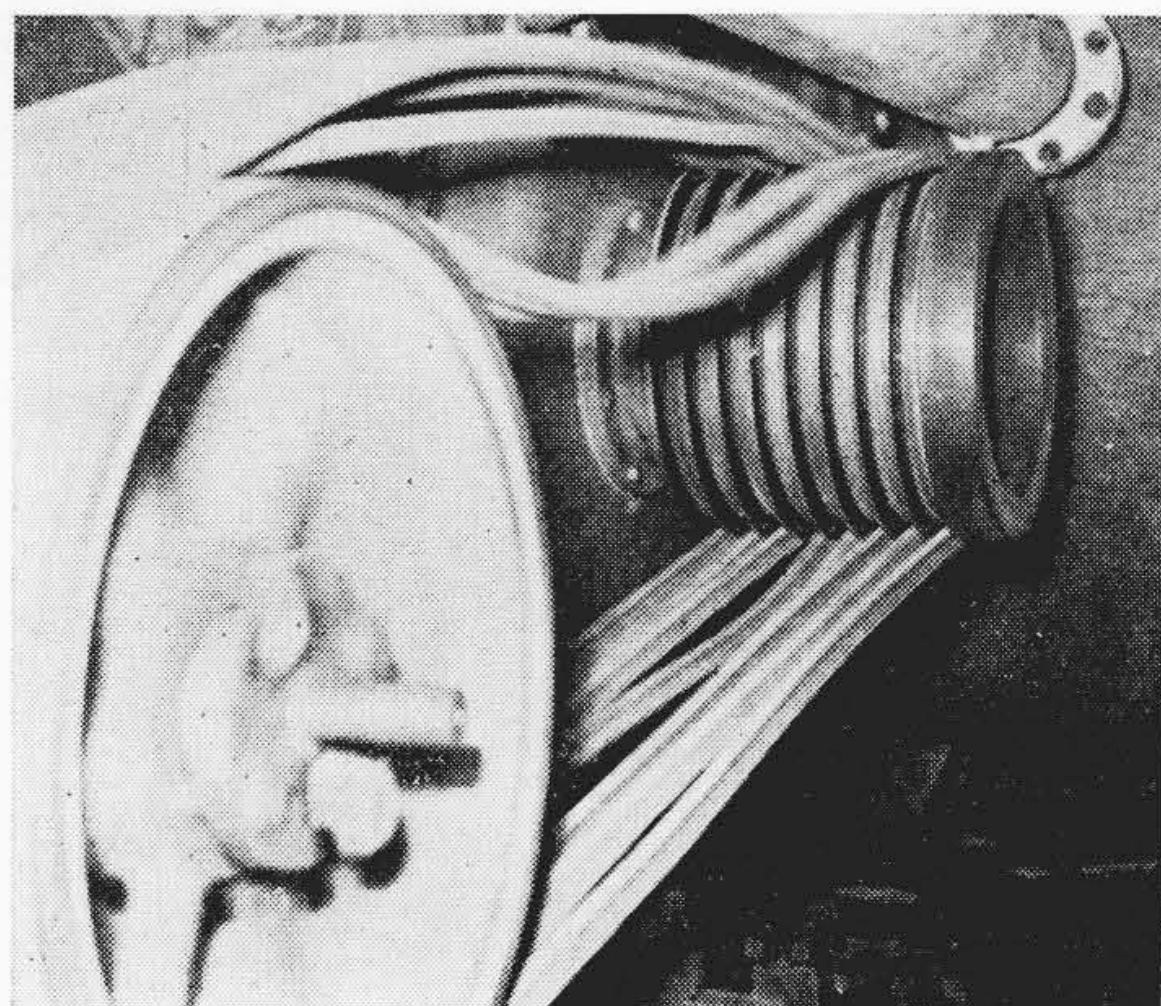
である。(24)式から ω が ω_0 に近いと ΔP が著しく大きくなり、ベルトが横振動を発生することが予想される。

4.3 二、三の実例

第1表に各種圧縮機のVベルトについてマシュエー形振動の発生を検討するために行なった計算例を掲げる。表のAは低速横形機で圧縮機には大きなはずみ車が付けてある。 q の値はかなり大きい、 a_1, a_2 ともに著しく大きな値であり、実際にベルトの振動問題は経験したことはない。次にBおよびCは高速の立形圧縮機で、その違いはCの駆動用電動機の高さ(従って J_1)が著しく大きく、かつベルトのヤング係数が小さい点にある。計算の結果は q_1 の大きさがBに比べて大きくなっている。実際の運転においても、Bの場合は激しい振動が発生した。そのときの写真を第12図に示す。図のよ

第1表 計算の一例

圧縮機	75 k W 横形複動一段	75 k W 立形単動 4 シリンダ		55 k W 立形複動一段	
番 号	A	B	C	D	E
ベルトの種類×z	T社 D210号×9	B社 D170号×8	T社 D170号×8	B社 D175号×5	B社 D175号×5
u_0 (m/s)	24.3	20.4	20.4	21.8	21.8
吐出圧力 (kg/cm ² g)	7	7	7	1	5
J_1 (kgm ²)	94	67	197	55	55
J_2 (kgm ²)	886	20	20	100	100
r_1 (m)	0.325	0.265	0.256	0.29	0.29
r_2 (m)	0.775	0.20	0.20	0.38	0.38
l (m)	1.2	1.45	1.56	1.22	1.22
n (rpm)	300	970	970	550	550
ω (rad/s)	62.8	102	102	115	115
M_0 (kgm)	180	55.6	55.6	42	75
M (kgm)	225	77	77	170	90
ω_0 (rad/s)	159	232	151	169	169
ΔP (kg)	65	157	303	210	85
$2 P_i$ (kg)	1,760	1,590	1,590	920	920
P_1 (kg)	996	934	934	513	560
P_2 (kg)	764	656	656	407	360
r_1	0.065	0.168	0.324	0.410	0.152
r_2	0.085	0.239	0.462	0.457	0.236
a_1	7.45	2.26	2.13	1.83	2.03
a_2	4.77	1.36	1.31	1.24	1.00
$q_1=q_2$	0.37	0.253	0.45	0.304	0.108



第12図 激しいベルト振動の例(第1表Cの場合)

うに上方ゆるみ側のベルトが圧縮機の回転数の $\frac{1}{2}$ の振動数で振動し、全振幅は約 250mm に達した。DとEは立形中速のラビリンス式オイルフリー圧縮機の例である。ラビリンス式圧縮機はラビリンスを切ったピストンの重量が大きく、これの往復動慣性力がピストン力に打ち勝つことが多い。本機もこのために、吐出圧力が 1 kg/cm²g のときが 5 kg/cm²g のときよりも変動トルクの振幅が大きい。実際の運転において、Dではゆるみ側のベルトが回転数と一致した振動数で振動し、全振幅約 200mm であり、Eでは振動波形は不定で振幅もわずかであった。これらA, B, C, D, Eの $q \sim a_2$ 関係を前出の第9図中に打点してある。ベルトが激しく振動を起こす条件は、この図からかなり正確に見当つけることができることを示している。なお最近製作した 110kW ベルト掛けラビリンス圧縮機についても同様な観点から Gd^2 などの諸元を適切に決定した結果、満足すべき成績を納めることができた。

4.4 ベルトの初期張力の決め方

以上の説明により、トルク変動によって走行するベルトがマシュエー形振動を起こすことは明らかとなった。ところで理論式からもわかるように、ベルトの初期張力を漸次下げていくと必ずマシュエー形の振動を起こすことになる。それゆえこのようなトルク変動の大きい機械をVベルト駆動する際に、まず妥当な初期張力を決めなければならない。

周知のように⁽³⁾トルクが一定の場合には従動車のトルク M_0 に相当する有効張力 P_{M0} を

$$P_{M0} = P_1 - P_2 = \frac{M_0}{r_2} \dots\dots\dots (26)$$

から計算し、初期張力を

$$2P_i = P_1 + P_2 = 3P_{M0} \dots\dots\dots (27)$$

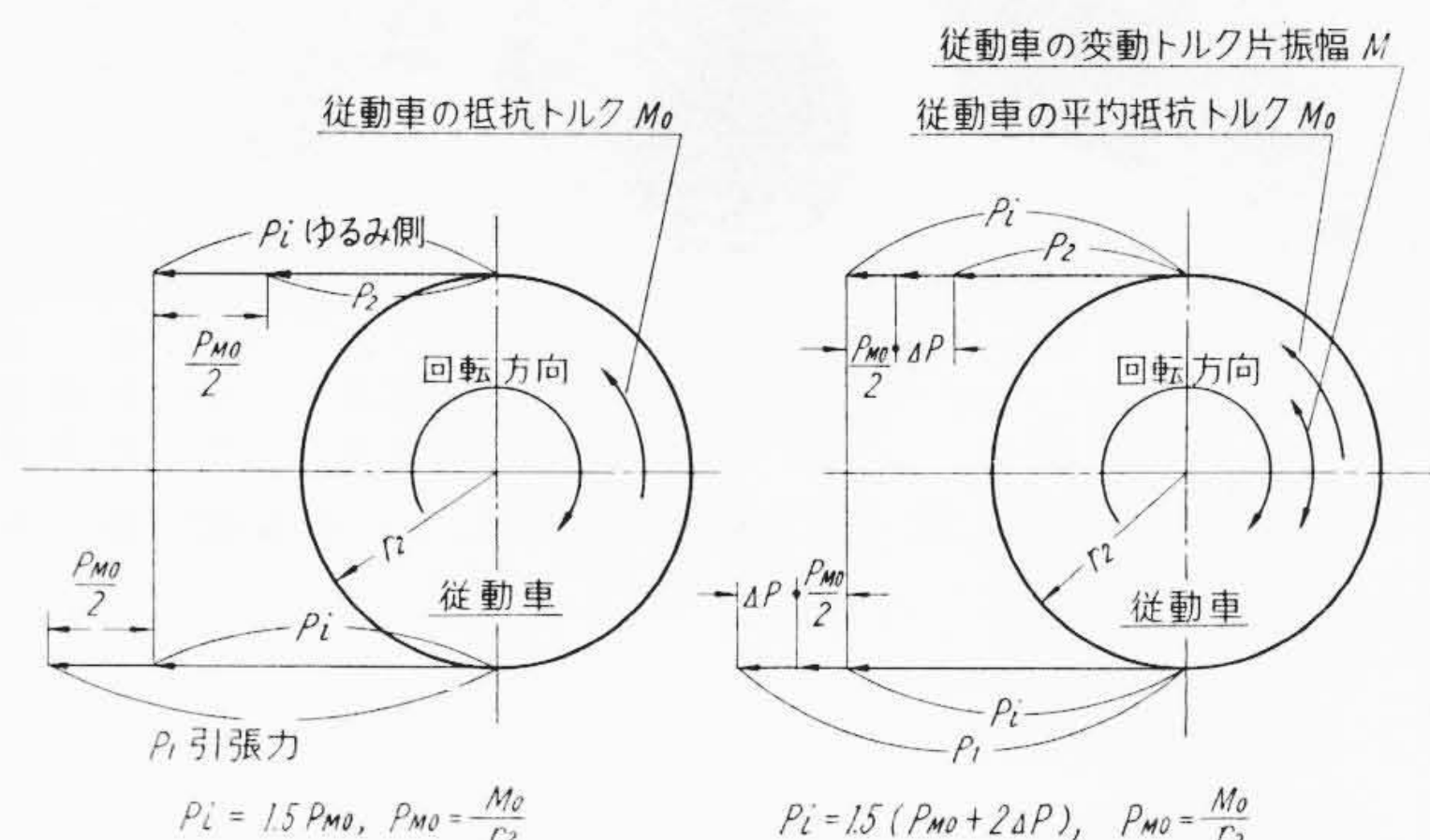
程度に採るのが適当とされている。第13図(a)はこれを示す。

従来、圧縮機やエンジンのようにトルク変動が大きい機械において M_0 の値として機械の最大トルクを用いているのを見うける。しかしながら(27)式は、ベルトがプーリに対してすべらない条件から導かれたものであるから、最大トルクから初期張力を計算するのは初期張力を過大に見積ることになるであろう。もちろん機械各部の強度がこの過大に見積った初期張力に対しても耐えうることを望ましい。しかし実用にあたってはベルトの張りすぎも起こりうる。

そこで筆者はベルトの振動の面から、初期張力は次のように決めるのが合理的であると考えた。第13図(b)に示すように平均トルク M_0 に対応する有効張力 P_{M0} と前述の(24)式から計算した変動トルク M に対応する変動張力 ΔP とにわけて考え

$$2P_i = 3(P_{M0} + 2\Delta P) \dots\dots\dots (28)$$

を基準とし、この初期張力に対して $q \sim a$ 座標上で振動発生の有無を検討するのがよい。



(a) 一般の場合

(b) トルクが大きく変動する場合

第13図 初期張力のとりかた

5. 結 言

トルク変動が大きい圧縮機やエンジンをVベルトで駆動する際に経験されるVベルトの振動について検討し、静止したベルトを軸方向に加振したときの振動状況を研究し、市販のベルトの振動特性をマッシュー形振動の安定限界線と同様に表示した。次いで二、三の実際の圧縮機の諸元から走行するベルトの振動を検討すると、前記の静的振動実験の結果得られた判定図上で、ほぼ見当づけられることを示した。Vベルトが激しく振動するとプーリからはずれる危険性があるのみならず、振動によって軸や軸受に加わる力が大きくなり

不測の障害を招くことがあるから、事前に十分検討することが必要である。

終わりに本研究にあたり、種々ご指導いただいた東京大学藤井教授、亙理教授ならびに実験に協力された日立製作所川崎工場研究課小沢、古川、三橋、鈴木の諸君に深甚の謝意を表する。

参 考 文 献

- (1) 下山：機械学会文集 6, 23 (昭 15)
- (2) たとえば亙理厚：機械力学 (昭 30 共立全書)
- (3) 機械工学便覧：第 7 篇 (昭 26)



日立電線で製作している防振ゴム

日立電線では日立製作所で使用している主要なゴム製品をすべて供給する予定の下にゴム工場の整備を進めている。

防振ゴムもその製品の一つで今では車両用、圧縮機用、電動機用を始め各種の防振ゴムを製造している。

第 1 図にその外観を示す。

これらの防振ゴムの性能は JIS 規格および国鉄仕様に従ったものである。

第 1 表に防振ゴムの特性の一例を示す。

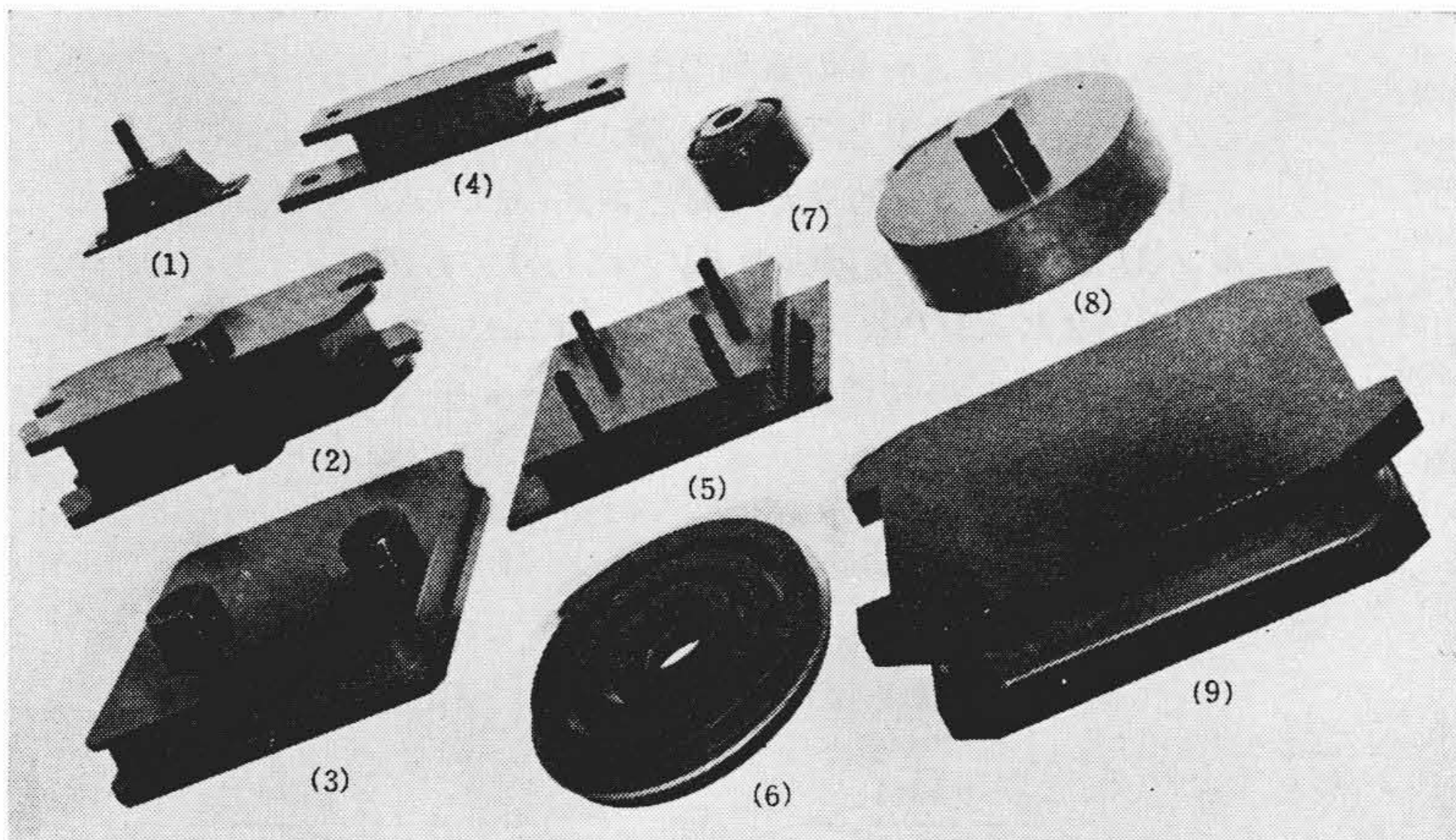
なお防振ゴムとしてはこれらの規格化された性能のほか各種の寿命試験装置や力学的特性試験装置も整備し化学的特性試験と合わせてその性能の改善究明を続けている。

第 2 図に防振ゴム試験装置の一例として疲労試験装置を示す。
(久本方・小形猛美)

第 1 表 防 振 ゴ ム の 特 性

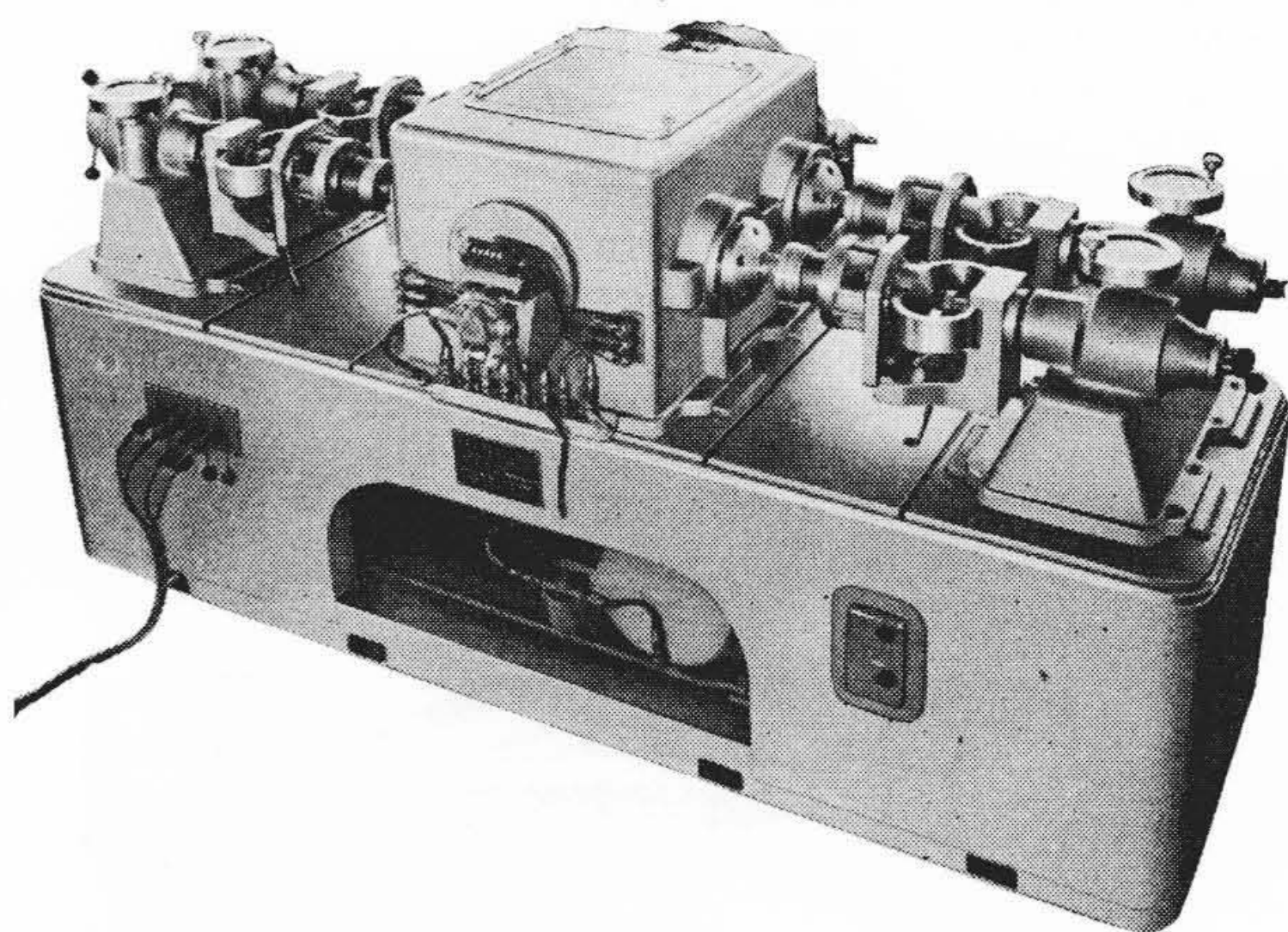
試験項目	規 格 値	実 測 値	備 考
バネ 常数 試験	$\delta(12,200\text{ kg})\sim\delta(5,200\text{ kg})$ $3.3\pm0.32\text{ mm}$	2.95~3.35mm	20 個についての上限
接着 強 さ 試験*	54.2 kg/cm ² 以上	65 kg/cm ²	高温時 49 kg/cm ²
圧 縮 試 験	9,500 kg にて異状のないこと	異 状 な し	—
引 張 り 試 験*	180 kg/cm ² 以上	217 kg/cm ²	—
老 化 試 験*	80~120%	105%	70℃→96時間老化後 24時間放置
圧縮永久歪試験*	25% 以下	10.6%	変形量 30%
外 観 検 査*	異状のないこと	良	—

* J I S 規 定



- (1) コンプレッサ用
(2) 側 受 用
(3) 側 受 用
- (4) エレベータ用
(5) 揺枕スリ板用
(6) 車両緩衝用
- (7) 筒 形
(8) 軸 ば ね 用
(9) 産業車両用

第 1 図 日立電線で製作している各種防振ゴム



第 2 図 防振ゴムの疲労(寿命)試験装置