ダンパプリー付クランク軸系のねじり振動減衰に関する研究*

若林克彦^{*1}, 本田康裕^{*1}
児玉知明^{*1}, 下山田邦夫^{*1}Torsional Vibration Damping of Diesel Engines
with a Rubber Damper PulleyKatsuhiko WAKABAYASHI, Yasuhiro HONDA,
Tomoaki KODAMA and Kunio SHIMOYAMADA

In this paper, we first describe the characteristics of engine damping that are necessary for the calculation of torsional vibration. Secondly, we describe an experiment in which two crankshaft pulleys with a torsional rubber damper are fitted to a 6-cylinder, high-speed diesel engine. The torsional waveforms of the damper inertia ring and the pulley are measured by means of phase-shift torsiograph equipment. The measured waveforms are harmonically analyzed and the dynamic characteristics of the stiffness and the damping are investigated from experimental viewpoint. In addition, torsional waveforms are calculated by means of the simulation method of torsional vibration, in which a transition matrix method is adopted. As a result of comparisons with experimental data, certain dynamic characteristics of pulleys with the torsional rubber damper have been made clear.

Key Words: Damper, Damping, Torsional Vibration, Forced Vibration, Free Vibration, Dynamic Stiffness, Transition Matrix Method

1. ま え が き

近年, 自動車は性能向上, 低燃費化に加えて, 低公害化, 高品質化がこれまで以上に要求されている。これに伴って, 自動車用エンジンは, 振動および騒音を低減し, 音色を改善することがエンジン設計時における重要な課題の一つとなってきた。これへの対策として, 高性能ねじり振動ダンパ^{(1)~(3)}, ねじりおよび曲げ振動を抑制するゴムダンパ付クランクプリー⁽⁴⁾, あるいはゴムねじり振動ダンパ付フライホイール⁽⁵⁾が自動車用エンジンに採用されている。これらのうち, 最も広く採用されているのはゴムねじり振動ダンパ(以下, ダンパと呼ぶ)である。

しかし, このような種々の形式のダンパ付クランク軸系のねじり振動角変位をエンジン設計時に予測する際に問題となるのは, (1)エンジン部のねじり振動減衰, ならびに(2)ダンパ部の動的ねじりこわさおよび減衰の値の見積りである。これらの特性は, 不明確で, 正しく推定できる式がこれまで存在していないし, 定量的なデータも少ない。これらの値をある程度正確に

見積らないと満足のいく計算精度は得られない。

そこで, 本論文は, まず最初にねじり振動ダンパを装着しないクランク軸系を対象として, 著者らが提案した実験法を採用して求めた自由振動実験結果[文献(6)にデータのみを報告]に新たに検討を加え, エンジン部のねじり振動減衰特性について考察する。次に, これまで広く採用されているゴムねじり振動ダンパ付クランクプリー(以下, ダンパプリーと呼ぶ)を装着したクランク軸系を対象として, ねじり振動角変位測定を行い, 防振ゴムの複雑な動特性の一端を実験的に明らかにする。最後に, これらの実験データを採用して, 著者らが開発した「推移マトリックス(Transition Matrix)法を導入したクランク軸系のねじり振動波形のシミュレーション法」^{(6)~(10)}を採用して, 得られた実験結果に解析的な検討を加える。

記 号

本論文に使用するおもなる記号を以下に示す。

b : ダンパゴム部相当半径の位置におけるゴム厚さ m

C_d : ダンパゴム部の減衰係数 Nms/rad

I_d : ダンパ慣性リング部の慣性モーメント kgm^2

* 原稿受付 平成5年3月22日。

*¹ 正員, 国士館大学工学部(〒154 東京都世田谷区世田谷 4-28-1)。

- K_d : ダンパゴム部の動的ねじりこわさ Nm/rad
 K_d^* : ダンパゴム部の複素ねじりこわさ Nm/rad
 $(=K_d + jC_d\omega, j: \text{虚数})$
 $|K_d^*|$: ダンパゴム部の絶対ねじりこわさ Nm/rad
 $(=\sqrt{K_d^2 + (C_d\omega)^2})$
 l : 損失係数 $(=C_d\omega/K_d)$
 M : 振幅比 $(=\theta_{d0}/\theta_{p0})$
 T_d : 減衰ねじり振動の周期 s
 W_e : ねじり振動の強制仕事 Nm
 W_h : ヒステリシス減衰仕事 Nm
 r_2, r_1 : ダンパゴム部の外径および内径 m
 α : 減衰定数 s^{-1}
 γ : ひずみ速度 $1/s$
 ζ : 減衰比
 θ_p : プーリ部(クランク軸前端部)のねじり角変位 rad
 θ_d : ダンパ慣性リングのねじり角変位 rad
 θ_r : ダンパゴム部の相対ねじり角変位 rad
 $(=\theta_d - \theta_p)$
 Λ : 対数減衰率
 ρ : ダンパゴム部の相当半径 m
 ϕ : プーリ部とダンパ慣性リング部との位相差 rad
 ω : ねじり振動の角振動数 rad/s
 ω_n : 固有円振動数 rad/s

2. 実験装置および実験方法

本章は供試エンジンおよび供試ダンパブリーの主要諸元ならびにねじり振動波形の測定方法について述べる。なお、3章で言及する実験データに関する実験方法は、文献(6)で詳述してあるので、ここでは詳しい

説明を省略する。自由減衰ねじり振動波形は、全負荷運転中に吸気管通路を閉鎖して新たな空気の流入を止めるかあるいはデコンプ(Decompression)を使用して減圧して、燃焼を急に停止させることにより発生させる。

2.1 供試エンジンおよびダンパブリーの主要諸元

本研究に使用した供試エンジンは、直列6シリンダ高速ディーゼルエンジンであり、その主要諸元を表1に示す。また、供試ダンパブリーは、図1に示す形状および寸法をもち、表2は諸元を示す。この表の中には、静的試験および自由振動試験より得られたねじりばね定数および固有振動数がそれぞれ示されている。タイプAとBとは、ゴム硬度は異なるが、形状係数の影響を除くためにゴム形状および寸法は同一である。また、ゴム材質は表2に示すように同じである。

2.2 ねじり振動波形の測定方法 供試エンジン

はユニバーサルジョイントを介して渦電流形電気動力計を接続し、クランク軸前端部(フライホイールと反対側)に供試ダンパブリーを装着している。ダンパ慣性リング部およびプーリ部にパルス発生用歯車を取付けて、電磁式ピックアップにより回転数に比例した周波数信号を取り出す。取り出された信号は、平均角速度(中心周波数)を演算するアダプタを経て位相差ねじり振動計に入力され、検出周波数と中心周波数との関係からねじり角度が演算されてねじり振動波形を得る。得られた両波形は、次数ごとに動特性を検討するためにFFTアナライザを用いてスペクトル解析される。測定はエンジン回転数800 r/minから3200 r/minの間で全負荷運転にて行う。また、後述の振動解析に必要なインジケータ線図は、ピエゾ式インジケータを用いてプーリ側から第6番めシリンダの内圧を採取して求める。

表1 供試エンジンの主要項目

Particulars	Contents
Designed for	Automobile high speed diesel engine
Type of engine	4 cycle, Direct injection
Number of cylinders	6 cylinder
Arrangement	In - line
Bore and stroke	m_3 0.105 - 0.125
Total stroke volume	m^3 0.006469
Compression ratio	17.0
Maximum brake output kW/r/min	230 / 3200
Maximum brake torque Nm/r/min	451 / 1800
Firing order	1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4

表2 供試ダンパブリーの諸元

Name of damper	Damper A	Damper B
Measured natural frequency of damper	Hz 148.0	228.0
Inertia moment of inertia ring	kgm^2 0.0369	0.0369
Inertia moment of pulley	kgm^2 0.0462	0.0462
Static torsional stiffness	Nm/rad 2.548×10^4	3.332×10^4
Material of rubber	Natural rubber and nitrile rubber

図1 供試ダンパブリーの形状および寸法

3. エンジン部のねじり振動減衰特性

3.1 減衰定数の定義および減衰比との関係 自由減衰ねじり振動波形から減衰定数および減衰比を求める方法について述べる。この自由減衰振動波形記録から直接求めることができる値 α を次式で定義し、これを減衰定数 (Decay constant) と呼ぶ。

$$\alpha = \Lambda / T_d \quad \dots\dots\dots (1)$$

対数減衰率 Λ と自由減衰ねじり振動の周期 T_d は実測波形記録より求まるので、この式より α の値が決定される。

次に、減衰定数 α と減衰比 ζ および固有振動数 ω_n との間には、次の関係が成立する。

$$\alpha = \zeta \omega_n \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 α および ω_n の値は実験より既知となるので、減衰比 ζ が求まる。

3.2 エンジン部のねじり振動減衰特性 エンジン部のねじり振動減衰特性を検討するために、ピストンリングの装着本数を変えて自由振動実験を行い、前述の減衰定数の特性を調査する。同一のエンジンであれば、式(2)の関係から、減衰定数の特性を調査することにより、減衰比等の減衰特性を調べることになる。本節で対象とする直列6シリンダエンジン(総排気量10.2 L, 最高出力: 143 kW/2400 r/min, 最大トルク: 667 Nm/1600 r/min)は各ピストンにコンプレッションリング3本とオイルリング2本が装着されている。そこで、このエンジンのすべてのピストンにわたって、(1)全ピストンリング付、(2)No.4のオイルリングを抜く、(3)No.2およびNo.3のコンプレッションリングを抜く、(4)No.2, No.3およびNo.4のリングを抜く、の各場合について自由振動実験を行って求めた減衰定数の結果を表3に示す。なお、ピストンリングはシリンダヘッド側から順に番号を付けた。この実験結果のみについては、前述したように文献(6)ですでに報告したが、以下に新たな考察を加える。

この結果よりピストンリング部はエンジン減衰に大きな影響を及ぼしていることが推定できる。特に、オイルリング部の影響が大きいと推定される。そこで、オイルリング部およびコンプレッションリング部等で分担している減衰仕事割合について検討する。オイルリング部、コンプレッションリング部およびリング部以外でも、おのおの一定の減衰仕事をしていると仮定すると、表3に示された四つの実験結果より各減衰仕事割合に関する代数方程式が得られる。この表中の上から実験1, 2, 3および4とすると、実験1と3, お

よび実験2と4との差は、それぞれコンプレッションリング2本分、また実験1と2, および実験3と4との差は、それぞれオイルリング1本分の減衰定数の違いからでてきた結果である。以上を配慮してこれらの代数方程式を解くと、コンプレッションリングおよびオイルリングについて、それぞれ二つの値(ほぼ同値)が求まるので、それらの値を平均してコンプレッションリングおよびオイルリングの減衰定数を決定した。その結果、コンプレッションリング1本分の値は、4.2 1/s, およびオイルリング1本分の値は、7.2 1/sとなる。これによりオイルリング1本分の減衰仕事はコンプレッションリング1本分の減衰仕事の約1.7倍となる。また、ピストンリング部全体で全減衰仕事の約60%を分担している結果が得られる。

次に、ピストンリング部以外で分担している約40%の減衰仕事の内容について検討する。表4はこれまで提示されたヒステリシス減衰に関する実験式のうちで比較的信頼性のあるルイスの式⁽⁷⁾を使用してヒステリシス減衰仕事 W_h , さらに減衰仕事割合 W_h/W_e (W_e : 強制仕事)を計算した結果を示す。これよりヒステリシス減衰仕事の割合は10%以下であると予測されるので、約30%の減衰仕事が軸受部などで消費されていると推定される。

ところで、最近の高速ディーゼルエンジンは、ピストンリングの本数が以前と比較して少なくなりコンプレッションリング2本とオイルリング1本を装着している場合が多い。このような場合には、前述の減衰仕事割合が異なりピストンリング部に占める仕事割合は当然低下する。オイルリング1本分の減衰仕事はコンプレッションリング1本分の減衰仕事の約1.7倍であることと、ピストンリング部全体での減衰仕事は全減

表3 ピストンリングの本数と減衰定数の関係
(No.1~No.3: コンプレッションリング,
No.4, No.5: オイルリング)

Installation of rings	Decay constant 1/s
All rings installed	4 3 . 6
No.4 ring removed	3 7 . 0
No.2 and No.3 rings removed	3 5 . 8
No.2, No.3 and No.4 rings removed	2 8 . 0

表4 ヒステリシス減衰仕事の割合
(10.2 L エンジン)

Node, order	1 st node, 6 th order	2 nd node, 6 th order
Torsional vibration angular displacement	rad 1.920x10 ⁻³	2.792x10 ⁻³
Exciting energy W_e	Nm 106.6	101.3
Hysteresis loss energy W_h	Nm 5.017	7.410
The ratio of hysteresis loss to exciting energy ($W_h/W_e \times 100\%$)	4.71	7.31

衰仕事の約60%を分担しているという前述の結果を前提として再計算すると、ピストンリングの本数が3本の場合には、ピストンリング部全体での減衰仕事は全減衰仕事の約45%を分担しているという結果が得られる。したがって、ピストンリング部以外で全減衰仕事の55%を分担していることになる。また、ヒステリシス減衰仕事の分担割合は15%以下となる。

4. ダンパプーリゴム部の動特性

4.1 実測ねじり振動波形 2.1節で述べた2種類の供試ダンパプーリをそれぞれ装着して、ダンパ慣性リング部およびプーリ部におけるねじり振動波形を測定した結果の一例として、図2は6次ねじり振動共振点近傍2635r/minにおける1周期2回転分の実測波形を示す。この図中には、波形の内容を調べるために調和解析して求めたおもな次数の片振幅値が示されている。

6次共振点近傍で測定しているから、プーリでの実測波形は6次振動が大きく増幅された波形となっている。一方、ゴムを介した慣性リング部の実測波形は6次成分が一番大きいけれど、3次および4.5次も大きい成分のため、6次成分だけが特に大きく増幅されたプーリでの実測波形とは多少傾向を異にする。

4.2 実測ねじり角変位振幅曲線 実測ねじり角変位振幅曲線の一例として図3ならびに図4は、ダンパプーリを装着しない場合のプーリ端ならびにBタイプダンパプーリを装着した場合のダンパ慣性リング部とプーリ部における実測波形を調和解析して得られる各次数ごとの振幅曲線をそれぞれ示す。これらの図中には主要次数の振幅曲線のみを示す。図3のダンパプーリを装着しない場合は、大きな6次振動の共振点が2524r/minにあり、共振振幅は 14.9×10^{-3} radである。次に、この6次振動に着目すると、Bタイプダンパプーリを装着した場合は多少の振幅低減効果はあるが、動力計を含めた全軸系では最適調整の状態でない。

4.3 実測波形からの動特性値の算出 ダンパゴム部の動的ねじりこわさおよび減衰係数は、ダンパ慣性リング部およびプーリ部の実測波形の調和解析結果から算出される。

ダンパ慣性リング部の運動方程式は、

$$I_a \ddot{\theta}_a + C_d(\dot{\theta}_a - \dot{\theta}_p) + K_d(\theta_a - \theta_p) = 0 \quad \cdots (3)$$

で示される。

そこで、 $\theta_a = \theta_{a0} e^{j(\omega t - \phi)}$ 、 $\theta_p = \theta_{p0} e^{j\omega t}$ と表し、上式に代入して K_d 、 C_d について整理すると次式が求められる。

$$\left. \begin{aligned} K_d &= \frac{I_a \omega^2 M (M - \cos \phi)}{M^2 + 1 - 2M \cos \phi} \\ C_d &= \frac{I_a \omega^2 M \sin \phi}{M^2 + 1 - 2M \cos \phi} \end{aligned} \right\} \cdots (4)$$

ここに、 $M = \theta_{a0} / \theta_{p0}$

式(4)に実測波形を調和解析して得られる各次数振動ごとのダンパ慣性リングとプーリとの振幅比 M および位相差 ϕ の値を代入すれば、 I_a 、 ω は既知であるので、単次数振動ごとに動的ねじりこわさ K_d および減衰係数 C_d が算出される。表5は求められた K_d 、 C_d の値およびこれらの値を使用して算出された絶対ねじりこわさ $|K_d|$ と損失係数 l を示す。

防振ゴムの動特性⁽⁸⁾⁽⁹⁾は、ダンパゴム部の形状、材質を同じとすると、主として、(1)温度、(2)振動数

(a) ダンパ慣性リング部の波形

(b) プーリ部の波形

図2 実測ねじり振動波形(Bタイプダンパプーリ付, 6次共振点近傍)

(周波数), (3) 平均ひずみとひずみ振幅に依存する。
この3因子のうち1因子の影響を調査するときは, ほかの2因子を一定に保って実験する必要がある。エンジン実験では, ゴム部表面温度を 313 K に保ったが, ほかの2因子はクランク軸系の振動特性上, それぞれが変化し一定に保つことができない。そこで, 両因子を考慮したひずみ振幅と角振動数の積であるひずみ速度 $\dot{\gamma}$ を次式で定義して表5の実験結果を整理する。

$$\dot{\gamma} = \theta_r \omega \rho / b \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに,

$$\rho = \frac{3(r_2^4 - r_1^4)}{4(r_2^3 - r_1^3)} \quad \dots\dots\dots (6)$$

図3 実測ねじり角変位振幅曲線(ダンパブリーなし)

(a) 慣性リング部の振幅曲線

(b) プーリー部の振幅曲線

図4 実測ねじり角変位振幅曲線
(Bタイプダンパブリー付)

上式は均一円形中空断面において, 相当半径 ρ の位置のせん断応力 $\tau_r = G\rho C_x (= \text{一定})$ が断面全体に均一に分布する場合と円周方向に単純せん断変形を受ける際のせん断応力分布 $\tau = GrC_x$ の場合とのねじりモーメントが等しいとすることにより求まる。

図5は絶対ねじりこわさとひずみ速度, 図6は損失係数とひずみ速度との関係を示す。非線形性をもつダンパゴムの動的特性を線形近似して周波数や振幅に対する特性変化を示すことを目的として, 両図はタイプAおよびBのダンパゴムの絶対ねじりこわさと損失係数をひずみ速度で表現することを試みた図である。第5章のシミュレーション計算に必要なダンパゴ

表5 動的ねじりこわさ, 減衰係数および損失係数

(a) その1

Name of damper	Order	Natural frequency Hz	Strain rate 1/s	Torsional spring constant K $\times$ Nm/rad	Damping coefficient C $\times$ Nms/rad
Damper A	4.5th	132.8	575.27	4.55×10^4	27.56
	6th(I)	143.6	382.89	9.67×10^4	17.73
	6th(II)	259.5	920.00	1.99×10^5	10.73
Damper B	4.5th	157.8	381.22	1.41×10^5	56.48
	6th(I)	165.6	703.50	9.46×10^4	39.40
	6th(II)	269.5	919.10	2.14×10^5	52.85

(b) その2

Name of damper	Order	Absolute torsional spring constant [Kd*] Nm/rad	Loss factor ζ	Imaginary part of complex torsional spring constant C $\times$ ω Nm/rad
Damper A	4.5th	5.01×10^4	4.59×10^{-1}	2.30×10^4
	6th(I)	9.80×10^4	1.63×10^{-1}	1.60×10^4
	6th(II)	2.00×10^5	8.75×10^{-2}	1.75×10^4
Damper B	4.5th	1.50×10^5	3.73×10^{-1}	5.60×10^4
	6th(I)	1.02×10^5	4.02×10^{-1}	4.10×10^4
	6th(II)	2.30×10^5	3.89×10^{-1}	8.95×10^4

図5 絶対ねじりこわさ(動的ねじりこわさ)とひずみ速度との関係

図6 損失係数とひずみ速度との関係

トモデルを採用する。表6はこの等価振動系の諸元である。ねじり振動波形計算で不明確な入力データとしては、前述したように、エンジン部の減衰係数およびダンパプーリゴム部のねじりこわさおよび減衰係数の値である。

まず、エンジン部の減衰係数 C (C_i と仮定) について言及する。図9は文献(6)で示した直列小形高速ディーゼルエンジン6種類(シリンダ径83~120 mm, 総排気量1.9~10.2 L)を対象として自由振動実験より求められた減衰定数 α , 固有振動数 ω_n および減衰比 ζ の関係である。あらかじめ神田法⁽¹⁰⁾で C と α の関係を求めておき、ホルツァ法で ω_n を求め図9から ω_n に相当する α を算出し、神田法の結果から C を逆算することにより、図8のエンジン部の減衰係数を決定する。その結果、エンジン部の減衰係数は表6に示すように6.86 Nms/rad(一定)となる。

次に、ダンパプーリゴム部のねじりこわさおよび減衰係数の値の見積りについて述べる。波形計算はエンジン回転数を変えて行うので、各エンジン回転数における支配的次數の角変位振幅の実測結果をもとにしてひずみ速度を計算し、図5および図7より動的ねじりこわさ K_d および減衰係数 C_d の値を求めて入力データとして使用する。図5および図7はすべての実験データを代表して一本の曲線でまとめたものである。これらの K_d および C_d の値は代表値となる。

表6 等価ねじり振動系の諸元(ダンパプーリ付)

Number of mass	Name of mass	Inertia moment kgm ²	Equivalent length m	Damping coefficient of engine Nms/rad	Damping coefficient of damper Nms/rad
1	Inertia ring	0.0360	GI/K _d	0.000	C _d
2	Damper pulley	0.0462	21.3259	0.000	0.000
3	No.1 cylinder	0.0328	6.6196	6.860	0.000
4	No.2 cylinder	0.0255	6.6196	6.860	0.000
5	No.3 cylinder	0.0328	6.2154	6.860	0.000
6	No.4 cylinder	0.0328	6.6196	6.860	0.000
7	No.5 cylinder	0.0255	6.6196	6.860	0.000
8	No.6 cylinder	0.0328	4.0626	6.860	0.000
9	Flywheel	0.8291	500.0000	0.000	0.000
10	Dynamometer	2.9809	-----	0.000	0.000

(GI=9.80665x10⁶ Nm², K_d:Nm/rad)

図9 減衰定数・固有円振動数・減衰比の関係

5.3 計算結果および考察 ダンパプーリを装着しないクランク軸系の計算結果として、図10は計算波形を調和解析して得られる主要次數のねじり角変位振幅曲線を示す。この図は図3の実測より求められたねじり角変位振幅曲線と対応する。各次数振動の共振回転数および共振振幅はほぼ一致している。このことよりエンジン部のねじり振動減衰係数の値は妥当な値であると考えられる。

次に、ダンパプーリを装着したクランク軸系の計算結果として、図11はダンパ慣性リング部およびプーリ部の計算波形を調和解析して得られる主要次數のねじり角変位振幅曲線を示す。この図は図4の実測

図10 計算ねじり角変位振幅曲線
(ダンパプーリなし)

(a) 慣性リング部の振幅曲線

(b) プーリ部の振幅曲線

図11 計算ねじり角変位振幅曲線
(Bタイプダンパプーリ付)

ねじり角変位振幅曲線と対応する。これらの計算結果と対応する実測結果と比較すると、計算精度上多少の誤差はあるが実用上は有効な計算結果であると判断できる。

6. む す び

ダンパプリー付クランク軸系のねじり振動計算をする際に問題となるエンジン部のねじり振動減衰特性およびダンパプリーゴム部の動特性について実験と解析より検討を加えた。その結果は以下のとおりである。

(1) 最近の高速小形ディーゼルエンジンはピストンリングの本数を少なくする傾向にあるので、全減衰仕事に占めるピストンリング部の割合は、これまでより低下しているが、依然として大きいと推定される。

(2) 同一ゴム材質で、温度および形状係数を一定とした場合のダンパプリーゴム部の絶対ねじりこわさおよび減衰係数をひずみ速度で表現することを試みた。

(3) 推移マトリックス法を導入したねじり振動波

形のシミュレーション法は、プリーダンパ付クランク軸系のねじり振動計算に有効である。

文 献

- (1) 岡村・沼尻, 高粘度ビスカスダンパの開発, 自動車技術, 40-9(1986), 1140-1146.
- (2) 引野・新井野・笠原, 大型商用車用ディーゼルエンジンのトーションダルダンパについて, 自動車技術, 38-12(1984), 1440-1447.
- (3) 川村・山口・田坂・中窪・田中, クランク軸トーションダルダンパプリーの性能予測, 自動車技術, 40-12(1986), 1581-1587.
- (4) 神谷・熱海・田坂, 新型ダンパ付きクランクプリーの開発, 自動車技術, 41-13(1987), 1557-1561.
- (5) 加藤・角・工藤・小林, トーションダルダンパ付きフライホイールの開発, 自動車技術, 39-12(1985), 1428-1432.
- (6) 若林・関, クランク軸系のねじり振動波形のシミュレーション, 日本船舶機関学会誌, 11-11(1976), 808-818.
- (7) Lewis, F. M., *Trans. Soc. Nav. Archit.*, 23(1925), 109.
- (8) 得丸, 防振ゴム, 機学誌, 64-505(1961), 90-100.
- (9) 関口, 防振ゴムの設計法, 機論, 27-173(1961), 85-95.
- (10) 神田, 多数の粘性減衰要素を有するクランク軸系ねじり非規準振動モードの電子計算機による研究, 機論, 32-235(1966)465.