

UDC 539.67:
669.715

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-438

アルミニウム合金材およびサンドイッチ材の
減衰特性に関する研究

外崎得雄・名取通弘・砂川 恵

1976年1月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

アルミニウム合金材およびサンドイッチ材の 減衰特性に関する研究*

外崎 得雄** 名取 通弘*** 砂川 惠***

Experimental Analysis on Damping Characteristics of Aluminum-Alloy Strips and Sandwich Beams

By Tokuo SOTOZAKI, Michihiro NATORI and Megumi SUNAKAWA

An experimental study of damping characteristics of aluminum-alloy strips and honeycomb sandwich beams is presented. Experiments were carried out in both air and vacuum environments. Test specimens were supported at their middle points and were excited in symmetric modes in order to provide the boundary conditions of a cantilever beam. Displacements of beams in free damped vibration were picked up by using optical displacement followers and the logarithmic decrements and loss factors were calculated. Sufficient data were obtained and the damping characteristics of aluminum-alloy strips and honeycomb sandwich beams have been clarified.

記 号

AA	: アルミニウム合金材
b	: 試験片の幅
E	: 縦弾性係数
f	: 振動数
J	: 材料定数
$2l$: 試験片の長さ
N	: データ数
n	: 材料定数, 式(2)
P	: 圧 力
SW	: アルミニウムハニカムサンドイッチ材
T	: 締付トルク
t	: 試験片の厚さ
W	: 構造物に貯えられるポテンシャルエネルギー
ΔW	: 一周期当りに失われるエネルギー
ΔW_1	: 内部減衰エネルギー
w_0, w_1	: 半振幅
w_{0+n}	: n 周期後の半振幅
w_h	: $(w_0 + w_{0+n}) / 2$

w_n	: $\frac{1}{n+1} \sum_{i=0}^n w_i$
δ	: 対数減衰率
ϵ	: 歪
η	: 損失係数
σ	: 応力振幅
σ_0	: 材料定数
τ	: 緩和時間
ω	: 円振動数

1 ま え が き

1.1 本研究の目的

構造物の動的挙動にはその減衰特性が大きく影響する。特に非保存的な問題においては、減衰力の存在が逆に系を不安定にする場合もある。また通常の場合でも、強制振動の振動振幅は減衰力の存在に大きく左右される。この振動振幅の低減は、材料の疲労を防止するためにも騒音を軽減するためにも必要である。

構造動力学においては、この減衰力を速度比例型として表し問題を解析する場合が非常に多い。しかし実際の構造物に作用する減衰力はそのように簡単なものではなく、振動数への依存性など複雑な様相を示している。

* 昭和50年10月24日受付

** 機体才一部

*** 東京大学宇宙航空研究所

従来なされてきた多くの研究のうち、実験に関しては古い資料が多く、当時の実験設備や装置によりある程度の誤差が含まれるのは仕方のないことである。特に損失係数のように0.01~0.001の程度の現象を取扱う場合はなおさらである。また従来の実験資料は材料力学的な側面からの研究によるものが多く、構造動力学の解析にそのまま使用できる資料は意外に少ないのが現況である。さらにサンドイッチ材に関しては、空気中での両端自由ないし両端単純支持の実験が大部分で真空中での実験は殆んど見られないようである。

本研究は、複合構造の動特性研究の一環として、アルミニウム合金材およびアルミニウムハニカムサンドイッチ材の減衰特性を、いくつかの減圧環境下で検討し、構造動力学における減衰の取扱いをいくぶんでも明確にしようとするものである。

1.2 従来の研究

構造物の空気中における振動は、次のようなエネルギー損失が主な原因となって減衰する。

- (1) 構造材料の内部で失われるエネルギー（内部減衰）
- (2) 構造の結合部や支持部で失われるエネルギー
- (3) 空気の粘性抵抗によって失われるエネルギー
- (4) 音として空気中に失われるエネルギー（音響放射）

これらの原因による減衰のうち、(1)、(2)の両者の原因によるものが構造減衰と呼ばれている。これらの減衰特性は、振動の一周期当りに失われるエネルギー ΔW と、構造物に貯えられるポテンシャルエネルギーの極大値 W との比によって代表的に表される。これが損失係数であり、

$$\eta = \frac{\Delta W}{2\pi W} \quad (1)$$

である。実際の構造物の動的挙動は簡単な単振動ではないが、この損失係数は、構造物の共振点における定常振動を基準にして測定されるのが一般的である。

ここで、主として構造動力学の立場から、従来の研究を概観してみる。構造材料の内部減衰については、金属物理学や材料力学的な観点から多くの研究がなされてきた。Lazan^{1),2)}はこの方面の研究を概観して、材料の減衰をいくつかのタイプに分類している。そして金属においては、低い応力レベルは材料減衰に各種のタイプがあるが、工学上問題となるような通常の応力レベルでは金属の静的な履歴が内部減衰の主なる原因であるとして、その減衰エネルギー ΔW_I を

$$\Delta W_I = J\sigma^n \quad (2)$$

によって表している。ここに、 σ は応力振幅、 J および n は材料によって決る定数で、 n は通常の応力レベルでは2~3の範囲の値をとる。これらの材料減衰の物理的な機構は、Zener³⁾により次のように説明されている。金属試験片が横振動している時、引張側の温度は低く圧縮側は高くなる。その温度差により材料内に熱流が生じ、それに伴って生ずるエネルギーの散逸が材料減衰の原因となる。緩慢な振動では試験片両面の温度差は大きくならず、そのため材料内の熱伝達が対応できなくなるため内部減衰も小さくなり、ある適当な振動数において内部減衰は極値を示す事になる。Crandall⁴⁾はこのZenerの理論から導かれる損失係数について、 σ_0 および n を材料固有の定数として、

$$\eta = \left(\frac{\sigma}{\sigma_0}\right)^n \quad (3.1)$$

および、 ω を円振動数、 τ を緩和時間として、

$$\eta = \left(\frac{\sigma}{\sigma_0}\right)^n \frac{\omega\tau}{1+\omega^2\tau^2} \quad (3.2)$$

で表される場合を研究した。そして、振動振幅、振動数および材料定数と損失係数との関係を明らかにし、鋼や真鍮では(3.1)式が、アルミニウムでは(3.2)式が良く合うことを示している。Granik & Stern⁵⁾はアルミニウムの試験片中央を加振器に固定した振動実験を空気中および真空中(約27 Pa)で行い、共振振幅拡大率から損失係数を求めた。また梁理論から計算した応力振幅を使ってZenerの理論((3.2)式)から求められる損失係数とこの実験値とを比較して、定量的にもZenerの理論がアルミニウムの材料減衰を良く説明していること、および空気抵抗による減衰は全体の減衰に大きく影響して材料減衰の10倍にも達する場合があることを示した。

構造結合部や支持部でのエネルギー損失に起因する減衰については、Mentel⁶⁾が梁および板の固定部分でのエネルギー損失について検討した結果、通常の場合大きな影響が表れなかったことを報告している。またMcWithey & Hayduk⁷⁾は、リベット結合およびネジ接合で作った片持梁の減衰振動実験を真空環境下で行い、ごく軽くねじ止めした試験片以外では部材間のさりによる減衰は非常に小さかったことを述べている。しかし通常の構造物では、これらの原因による減衰は内部減衰より相当大きいのが普通であり、それぞれの結合様式や支持様式によって大きな相違が見られる。この減衰を理論的に解析することはきわめて困難であり、構造物の動的解析においては、通常この減衰と内部減衰とを一緒にして、構造減衰力は振幅に比例し、振動数に無関係

で、位相は速度と同じであるとした妹沢の理論⁸⁾によつて、構造減衰を取扱うことが非常に多い。この妹沢の理論は、構造材料の応力-歪関係が

$$\sigma = E\epsilon + \frac{\eta E}{\omega} \frac{d\epsilon}{dt} \quad (4)$$

で表される Voigt 型の粘弾性特性を持つと考へて説明することができる。⁹⁾ ここに、 E および ϵ はそれぞれ縦弾性係数および歪である。構造物の動的解析におけるこのような減衰力や単なる速度比例型の減衰力の妥当性およびその応用については、Crandall^{10),12)} や Scanlan & Mendelson¹¹⁾ など多くの研究者によつて報告されている。戸部および佐藤¹³⁾ は、Voigt 型の粘弾性モデルを用いて Timoshenko 梁の振動を解析し、固体粘性係数と減衰率との関係を示している。

空気の粘性抵抗や音響放射により失われるエネルギーによる減衰については、厳密な空気力学的なまた音響学的な取扱いは非常に困難で、いくつかの現象論的な研究がなされている。植村および竹鼻¹⁴⁾ は、空気抵抗として振動速度に比例する粘性抵抗と振動速度の二乗に比例する動力的抵抗とを考慮し、減圧環境下での片持梁の実験結果を良く説明することができた。Stephens & Scavullo¹⁵⁾ は円板、矩形板、円筒、および球など各種の試験片を用いて、減圧環境下での実験を行つて、圧力、振動振幅、振動数、試験片形状、および試験片表面積と減衰率との関係を求めた。それによれば、空気抵抗による減衰は構造減衰よりも一桁大きいこと、二次元平板の場合には減衰率は平面形状に関係なく、圧力に比例し、面積の $4/3$ 乗に比例することなどが明らかにされた。

Baker, Woolam & Young¹⁶⁾ は減圧環境下での片持梁の実験を行い、それと従来の実験の数例とを整理し、減衰特性を支配するいくつかのパラメータを明らかにした。同時に、振動の一周期当りに散逸されるエネルギーを考慮した理論解析によつて空気抵抗による減衰と内部減衰とを求め、実験と比較して良い一致を見ている。Blake¹⁷⁾ は流体中における梁に衝撃力を加えてその後の減衰振動から損失係数を求め、低い振動数では粘性減衰が、高い振動数においてはエネルギー放射による減衰が支配的であることを示している。

以上述べたように金属材料の内部減衰は非常に小さい。一方、構造材料の疲労との関連から振動振幅を小さく抑へることや、騒音を軽減するために減衰性の大きな構造材料が必要とされてきた。そこで、金属材料で作られたパネル全体の減衰率を高めるために、金属板に減衰特性の大きな粘弾性材を接着したサンドイッチ材としての構造様式の減衰特性が盛んに研究されてきた。Kerwin, Jr.¹⁸⁾

はサンドイッチ材の減衰特性が粘弾性層の剪断変形によつて解析している。即ち、粘弾性層の損失係数を用いて剪断弾性率を複素表示し、これによつてサンドイッチ材全体の複素剛性を求めて減衰特性を明らかにしている。Ross, Ungar & Kerwin, Jr.¹⁹⁾ は三層板の解析を基にして、粘弾性層の引張圧縮変形を利用して減衰率を増加させる方法および剪断変形によつて減衰率を増加させる方法について、種々の検討を行つた。その結果は剪断変形によるものが最も効果的であり、このような三層板としての取扱いが実験結果とも良く一致していることを述べている。Yu²⁰⁾ は単純支持の場合について、サンドイッチ板の基礎式の解として時間について指数函数を用いて解析する方法を示している。立道²¹⁾ は定常振動の歪エネルギーを計算する方法により、実験結果と良く合うことを示している。Ditaranto²²⁾ は三層板の厳密な解析から複素係数の 6 階の微分方程式を得ている。Ditaranto & Blasingame²⁵⁾ はこの微分方程式の数値解を得て、複合材としての損失係数と振動数との関係を示している。さらに Derby & Ruzicka²⁸⁾ はこの理論を発展させて、多くのサンドイッチ材を系統的に取扱つて理論値と実験値との良い一致を見ている。また Nicholas & Heller²³⁾ はいくつかの温度領域について、サンドイッチ材全体の損失係数を知つて粘弾性材の複素弾性率を求め、このような方法は非常に早い減衰性を持つ粘弾性材の特性を広い振動数範囲にわたつて知るのに有効であるとしている。Jones, Salerno & Savacchio²⁴⁾ は両端が自由のサンドイッチ梁の減衰特性を求めて、理論値と実験値とに大きな開きがあったことを報告している。Bert, Wilkins & Crisman²⁶⁾ はハニカムコアのような高い剪断剛性を持つサンドイッチ材の減衰特性について、Timoshenko 梁の規準モードを用いて、減衰エネルギーと全ポテンシャルエネルギーとの比から対数減衰率を求めている。両端自由の試験片での実験値と理論値との差は 20~30% であるが、コアがアルミハニカムのように高い剛性を持つ場合には、減衰率は剪断係数の値に敏感でないことを報告している。Kobayashi²⁷⁾ は、CFRP の梁や FW 円筒のような複合材料の損失係数を、素材の複素弾性率を基にして求めている。Chatterjee & Baumgarten²⁹⁾ はコアに Voigt 型の粘弾性モデルを仮定して、両端単純支持の場合について減衰エネルギーを計算し、実験と良い一致を得ている。また Howell³⁰⁾ は、アブレータを塗つたアルミニウム梁の減衰特性を実験により求めて、パネルフラッタを防止するために必要な減衰の資料が得られたとしている。

2 実験の概要

2.1 試験片

アルミニウムハニカムサンドイッチ梁 (SWと略記する) およびアルミニウム合金材 (5052, AAと略記する) の試験片を使用した。アルミニウム合金材はハニカムサンドイッチの減衰特性を原材料の特性と比較するためのものである。これらの試験片は皆ロール方向と直角の方向に切り出したものを用いた。

ハニカムサンドイッチは、高い寸法精度と滑らかな仕上げ面が得られるようにアルミ用特殊鋼丸鋸を用いて、試験片の長手方向がコアのリボン方向となるように試験片を切り出した。このハニカムサンドイッチの接着材はFM47(ビニルフェノリック系)で、その常温での弾性係数は接着材の中では高い部類に属し、温度による影響は約80℃付近で急激に強度が低下する特性をもっている。これら試験片の名称および寸法等を表1に示す。

2.2 実験装置

試験片は、アルミニウム合金材およびサンドイッチ材のどちらをも支持できるように工夫された支持架に中央を一定の締付トルクで支持される。図1に支持架と取付けられた試験片のようすを示す。図は減圧環境下での実験を示しており、支持架および試験片はPMMA製の真空槽の中に収められている。この真空槽は減圧タンクに接続されて常に一定の真空状態が保持できるように

なっている。圧力は圧電素子型の検出器によって検出される。図2に減圧タンクと圧力変換器とを示す。減圧環境下での実験では、加振器自身もビニールシートで密封して真空槽と同じ真空状態になるよう工夫してある。この方法によって約10 kPaまでの真空状態が実現された。振動の検出には、図3に示されるような非接触電

表1 試験片

試験片 番号	長さ $2l$ (mm)	幅 b (mm)	厚さ t (mm)	共振振動 数 f (Hz)
AA12	275.5	10.0	0.8	35.2
AA15	100.0	"	"	271.4
AA22	380.0	20.0	1.5	34.7
AA23	252.0	"	"	78.7
AA24	180.0	"	"	155.0
AA25	140.0	"	"	256.0
AA31	492.0	35.0	0.8	11.0
AA32	279.5	"	"	35.4
AA33	200.0	"	"	69.0
AA34	130.0	"	"	164.7
AA35	100.0	"	"	280.0
AA62	280.0	60.0	0.8	35.4
SW34	580.0	35.0	11.25	159.0
SW35	481.5	"	"	227.0
SW36	400.0	"	"	317.0

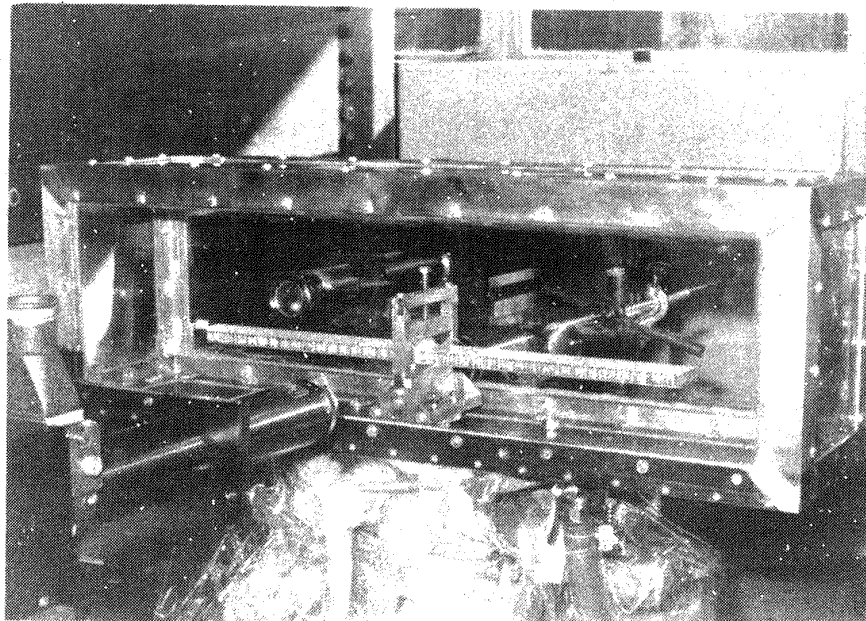


図1 支持架および試験片

子光学式変位計を用いた。この変位計により検出された振動波形は図4に示すような図形処理装置を介して計算機(HITAC 10)によって処理された。この図形処理装置は格子状に張りめぐらされた電極上に置かれた図形をグラフペンでなぞっていくことにより、その図形の座標値が計算機内部に記憶される一種のA/D変換器である。表2に実験に使用した計測器の仕様を、図5にそれらの計測器類の一部を示す。

2.3 実験の手順

減衰特性の測定法としては種々のものが考えられるが、³¹⁾

代表的なものは、自由減衰振動の波形から対数減衰率を求める方法と強制定常振動において共振振幅拡大率を求める方法とである。本研究では実験方法の簡明さおよび微小振幅での測定に重点を置いて、対数減衰率による方法から損失係数を求めた。試験片を支持架に支持し、それを加振器につけて試験片を左右対称なモードで加振する。こうすることによって一端固定、他端自由という片持梁の支持条件が実現できる。この方法は、特にサンドイッチ材の場合、片持梁としての支持条件を作り出すのに非常に有効である。加振器の出力および周波数を変化

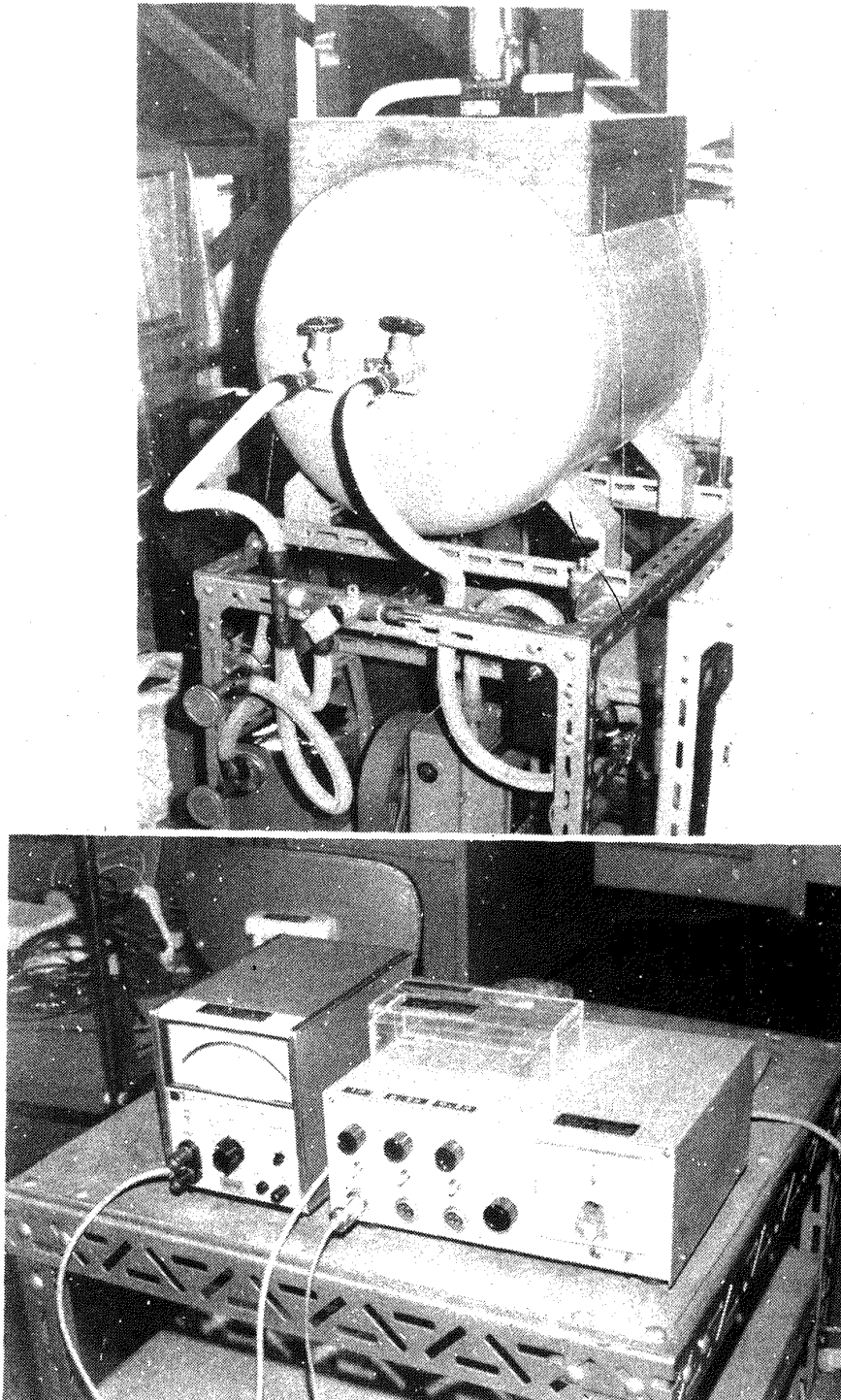


図2 減圧タンクおよび圧力変換器

表2 実験計測器の仕様

項目	メーカー	モデル	性能
非接触電子光学式変位計	ZIMMER	100A & 100	周波数応答性：0~50kHz(フラット) 分解能：フルスケールの1/10,000
加算, 減算増幅器	ZIMMER	160D	周波数応答性 出力電流 200mA (P-P) } 0~20kHz < ±0.5% 出力電圧 10V (P-P) } 0~40kHz < ±3% 直線性：< ±0.1%
データレコーダ(8ch.)	ソニー	DFR4915	直線性：< ±1.0% ワウフラッタ：< 0.15% (19.05cm/s) 周波数応答性：0~5.0kHz ±1 db
加振器	GOODMANS	V50mk1	2.5 lbs load : 100Hz ストローク : 0.7"
加振制御装置	BRÜEL KJÆR	1019	周波数精度：1% ±0.25Hz 出力電圧精度：±0.5 db (5~5 kHz) ：±1.0 db (5~10 kHz)
圧力変換器	北斗理研	PMS-5 1H	圧力測定範囲：-1~1kg/cm ² ヒステリシス：< ±1.0% (フルスケール) 固有振動数：>15kHz 感度：80mV/kg/cm ²
ブラウン管オシロスコープ	岩崎通信機	SS-5050	
グラフペン (ECRICON GRAPHIC DATA TABLE)	SHINTRON	520	1 データ 10BITS 精度 < ±0.6% (P-P) 直線性 < ±0.4% (P-P) ノイズレベル 1 LSB
周波数計数器	横河電機	2891	

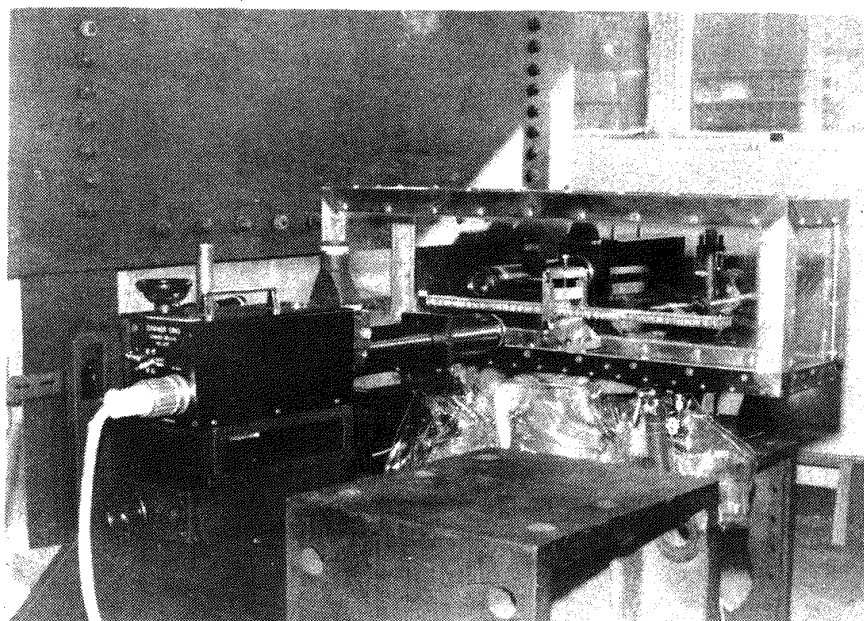


図3 非接触電子光学式変位計

させて適切な振幅の共振状態を見出す。その後、加振制御装置の出力を切断して、以後の自由減衰振動を変位計によって検出しそれをデータレコーダに記録する。得られた減衰振動の波形を電磁オシログラフペーパーに記録し、それを図形処理装置によって処理する。図6に実験のブロックダイアグラムを示す。

2.4 実験の内容と結果の解析法

空気中の実験で測定される減衰特性には、試験片の内部減衰と支持部分や空気力の影響による外部減衰とが同時に含まれており、これらの大きさをそれぞれ分離して

評価して置くことが大切である。支持部分の減衰特性におよぼす影響としては、加振器自身の減衰および試験片締付部での減衰の影響がある。筆者等の測定結果によれば、本実験で使用の加振器および支持架部分の損失係数は0.16で共振周波数は11.5Hzである。このように加振器自身は非常に早く減衰し、また支持架を含めた支持部分の質量は試験片に比べ大きいので、ある程度時間が経過した後試験片先端の変位と支持架の変位との差についてのデータを解析すれば、加振器自身の持つ減衰の影響は小さいものと思われる。以下に述べる損失係数はこ

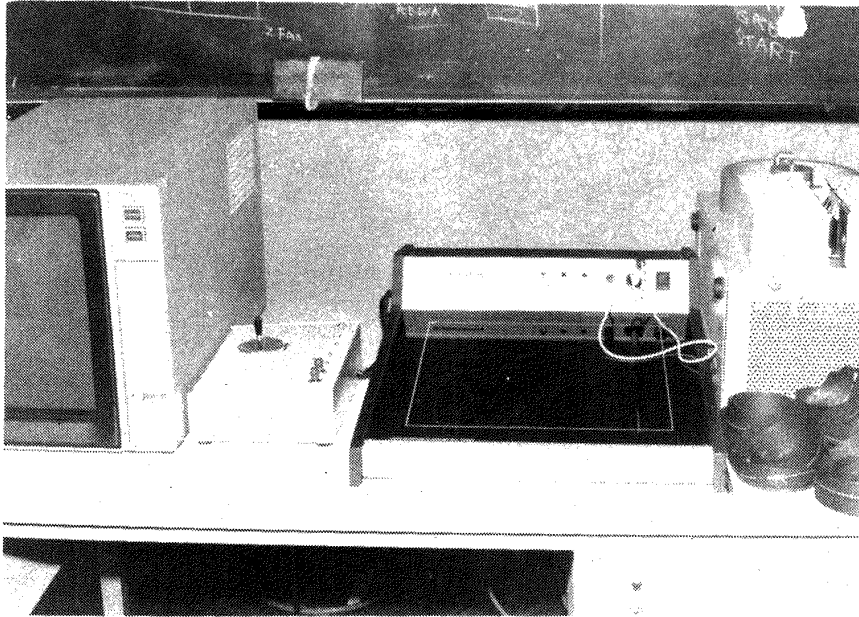


図4 図形処理装置

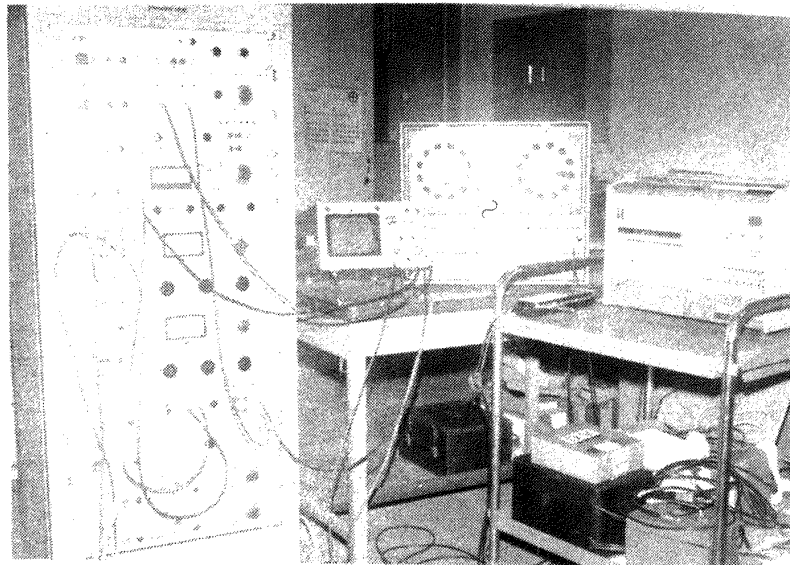


図5 計測器

のような点を考慮して求められたものである。減衰におよぼす空気力の影響は減圧環境下での実験により正確に評価できるので、そのような実験を併行して行う。

図形処理装置によりA/D変換されたデータは計算機によって自動的に処理される。先ず振幅比を示すグラフ(図7)の勾配を最小二乗法により決定し、それから対数減衰率 δ が求められる。解析するデータの始めの波形の半振幅を w_0 、 n 周期後の半振幅を w_{0+n} とすると

$$\delta = \frac{1}{n} \ln(w_{0+n}/w_0) \quad (5)$$

である。本研究では解析の容易さなどの点から $n=5$ を用いた。また、一つの減衰振動の波形から得られる半振幅のデータにおいていくつかのブロックを作り、それらの対数減衰率を求めることにより振幅と損失係数との関係を求める。損失係数 η は材料をVoigt型の粘弾性モデルに置換えて

$$\eta \cong \delta/\pi \quad (6)$$

により求めた。

3 実験結果

測定される損失係数の誤差の原因には、加振振動数と共振振動数とのわずかなずれによる減衰波形のうなり、データレコーダのワウフラッタ、およびA/D変換の際の誤差などが挙げられる。これらによる誤差は通常の動的応答解析や振動実験においては問題にならない程度のものであるが、本研究のような微小な振動振幅を考える場合には、これらの点に十分な考慮を払わなければならない。これらの誤差が原因となって、損失係数はそれを求めるためのデータ数の影響を受ける。ここでは、まずこのようなデータ数の影響、および支持架の締付トルク

の損失係数におよぼす影響を整理、検討する。そしてデータ数、および締付トルクについて一定の基準のもとに、空気中および減圧環境下で行われた実験の結果について述べる。表3および表4に実験の内容を示す。表中の数字が実験番号を表す。

3.1 損失係数におよぼすデータ数および締付トルクの影響

3.1.1 データ数の影響

対数減衰率は図7に示すような振幅比のグラフから求められるが、この図に丸印で示すデータは前述したような誤差を含んでいるので、損失係数を求める際に使用するデータの個数 N により損失係数の値が影響を受ける。図8および図9にデータ数をパラメータとしてそのようすを示す。図8のデータは比較的振動数の小さな試験片(AA)によるものである。 w_0/l の値が0.002($w_0=0.280$ mm)以下の場合には、上に述べたような誤

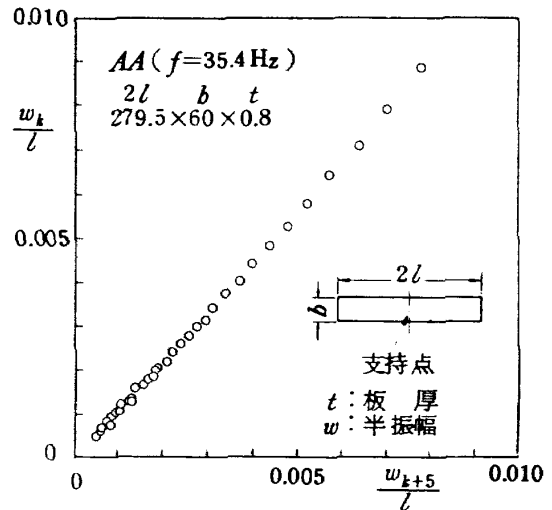


図7 対数減衰率を求めるための振幅比のグラフ

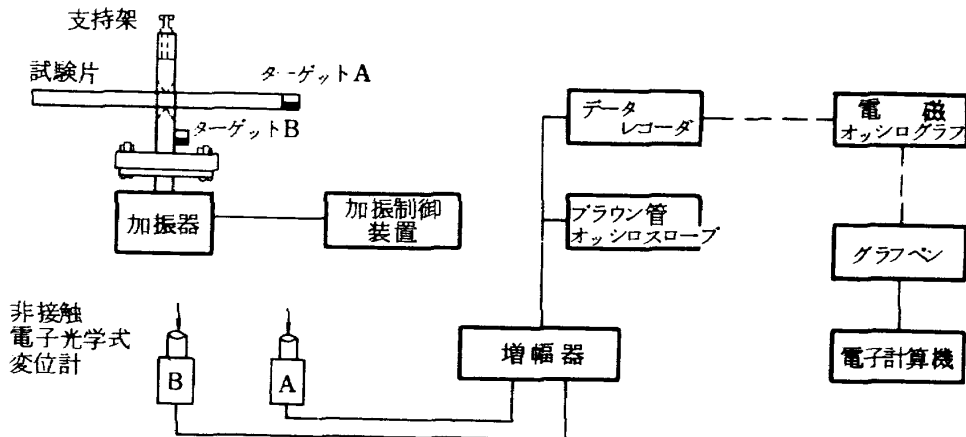


図6 実験解析のブロックダイアグラム

表 3 実験の内容 (I)

試験片番号	共振周波数 (Hz)	片 振 幅 (mm)	締 付 ト ル ク (N・m*)							
			F**	0.45	0.68	0.90	1.13	1.36	1.58	1.81
AA 15	271.4	0.001) 0.005	38	39	40	41	42	43	44	45
AA 22	34.8		31,37	19,32	33,36			34,35		
AA 24	154.4		22,47	21	23			30,46		
AA 25	255.5		25	26	27			29		
SW 34	158		62		61,65	63	64			

*1N・m = 1.02×10⁻¹ kgf・m

** 手で軽く締付たものである。

表 4 実験の内容 (II)

試験片番号	共振周波数 (Hz)	片 振 幅 (mm)	圧 力 (kPa*)							
			101.3	80	~60	~40	~20	~15	~10	<10
AA 12	35.2	1.77 2.37	119	120	121	122	123	124		
AA 31	11.0	2.55	84							
AA 32	35.4	2.23	86							
"	35.4	0.487	95							
"	35.4	1.71 2.01	105	106	107	108	109	110		
AA 33	69.0	0.475	104							
"	68.6	1.53 2.32	125	126	127	128	129	130		
AA 34	165.0	0.400	103							
"	165.0	0.459 0.512	136	142	141	140	139	137	138	143
AA 35	280.0	0.465	96							
AA 62	35.4	2.70	112	113	114	115	116	117	118	
SW 34	159.0	0.500 0.514	131	132	133	134	135			
SW 35	227.3	1.38	59							
"	227.4	0.241	69							
"	227.9	0.485 0.535	150	151	152	153	154	155		
SW 36	316.8	1.71	60							
	317.0	0.211	68							

*1 kPa = 1.02×10⁻² kgf/cm²

差原因のために、損失係数の値はデータの個数が多くても大きくばらついている。0.002以上の場合には、16個以上のデータを用いて損失係数を求めるようにすれば、微小振幅における一部の誤差の強調による損失係数のバラツキが避けられることがわかる。図9のデータは、*SW*の結果で、この場合は損失係数の値が小さいのでより多くのデータ数(30程度)を必要とすることがわか

る。 w_0/l の値が0.0002($w_0=0.058\text{mm}$)以下の場合にはやはり大きなバラツキが見られる。以上からわかるように、このような微小振幅での実験においては、サンプリングのデータ数に十分な考慮を払わなければならない。以上の結果から本研究においては、*AA*の場合 $N=16$ 、*SW*の場合 $N=30$ として解析している。

またこのような減衰波形を平均化して損失係数を求め

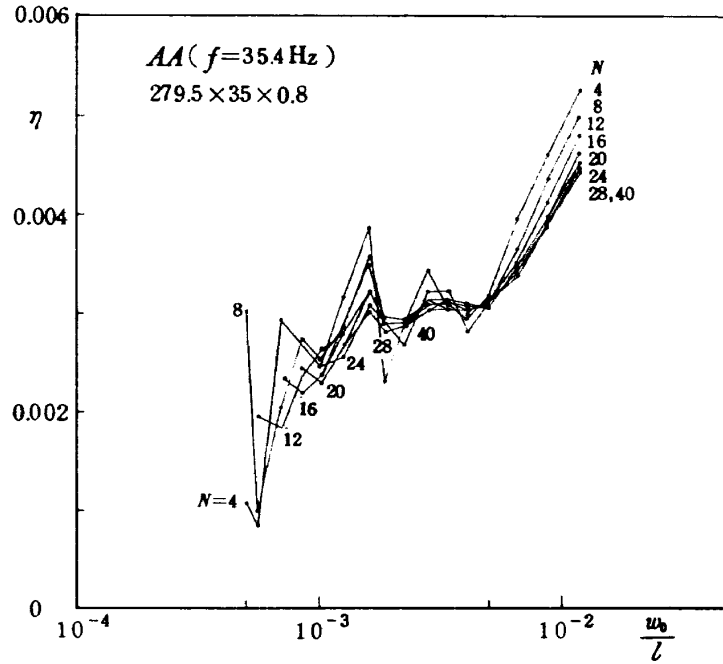


図8 損失係数とデータ数との関係, *AA*材(1)

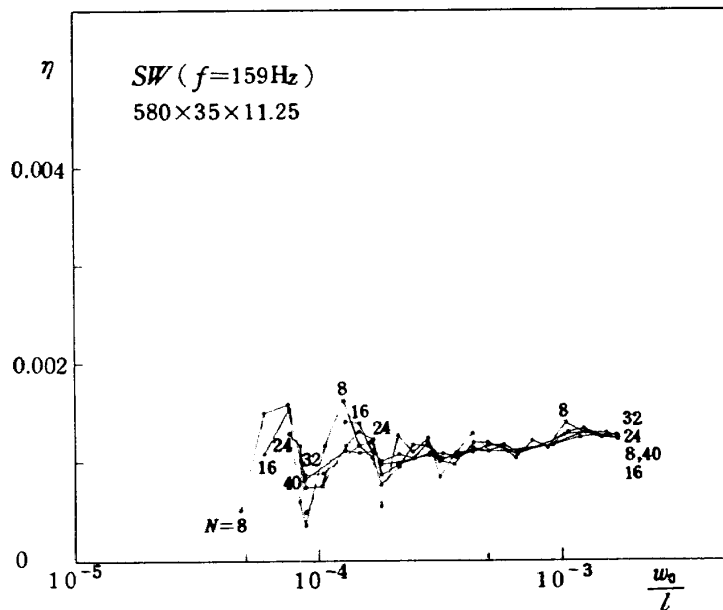


図9 損失係数とデータ数との関係, *SW*材(1)

る場合には、その損失係数がどの振幅値によるものであるかが問題となる。図 8 および 図 9 においては、振幅値のデータの一番初めの値 w_0 をとって整理してある。図 10 (a) および (b) に、それぞれのデータの最初と最後の振幅の平均値 w_k 、図 11 (a) および (b) に全データの平均値 w_m によって整理した結果を示して置く。これらを比較してみると、振動数が低い場合には、 w_k で整理

した結果は振幅値の比較的大きな部分 ($w_k/l = 0.008$) でデータ数による差は少ないが、振幅値の中間の部分 ($w_k/l = 0.004$) ではデータ数による差は大きい。 w_m で整理した結果は、振幅値の大きな部分に、データ数による差が大きい。振動数が高い場合、損失係数は振幅値にあまり影響されなくなるので、 w_0 、 w_k および w_m のそれぞれで整理した損失係数の結果には殆んど差がない。

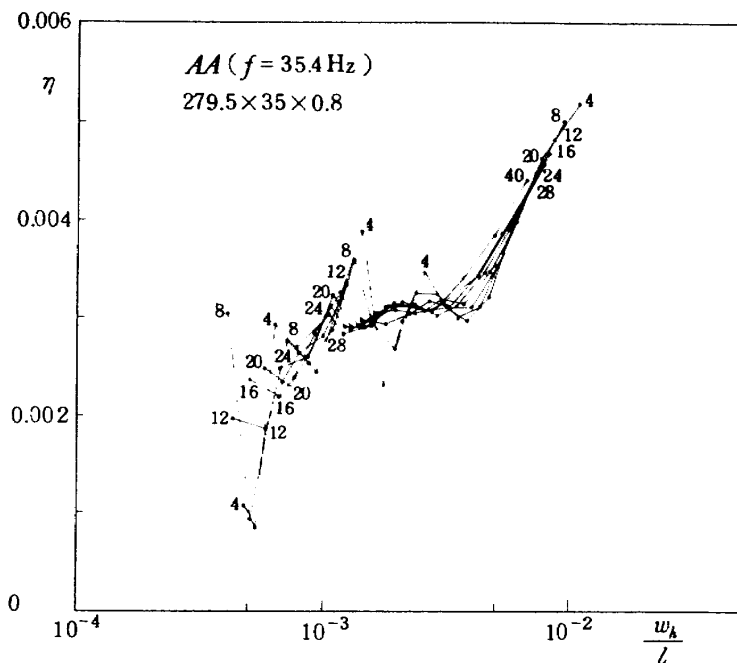


図 10 (a) 損失係数とデータ数との関係, AA材(2)

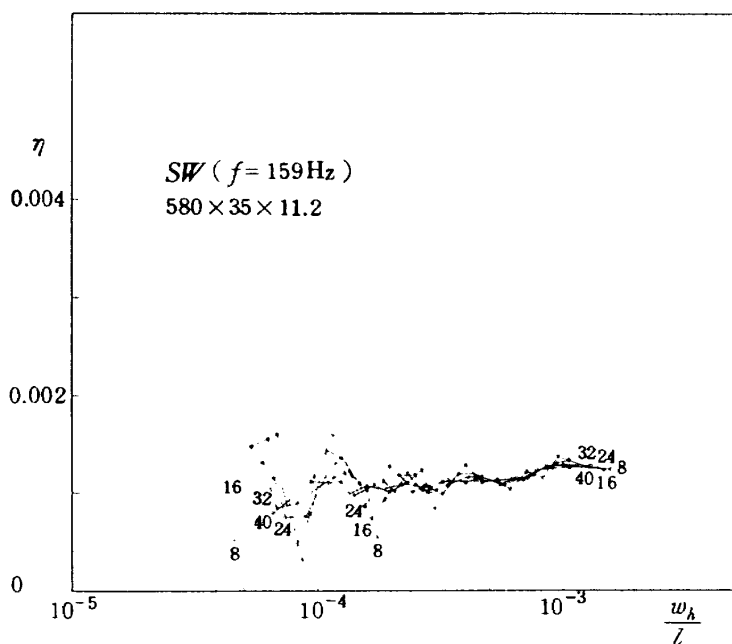


図 10 (b) 損失係数とデータ数との関係, SW材(2)

本実験での以下のデータは w_0 によって整理した。

3.1.2 損失係数におよぼす締付トルクの影響

試験片と支持架の支持部分との間の送りなどによるエネルギー損失が減衰に与える影響は、試験片の締付トルクを変えた場合の損失係数の値の変化を調べることによって、評価できると考えられる。図12は、空气中で試験片

先端の振幅をほぼ一定 ($w_0/l = 0.001 \sim 0.005$) にして、締付トルクを変えて得られたデータである。これによれば、AAおよびSW共に同種の試験片では、ほぼ一定の損失係数が得られている。ただし、軽く手で締付た場合にはバラツキが大きかった。以上のことから、試験片を対称なモードで振動させるような実験方法では、

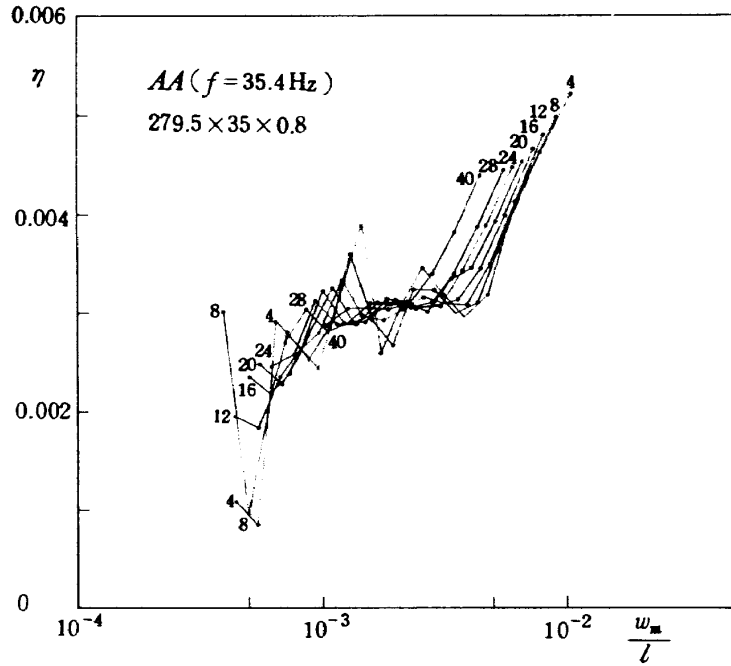


図 11 (a) 損失係数とデータ数との関係, AA材 (3)

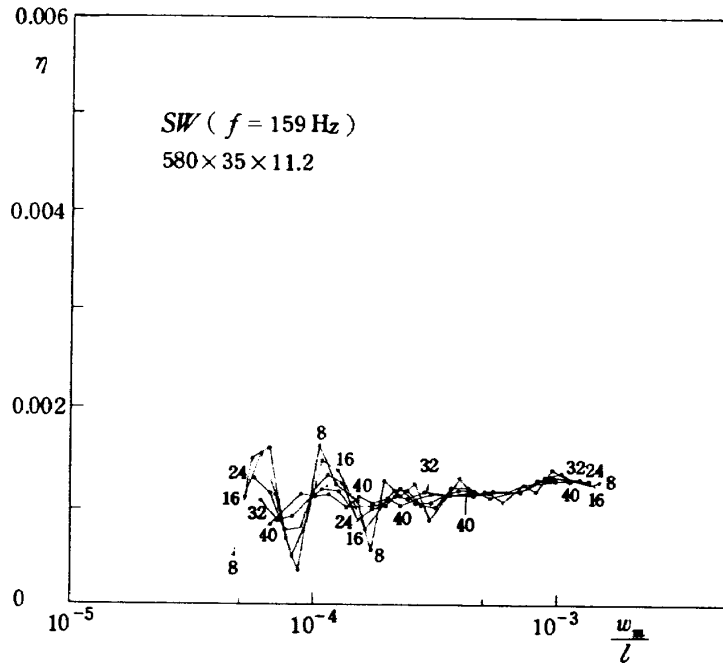


図 11 (b) 損失係数とデータ数との関係, SW材 (3)

ある一定の締付トルクを与えればこの程度の振幅においては試験片の迂りなどによる減衰は殆んど無視できると考えて良い。本実験の以下に述べるデータは0.68N・mの締付トルクによるものである。

3.2 空気中および減圧環境下での実験結果

ここでは空気中および減圧環境下での実験結果につい

て述べ、アルミニウム合金材およびサンドイッチ材の内部減衰および空気力による減衰を定量的に評価する。

3.2.1 アルミニウム合金材

図13～図17はAA材の損失係数と振幅との関係を真空槽の圧力をパラメタとして表したものである。

図13～図16は試験片の幅が同じで共振振動数の異

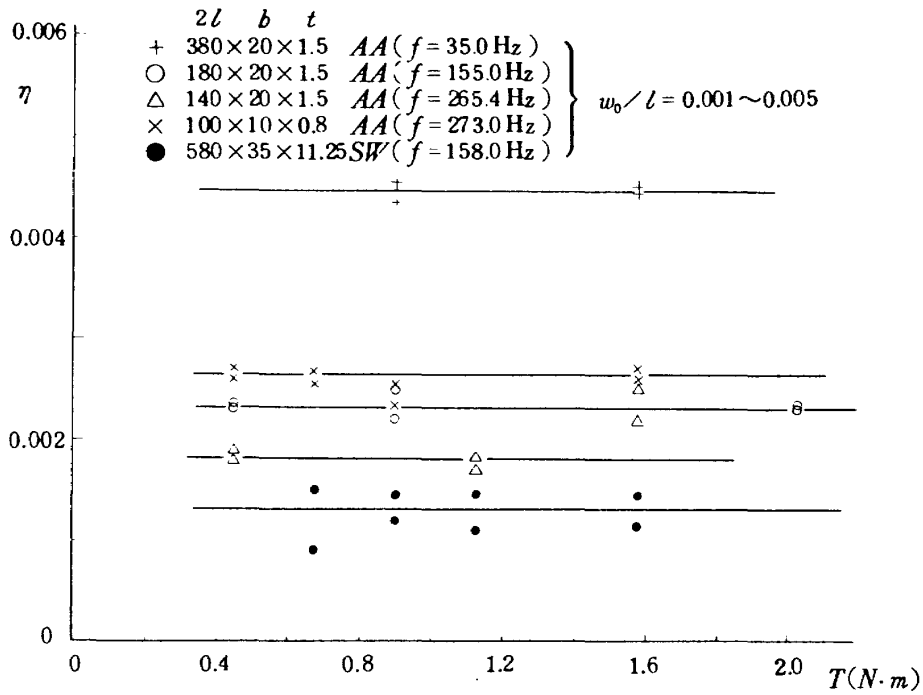


図 12 損失係数と締付トルクとの関係

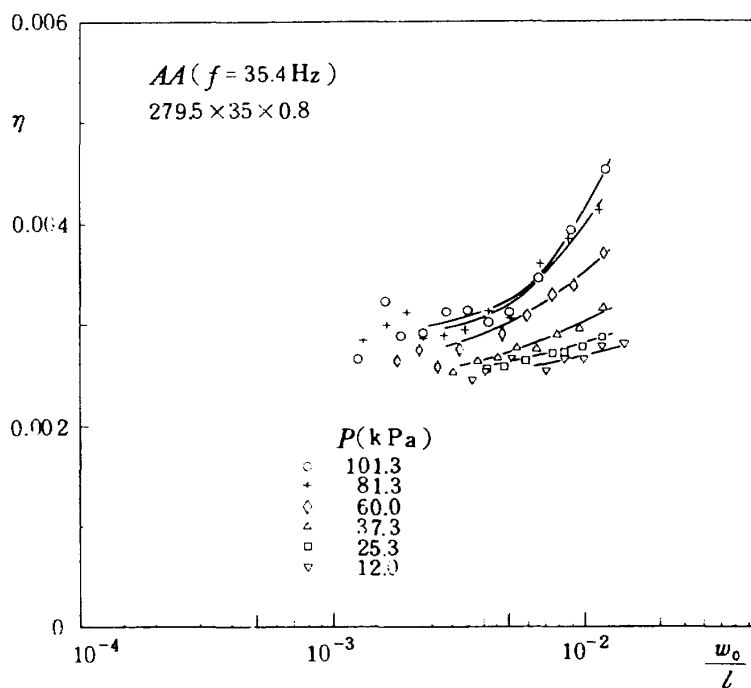


図 13 損失係数と振幅との関係, AA材(1)

なる三種類の試験片の結果である。振動数が低い場合に圧力が低くなると、損失係数と振幅の対数値との関係はほぼ直線で表される。圧力が高い場合にその関係は大きく変化するが、損失係数と振幅とは図15のような関係にある。振動数が165 Hz(図16)の場合には圧力による変化は少なくなっている。図17は振動数がほ

ぼ一定で幅が異なる試験片の結果である。この場合、図13に示す傾向とほぼ同様のものが得られている。図18～図20は図13, 図14, 図17によって与えられる損失係数と振幅との曲線から振幅を一定とした損失係数と圧力との関係をみたものである。これらによれば圧力が低くなるにつれ損失係数はほぼ直線的に

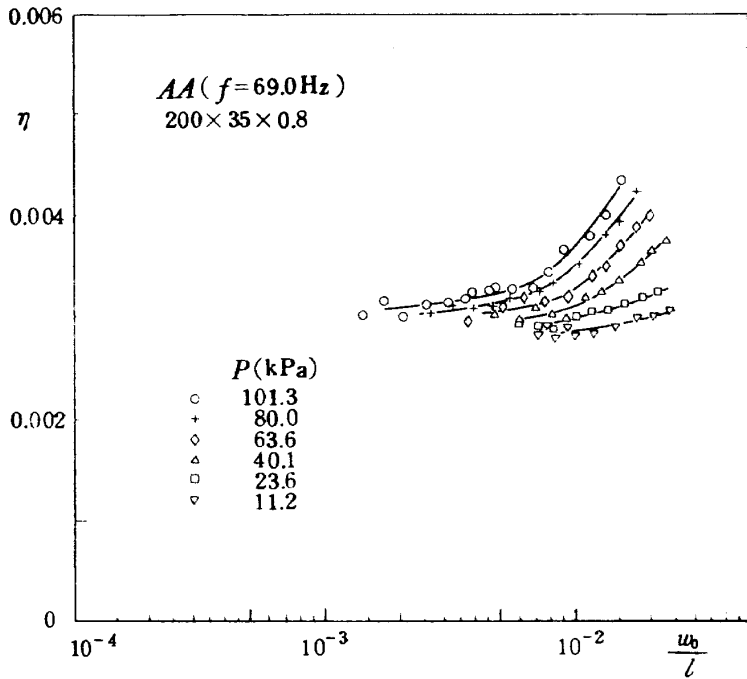


図 14 損失係数と振幅との関係, AA材(2)

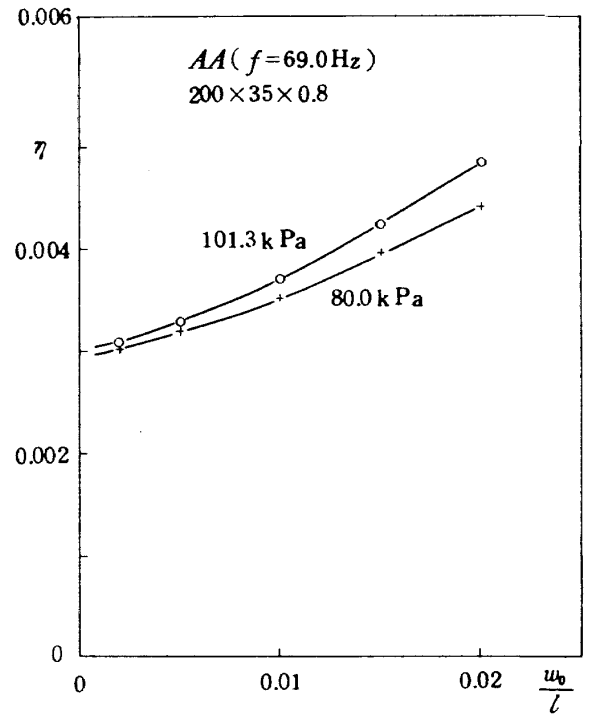


図 15 損失係数と振幅との関係

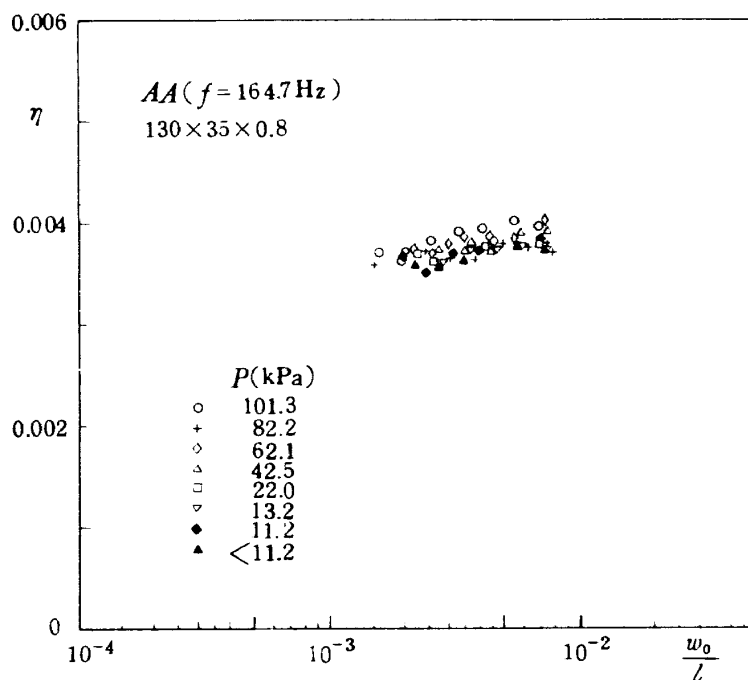


図 16 損失係数と振幅との関係, AA材(3)

低下し、圧力が零となるところでほぼ一定の値を与えていることが認められた。

3.2.2 サンドイッチ材

図 21 および 図 22 は SW 試験片の損失係数と振幅との関係である。これらの場合損失係数はある一定

の範囲内に収っていて、低い振動数の AA 試験片に見られるような損失係数の拡りは見られない。このデータから、 $w_0/l = 0.0005$ の場合について圧力と損失係数との関係を示したものが図 23 である。

図 24 は大気中における三種類の SW 試験片の損失係

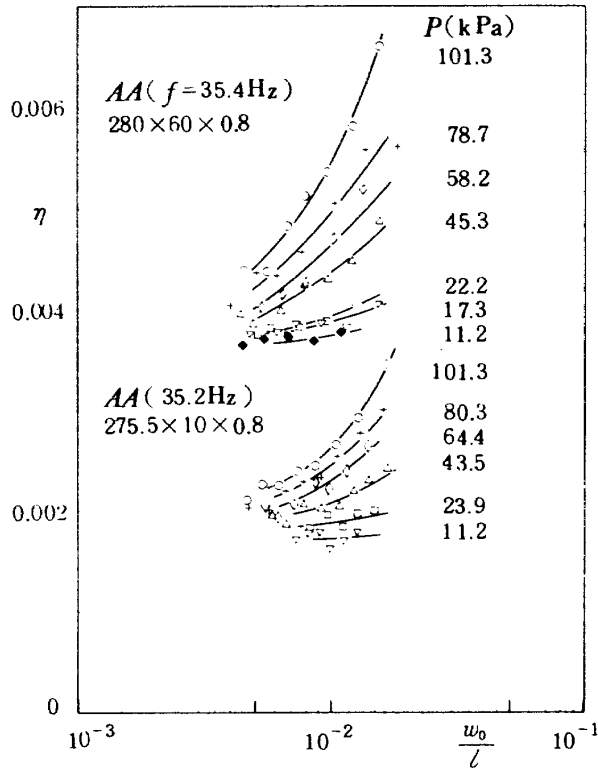


図 17 損失係数と振幅との関係、幅の影響

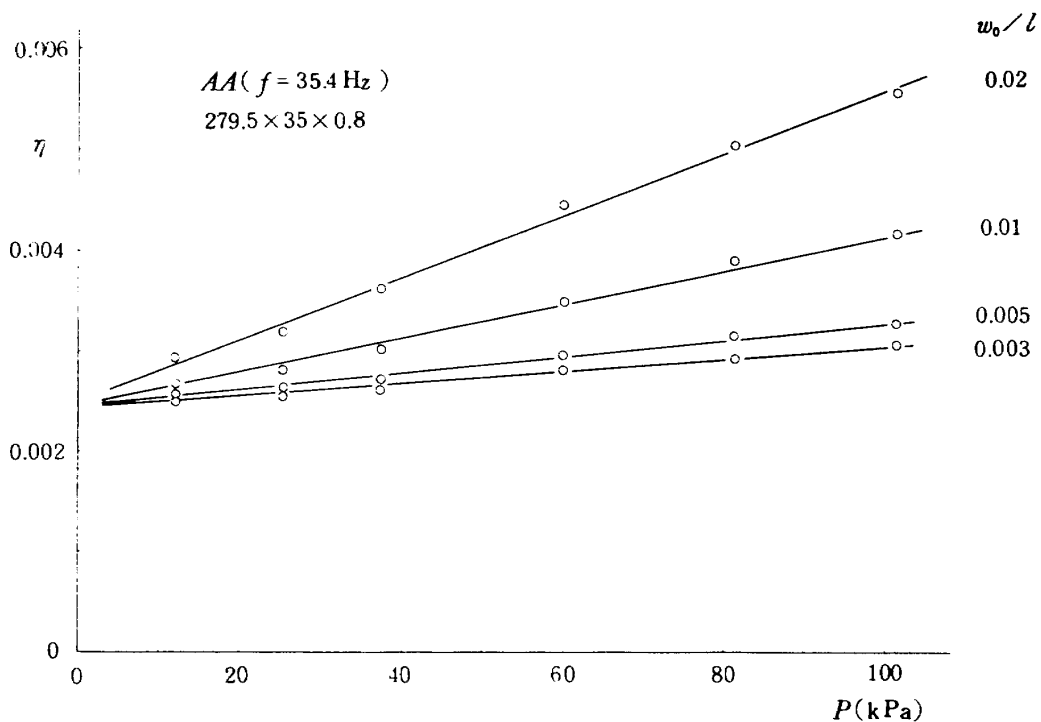


図 18 損失係数と圧力との関係(1)

数で、図21および図22よりも大きな振幅までのデータを含めたものである。大振幅の場合 ($u_0/l = 0.009$) にAA試験片で見られたような損失係数の大きな変化がここでも観察される。

4 結 論

本報告は、常温大気中および常温減圧環境下で行われた精密な減衰振動実験によるアルミニウム合金材およびアルミニウムハニカムサンドイッチ材の減衰特性

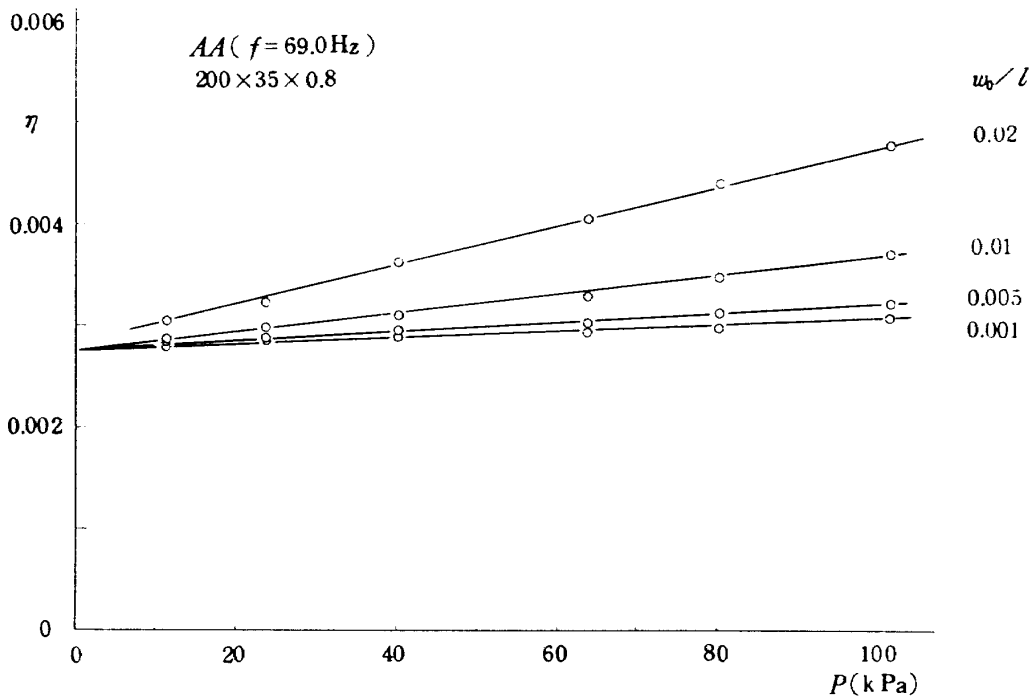


図 19 損失係数と圧力との関係(2)

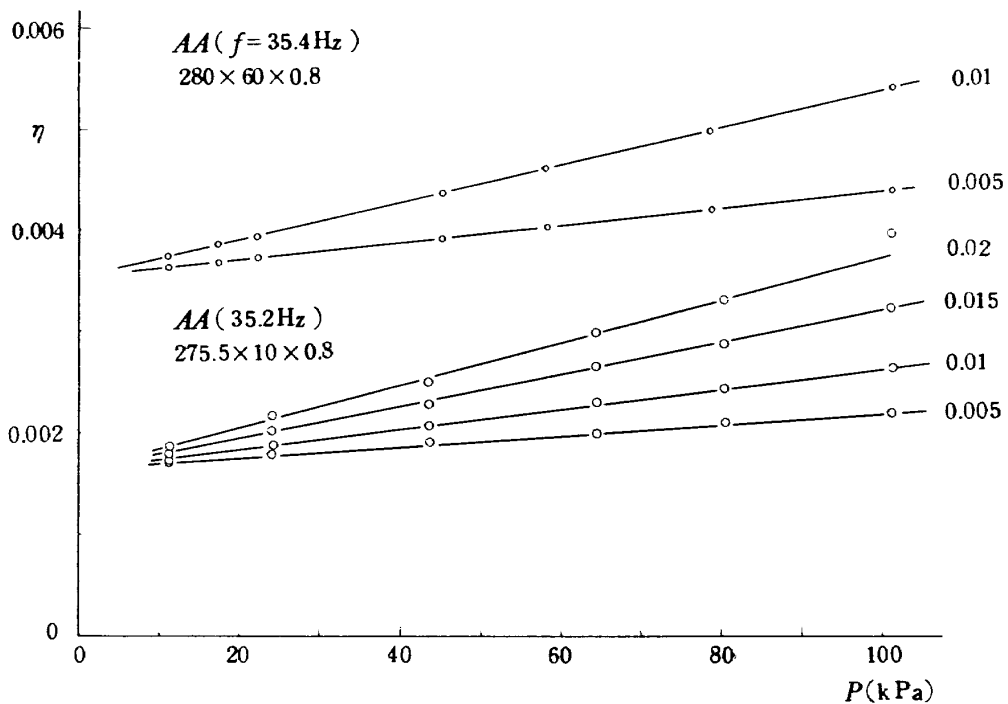


図 20 損失係数と圧力との関係, 幅の影響

に関する実験的研究の結果である。減衰振動実験は、試験片中央を支持架によって加振器に支持し、対称の振動モードによる加振状態からの減衰波形を記録することによって行われた。減圧環境としては大気圧(約100kPa)～10kPaの範囲での実験が、振動数範囲としては35～165Hz(AA材)および160～320Hz(SW材)の範囲

での実験が行われた。本研究によって以下のことが確認された。

(1) 損失係数の値はアルミニウム合金材でおおよそ0.002,アルミニウムハニカムサンドイッチ材(リボン方向)でおおよそ0.001である。

(2) アルミニウムハニカムサンドイッチ材の損失係

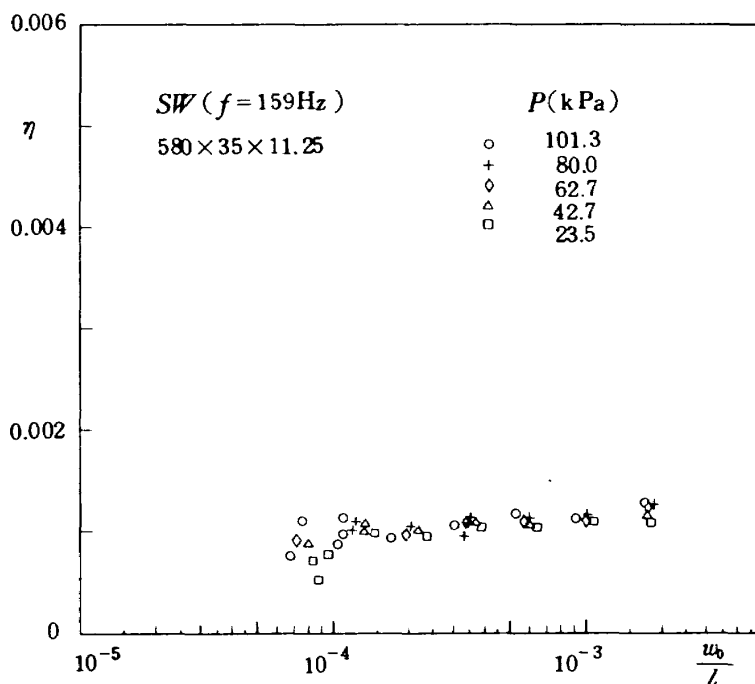


図 21 損失係数と振幅との関係, SW材(1)

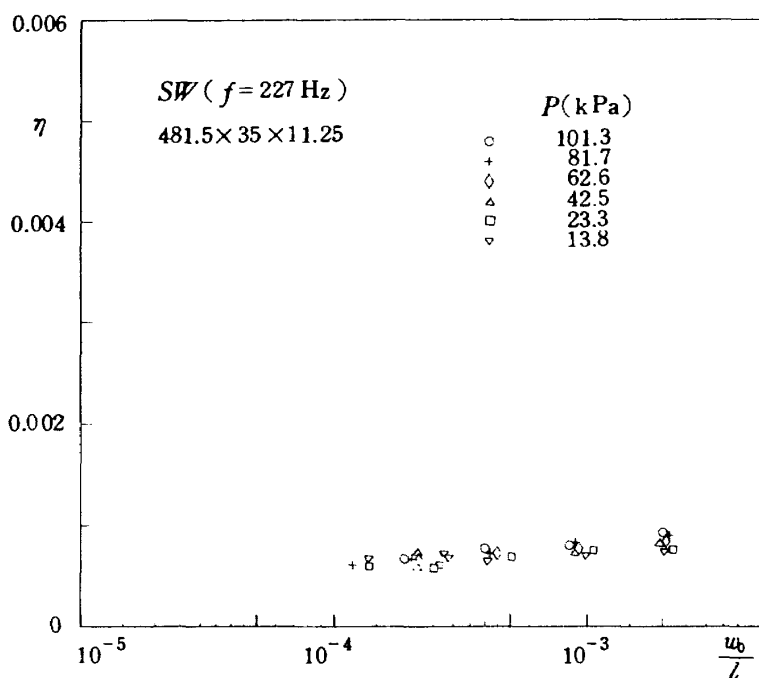


図 22 損失係数と振幅との関係, SW材(2)

数と振幅との関係は本実験の範囲内では、アルミニウム合金材の場合と同じ傾向を示している。

(3) 大気中における微小振幅 ($w_0/l = 0.005$) の実験では、損失係数におよぼす空気抵抗の影響は AA 材および SW 材共に 30% 程度である。

(4) 微小振幅の場合、振動数が高くなる程、空気抵抗による減衰の影響は小さくなる。

(5) 微小振幅の実験では、損失係数(対数減衰率)を求める際にデータの個数に注意しないと、一部の誤差が強調される場合がある。

(6) 試験片中央部を支持して対称モードの振動実験によって損失係数を求める方法では、支持部でのエネルギー損失が殆んどない。

上記(2)の結論はアルミニウムハニカムのような高い剪断剛性を持つサンドイッチ材の減衰特性に関してはある等価な板厚を持つ単一材と置換えることができることの根拠にもなる。また(3)の結論によれば、大気中の高温環境下で小振幅の実験を行い、空気による減衰の影響を補正すれば真空中で高温での実験を行わなくとも減衰特性を割合正確に推定できると思われる。(6)に関連して、

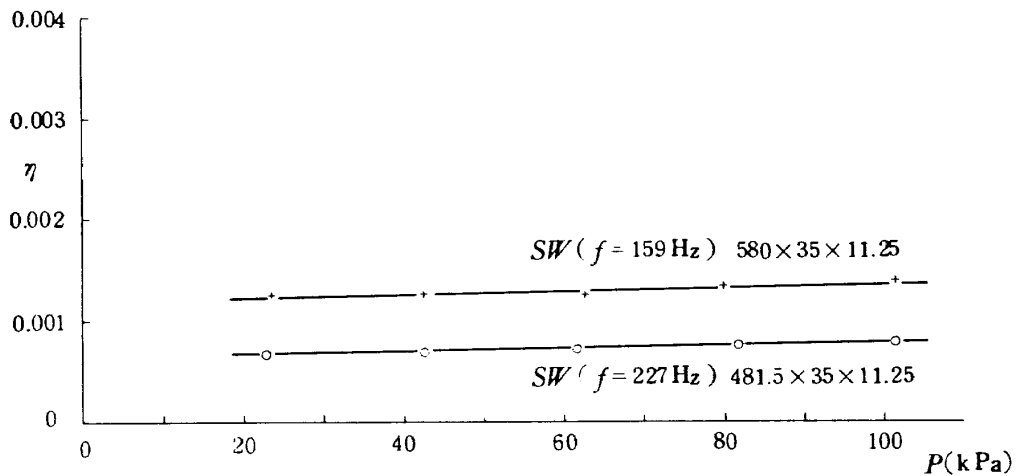


図 23 損失係数と圧力との関係, SW材, $w_0/l = 0.0005$

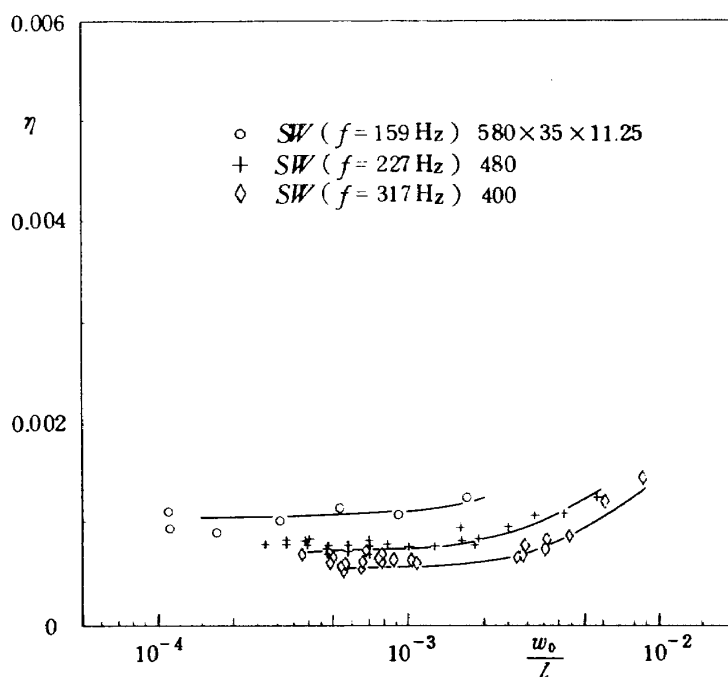


図 24 損失係数と振幅との関係, SW材

加振部分の減衰の影響については実験的に検討したのみで数値的には吟味していないので今後の検討が必要であろう。また試験片の板厚や板幅等の損失係数への影響に関しては、本研究では十分な検討ができなかった。これらについては十分な理論的解析をも併用してさらに実験的研究が必要である。今後の研究課題としたい。

本研究のデータ処理に関して、東京大学宇宙航空研究所三浦教授、大須賀助教授および両研究室の各位に御配慮いただいた。また、実験に際しては砂川研究室の市田助手に適切な助言をいただいた。謝意を表す次第である。

本研究は著者の一人、外崎の国内留学における研究テーマの一つとして行われたものである。その際種々御高配いただき、また本稿作成に当って貴重な助言を寄せられた高木部長^{*}、竹内室長^{*}、小野室長^{*}および山根主任研究官^{*}に謝意を表すものである。

参 考 文 献

- 1) B. J. Lazan: Damping of Materials and Members in Structural Mechanics, Pergamon (1968).
- 2) B. J. Lazan: Energy Dissipation in Structures with Particular Reference to Material Damping, "Structural Damping" (ed., J. E. Ruzicka), ASME (1959), 1.
- 3) C. M. Zener: Elasticity and Anelasticity of Metals, Univ. of Chicago Press (1948).
- 4) S. H. Crandall: On Scaling Laws for Material Damping, NASA TN D-1467 (1962).
- 5) N. Grannick & J. E. Stern: Material Damping of Aluminum by a Resonant-Dwell Technique, NASA TN D-2893 (1965).
- 6) T. J. Mentel: Vibration Energy Dissipation at Structural Support Junctions, "Structural Damping" (ed.: J. E. Ruzicka), ASME (1959), 89.
- 7) R. R. McWithey & R. J. Hayduk: Damping Characteristics of Built-up Cantilever Beams in a Vacuum Environment, NASA TN D-3065 (1965).
- 8) K. Sezawa: On the Decay of Waves in Visco-Elastic Solid Bodies, Bull. Earthq. Res. Inst., Tokyo Imp. Univ., 3 (1927), 43.
- 9) 小林繁夫: 構造振動, "軽構造の理論とその応用" (林 毅編), 上, 第10章, 日本科学技術連盟(昭41).
- 10) S. H. Crandall: Dynamic Response of Systems with Structural Damping, "Air Space, and Instruments" (ed., S. Lees), McGraw-Hill (1963), 183.
- 11) R. H. Scanlan & A. Mendelson: Structural Damping, AIAA J., 1 (1963), 938.
- 12) S. H. Crandall: The Role of Damping in Vibration Theory, J. Sound Vib., 11 (1970), 3.
- 13) 戸部俊美, 佐藤啓仁: 回転慣性, せん断力および固体粘性の影響を考慮せる片持りの横振動について, 日本機械学会論文集, 38 (昭47), 2005
- 14) 植村益次, 竹鼻三雄: 薄い梁の減衰振動 (I, 空気抵抗の影響), 理工研報告, 東京大学, 7 (昭28), 99.
- 15) D. G. Stephens & M. A. Scavullo: Investigation of Air Damping of Circular and Rectangular Plates, a Cylinder, and a Sphere, NASA TN D-1865 (1965).
- 16) W. E. Baker, W. E. Woolam & D. Young: Air and Internal Damping of Thin Cantilever Beams, Int. J. Mech. Sci., 9 (1967), 743.
- 17) W. K. Blake: On the Damping of Transverse Motion of Free-Free Beams on Dense, Stagnant Fluids, Shock Vib. Bulletin, 42 (1972), Pt. 4, 41.
- 18) E. M. Kerwin, Jr.: Damping of Flexural Waves by a Constrained Visco-Elastic Layer, J. Acoust. Soc. Am., 31 (1959), 952.
- 19) D. Ross, E. E. Ungar & E. M. Kerwin, Jr.: Damping of Plate Flexural Vibrations by Means of Viscoelastic Laminae, "Structural Damping" (ed., J. E. Ruzicka), ASME (1959), 49.
- 20) Y. Y. Yu: Damping of Flexural Vibrations of Sandwich Plates, JAS, 29 (1962), 790.
- 21) 立道有年: 粘弾性層による減衰処理の解析, 機械の研究, 15 (昭38), 1392.
- 22) R. A. Ditaranto: Theory of Vibratory Bending for Elastic and Viscoelastic Layered Finite-Length Beams, J. Appl. Mech., Trans. ASME, Series E, 87 (1965), 881.
- 23) T. Nicholas & R. A. Heller: Determination of the Complex Shear Modulus of a Filled Elastomer from a Vibrating Sandwich Beams, Exptl. Mech., 6 (1967), 110.
- 24) I. W. Jones, V. L. Salerno & Savacchio: An Analytical and Experimental Evaluation of the Damping Capacity of Sandwich Beams with Viscoelastic Cores, J. Engng. Ind., Trans. ASME, Series B, 89 (1967), 438.
- 25) R. A. Ditaranto & W. Blasingame: Composite Damping of Vibrating Sandwich Beams, J. Engng. Ind., Trans. ASME, Series B, 89 (1967), 633.
- 26) C. W. Bert, D. J. Wilkins, Jr. & W. C. Crisman: Damping of Sandwich Beams with Shear-Flexible Cores, J. Engng. Ind., Trans. ASME, Series B, 89 (1967), 662.
- 27) S. Kobayashi: Damping Property of Composite Materials, Proc. of 4th Symp. on Composite Material, Kyoto (1971), 211.
- 28) T. F. Derby & J. E. Ruzicka: Loss Factor and Resonance Frequency of Viscoelastic Shear-Damped Structural Composites, NASA CR-1269 (1969).
- 29) A. Chatterjee & J. R. Baumgarten: An Analysis

* 機体の一部

- of Viscoelastic Damping Characteristics of a Simply-Supported Sandwich Beam, *J. Engng. Ind., Trans. ASME, Series B*, **93** (1971), 1239.
- 30) W. E. Howell: An Experimental Investigation of the Damping Contribution of an Elastomeric Ablator, *NASA TM X-2852* (1974).
- 31) R. Plunkett: Measurement of Damping, "Structural Damping", (ed., J. E. Ruzicka), *ASME* (1959), 117.
- 32) 荻原尊礼：振動測定，宝文館（昭20）。
- 33) 渡木温彦：サンドイッチ構造の減衰特性に関する研究，東京大学修士論文（昭48）。

航空宇宙技術研究所報告 438 号

昭和 51 年 1 月 発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町 1880
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)☎182

印刷所 株式会社 東京プレス
東京都板橋区桜川 2~27~12
