

騒音・振動の制御のための減衰処理と その効果に関する研究

<簡易騒音防止装置の実用化研究>

大阪府立大学工学部 久米 靖文, 橋本 文雄
自振協技術研究所大阪支所 辻井 康裕, 槇野 俊文

まえがき

騒音・振動の発生源を、できるだけ小さくするための一方法として、音響振動系の減衰能を大きくすることが考えられる。したがって、減衰処理に関する研究が注目されている。本報告は減衰処理を施した場合の減衰能の発生機構とその効果を明らかにするために、両端自由はりに減衰処理を施してその効果を検討したものである。まず、被減衰処理材である両端自由はりの材料減衰能を損失係数で評価する方法について検討した。損失係数を応力分布関数とエネルギー吸収関数から求める方法がLazan¹⁾らによって報告されているが、高次の振動モードに適用することは困難である。この方法を改良した方法²⁾によって両端自由はりの第3次の振動モードの材料減衰能を損失係数で評価し、これを実験で確かめ、両端自由はりの減衰処理前の減衰能を求めた。

次にその両端自由はりを種々の制振材で減衰処理した場合の減衰処理の効果を調べるために、合成樹脂系、合成ゴム系、ゴム系、鉛の制振材を用いて減衰処理を施し、実験を行い、減衰処理の効果を識別できる損失係数、一定励振力振幅に対する振動加速度振幅、音圧レベルを求め、効果の大きい処理方法、および処理材について調査した。そして、種々の減衰処理を施し、振動している両端自由はりの近傍での放射音圧に理論的な考察を加え、放射音圧を求める計算式を提案した。

1 両端自由はりの材料減衰能

ここでは減衰処理前の減衰能を求めるために、高次の振動モードでも材料減衰能を評価できる方法を述べ、この方法を利用して第3次の振動モードでの両端自由はりの材料減衰能を求めた。

1.1 材料減衰能と損失係数

一般に材料減衰能ははりの変形から計算される応力分布関数と、はりの材質によって決まるエネルギー吸収関数から計算される¹⁾。材料減衰能を損失係数で評価する式は、

$$\eta = \frac{E}{\pi} \frac{\int_0^{\sigma_m} \Delta U(\sigma) f(\sigma/\sigma_m) d\sigma}{\int_0^{\sigma_m} \sigma^2 f(\sigma/\sigma_m) d\sigma} \quad (1)$$

となる²⁾。ここで、 E は縦弾性係数、 σ は応力振幅、 σ_m は最大応力振幅である。 $\Delta U(\sigma)$ はエネルギー吸収関数であり、等方等質の材料に周期的な応力が発生するときも1周期、単位体積あたりに吸収されるエネルギー、すなわち減衰エネルギーを応力振幅 σ の関数として表わしたものである。鋼の場合は、

$$\Delta U(\sigma) = 0.0703 \left(\frac{\sigma}{\sigma_f} \right)^{2.3} + 0.422 \left(\frac{\sigma}{\sigma_f} \right)^8 \quad (2)$$

で表わされ¹⁾、 σ は応力振幅 (kg/cm^2)、 σ_f は疲労限 (kg/cm^2)、 ΔU は比減衰エネルギー ($\text{kg/cm}^2/\text{cycle}$)である。また、 $f(\sigma/\sigma_m)$ は部材の応力振幅の分布状態を表わす応力分布関数である。

両端自由はりの場合は第3次の振動モードで、

$$f(\sigma/\sigma_m) = 3.87 - 20.3 \left(\frac{\sigma}{\sigma_m} \right) + 51.7 \left(\frac{\sigma}{\sigma_m} \right)^2 - 58.3 \left(\frac{\sigma}{\sigma_m} \right)^3 + 23.5 \left(\frac{\sigma}{\sigma_m} \right)^4 \quad (3)$$

となる²⁾。したがって、式(1)、(2)、(3)から損失係数と最大応力振幅との関係を求めることができる。

1.2 最大応力振幅と横変位振幅との関係

図1のようなはりで、最大応力が働く位置を $x = x_m$ 、 $y = y_m$ とすると、 i 次の振動モードの最大応力振幅 σ_{mai} と $x = x_p$ での横変位振幅との関係は、

$$\sigma_{mai} = E y_m \left[\frac{d^2 W_i(x)}{dx^2} \right]_{x=x_m} \frac{[W_{ai}(x)]_{x=x_p}}{[W_i(x)]_{x=x_p}} \quad (4)$$

となる²⁾。ここで、 W_{ai} は横変位振幅、 $W_i(x)$ は i 次の振動モードの規準関数である。この式によって、はりの中心での最大応力振幅とはりの $x=x_p$ での横変位振幅との関係が求まる。

1.3 材料減衰能の実験的評価

式(1)で求められる材料減衰能を実験で確かめるために、図1のような実験装置で実験を行った。第3次の振動モードの共振振動数(164Hz)で両端自由はり(3cm×70cm×0.32cm)を励振し、その振動数でのモビリティ V_0/F_0 を測定し、次式で損失係数を求めた。

$$\eta = \frac{1/(\omega_n \cdot m_{eff})}{V_0/F_0} \quad (5)$$

ここで、 ω_n は固有角振動数であり、 m_{eff} は等価質量で、

$$m_{eff} = \mu \int_0^l W_i(x)^2 dx \quad (6)$$

である。 η は単位長さあたりの質量、 l ははりの長さである。

次にこの実験に用いた両端自由はりについて、式(4)から最大応力振幅と横変位振幅との関係を求めると、 $x=17\text{cm}$ で、第3次の振動モードでは、

$$\sigma_{mas} = 0.971 \times 10^4 w_{as} \quad (7)$$

となる。ここで、 σ_{mas} の単位は kg/cm^2 であり、 w_{as} は cm である。したがって、最大応力振幅は $x=17\text{cm}$ のところの横変位振幅を測定して式(7)で計算することができる。

1.4 実験結果と考察

図2は両端自由はりの材料減衰能を損失係数で評価したものである。この図の実線は前述した方法で式(1)によって計算した値であり、○印は実験して得られた値である。この値は両端自由はりの最大応力振幅、すなわち $x=17\text{cm}$ での外皮の応力振幅が $380 \sim 700\text{kg/cm}^2$ で、実験をして得た値である。このときの損失係数は $0.012 \sim 0.02$ となった。この範囲では安定な実験を行うことができた。この範囲の損失係数の計算値は図2から $0.0065 \sim 0.0083$ となり、実験値は計算値の約2倍となる。この差は、はりとインピーダンスヘッドとの間の結合部の影響によるものであると思われる。

また、自由振動の実験で $x=17\text{cm}$ のところでの減衰振動波形から対数減衰率を求め、損失係数に換算すると、 0.00395 となった。この場合は結合部の影響が少ないと思われるが、最大応力振幅を求めることができないので、図2と比較することができない。しかし、結合部

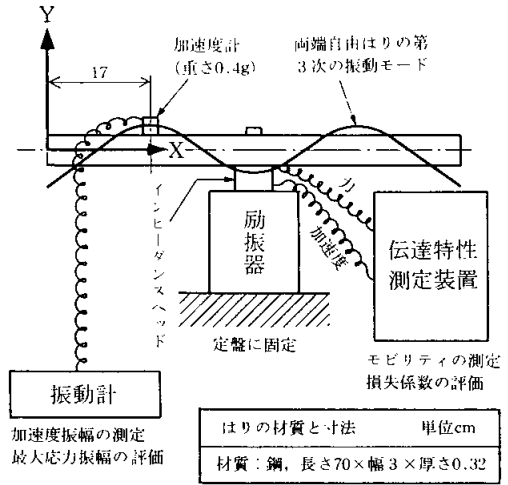


図1 両端自由はり実験装置

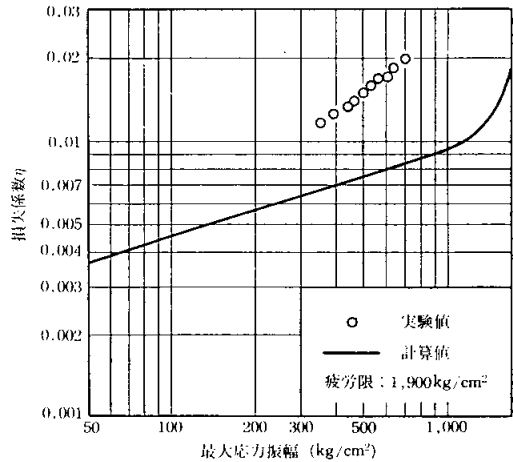


図2 損失係数の計算値と実験値

の影響を考慮すると、このはりの材料減衰能は計算に近い値になると考えられる。また、実際に用いられている部材の最大応力振幅は 50kg/cm^2 以下と考えられるので、 $0.001 \sim 0.005$ の損失係数になると予想される。

2 種々の処理材で減衰処理した場合の効果

制振材を付加する減衰処理の方法には、

- (1) 被処理材の表面に制振材を付加する。
- (2) 被処理材の表面に制振材を付加し、その上に拘束層を付加する。

ことがある。(1)は制振材の伸縮による変形によって減衰能が得られ、(2)は制振材のせん断変形によって減衰能が得られる^{3)~5)}。(2)のような構造は特に「サンドイッチ構

表1 実験試料と測定結果

(励振力 0.5kg)

試料 No.	制振材の材質	処 理 方 法	損失係数	振動加速度 振幅 [G]	音圧レベル [dB]	
1	被処理材 (長さ 700mm, 幅 30mm, 厚さ 3.2mm)		0.0120	53.5	104.9	
2	—	被処理材を 2枚接着	0.0103	22.1	99.5	
3	A社 エポキシ系樹脂	制振材厚 0.32mm	拘束層として厚さ 3.2mm の鋼材を用 いたサンドイッチ構 造	0.250	2.05	77.9
4		制振材厚 1.6mm		0.435	1.42	74.3
5		制振材厚 3.2mm		0.476	1.44	75.3
6	B社 酢酸ビニル系樹脂	制振材厚 0.106mm		0.256	2.43	78.9
7		制振材厚 0.321mm		0.385	2.22	78.5
8		制振材厚 0.497mm		0.266	2.53	78.4
9	C社 鉛板製粘着シート	厚さ 0.3mmを片面接着	0.0197	29.7	100.0	
10		厚さ 0.3mmを両面接着	0.0258	32.2	101.2	
11		厚さ 0.5mmを片面接着	0.0260	21.3	96.4	
12		厚さ 0.5mmを両面接着	0.0393	24.6	98.9	
13	D社 合成ゴム	片面接着	アルミはく拘束層付 き	0.0306	21.5	97.5
14		両面接着		0.0501	11.9	92.6
15		片面接着		0.0434	19.2	98.7
16		両面接着		0.0823	12.2	94.9
17	E社 合成ゴム	片面接着	0.0318	31.3	103.5	
18		両面接着	0.0307	23.8	101.2	
19	F社 ゴム	片面接着	0.0155	39.2	105.7	
20		両面接着	0.00993	32.0	103.2	
21	G社 マグネットラバー	片面接着	磁性による接着	0.00895	47.6	106.8
22		両面接着		0.0148	24.8	101.9

造」と呼ばれている。ここでは両端自由はりを種々の制振材で減衰処理を施した場合の減衰処理の効果について述べる。

2.1 試 料

被処理材としては長さ700mm, 幅30mm, 厚さ3.2mmの鋼製の両端自由はりを用い, 制振材は7種類を使用した。(1)の方法には合成ゴム系2種, ゴム系, 鉛の制振材を用い, (2)の方法には合成樹脂系2種と拘束層付きの合成ゴム系の制振材を用いた。(1)の方法では制振材を被処理材の片面に付加した試料と両面に付加したものを作製した。また, 取扱いの容易な磁性を持たせたゴム(マグネットラバー)も(1)の方法で用いた。試料の詳細を表1に示している。

2.2 実 験

実験では表1に示した各試料について, 損失係数および一定入力(励振力振幅 0.5kgf)のときの振動加速度振幅と音圧レベルを測定した。

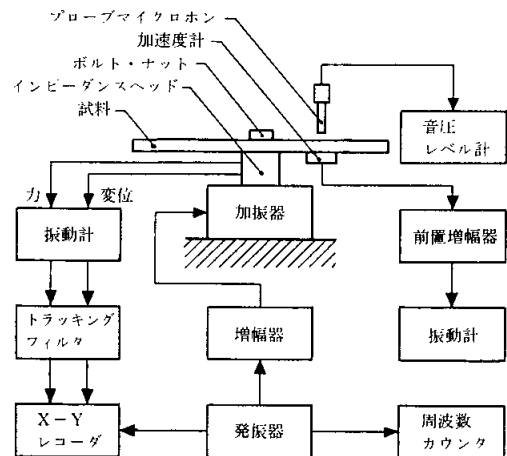


図3 実験装置

実験に用いた装置の概略を図3に示す。各試料の中央には直径10mmの穴をあけてあり, その穴のところ動電型加振器に固定し, 試料を両端自由はりとして励振する。損失係数の測定は第3次の振動モードについてパ

ド幅法で行った。振動加速振幅と音圧レベルの測定は試料を第3次の共振振動数で励振し、試料の一端から170mmでの振動加速度振幅と音圧レベルを検出して、2gの圧電型加速度計とプローブマイクロホンを用いて行った。プローブマイクロホンは試料表面の近傍(5mm)に設置し、励振力はインピーダンスヘッドで検出した。

2.3 実験結果

各試料について実験を行い、得られた結果を表1に示した。合成樹脂を制振材として用いたサンドイッチ構造の試料(No.3~8)では、損失係数は被処理材と比べると20~40倍になり、また、振動加速度振幅は1/20~1/38程度に減少し、音圧レベルで26~30dB低下しており、他の試料に比べてかなり大きな減衰処理の効果が得られていることがわかる。合成ゴムにアルミはくの拘束層を付けた制振材を用いた試料(No.15, 16)はサンドイッチ構造であるが、拘束層のない同種の合成ゴムの試料(No.13, 14)と比較すると、減衰処理の効果にはあまり差が見られない。これは拘束層が薄く、剛性が小さい材料のためと考えられる。No.3~8のサンドイッチ構造の試料では、拘束層が被処理材と同材質、同寸法であるので、大きな減衰処理の効果が得られたものと思われる。ゴムを制振材にした試料(No.19~22)では、損失係数がほとんど大きくなり、他の減衰処理した試料に比べてあまり減衰処理の効果は得られていない。鉛板と合成ゴム系を用いた試料(No.9~18)では、例外もあるが損失係数が2倍以上になっており、また、振動加速度は1/2以下に減少し、音圧レベルは4~12dBだけ低下しており、減衰処理の効果が得られている。

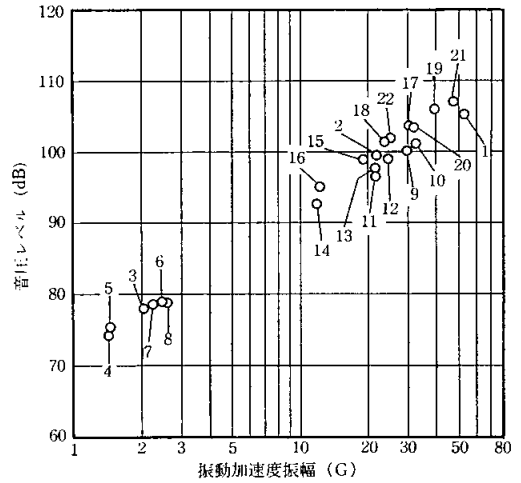


図4 振動加速度振幅と音圧レベルとの関係
(第3次振動モード, 励振力0.5kg, 試料一端より170mmにて測定)

次に振動加速度振幅と音圧レベルとの関係を示すと図4のようになる。図4は励振力振幅が0.5kgのときであるが、この直線関係は他の励振力振幅の大きさの場合も成り立つ。

以上のように減衰処理効果の高い方法はサンドイッチ構造にする方法で、制振材として合成樹脂系が良いと思われる。

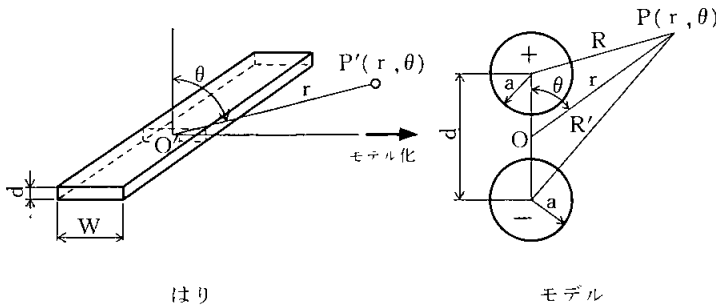
3 両端自由はりに減衰処理を施した場合の放射音圧

この節は、種々の減衰処理を施した両端自由はりからの放射音圧に理論的な考察を加えたものである。そして、減衰処理を施した場合の減衰能の変化と形状の変化が放射音圧にどのように影響するかを考察した。

3.1 理論解析

既報⁹⁾ではバツフルのないはりの近傍での放射音圧を求めるために、図5のようなモデル化を行い、はりの表面の振動速度振幅と放射音圧との関係式を導いた。この式から、はりの表面の振動加速度振幅と放射音圧との関係式を求めると、受音距離 r の音圧 P は、

$$P = j\rho A_{on} \frac{a^2}{1+jka} e^{jka} \frac{e^{j(\omega t - kr)}}{r}$$



Von : はりの表面の振動速度振幅
d : はりの厚さ
O' : 原点 (はりの横断面の中心)
r : 受音点距離
(原点から受音点P'までの距離)
 θ : 受音角
(受音点P'と原点とを結ぶ直線と原点を通る垂線とのなす角)

Von : 球音源の表面の振動速度振幅
d : 球音源間の距離
O : 原点 (球音源間の距離の中心)
r : 受音点距離
(原点から受音点Pまでの距離)
 θ : 受音角
(受音点Pと原点とを結ぶ直線と二つの球音源の中心を結んだ線とのなす角)
a : 実験で決まる球音源の半径であり、はりの横断面形状より決まる値

図5 バツフルのないはりと等価球音源モデルとの関係

$$\left\{ \frac{e^{-jkr(\sqrt{A}-1)}}{\sqrt{A}} - \frac{e^{-jkr(\sqrt{B}-1)}}{\sqrt{B}} \right\} \quad (8)$$

となる。ここで、

$$A = 1 - \frac{h}{r} \cos\theta + \frac{h^2}{4r^2}$$

$$B = 1 + \frac{h}{r} \cos\theta + \frac{h^2}{4r^2}$$

で、 ρ は空気密度、 k は波長定数、 h ははりの厚さ、 A_{0n} ははりの表面の振動加速度振幅、 a は実験的に決まる等価球音源の半径で、はりの幅と厚さによって決まる値である。

3.2 等価球音源の半径とはりの幅と厚さとの関係

被減衰処理材であるはりに減衰処理を施すとはりの厚さが増える。その厚さの変化が等価球音源の半径 a どのように影響するかを調べるために、表2に示すような12本のはりについて実験を行い、各はりの第3次の振動モードの振動加速度振幅と放射音圧を測定し、その結果と与えられている定数を式(8)に代入して等価球音源の半径 a を求めた。結果は表2に示すとおりである。

次に12本のはりから求めた等価球音源の半径 a の値について、はりの幅と厚さをパラメータとして、回帰式を求めると、

$$a = 0.924 + 0.00774W - 0.0270h \quad (9)$$

となる。ここで、 W ははりの幅である。したがって、式(8)と(9)から幅と厚さの決まった矩形横断面形状のはりの振動加速度振幅から放射音圧レベルを求めることができる。

3.3 計算結果

式(8)から振動加速度振幅と放射音圧レベルとの関係は図6のようになる。図6には表2のNo.1とNo.12の結果を示している。図6の結果から、放射音圧レベルと振動加速度振幅との関係ははりの励振振動数には無関係である。また、振動加速度振幅の大きさが同じであっても、はりの厚さと幅が変化すると放射音圧レベルが変化することがわかる。したがって、式(8)と式(9)からはりの振動加速度振幅が決まった場合はりの厚さと幅の放射音圧への影響を計算することができる。

そこで、表3に示すように種々の減衰処理を行ったはりに式(8)と式(9)を適用して、減衰処理を施したはりから放射される音圧を求め、実験値との比較を行った。ただし、式(8)の振動加速度振幅には実験値を用いた。その計算結果は表3に示すとおりである。表3の結果から、矩形横断面形状で幅や厚さが増え、式(8)と式(9)から放射音圧を見積ることができる。

表2 はりの寸法と等価球音源の半径

はり No.	はりの幅 W(mm)	はりの厚さ d(mm)	第1次共振周波数 Hz	第3次共振周波数 Hz	半径 a(cm)
1	30	3.2	31	164	1.03
2	60	3.2	32	170	1.43
3	90	3.2	34	176	1.60
4	120	3.2	34	180	1.78
5	30	6.42	66	339	0.88
6	60	6.42	69	365	1.17
7	90	6.42	68	367	1.41
8	120	6.42	69	374	1.59
9	30	12.8	129	696	0.85
10	60	12.8	135	724	1.08
11	90	12.8	137	737	1.29
12	120	12.8	136	738	1.49

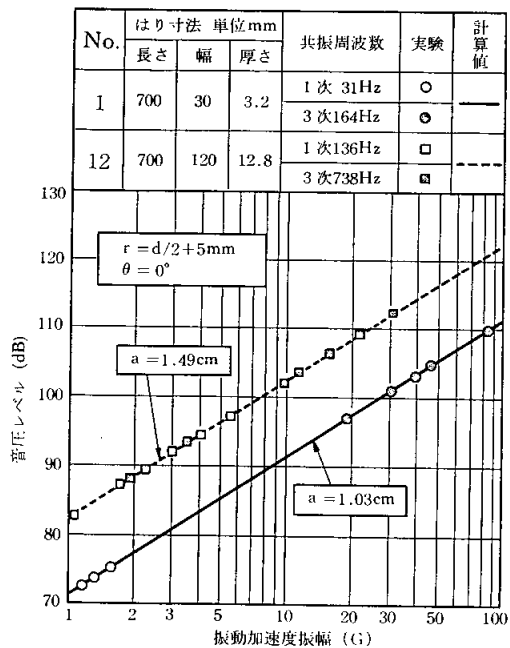


図6 振動加速度振幅と放射音圧レベルとの関係

以上のように、パツルのない振動しているはりからの音の放射を、半径 a の二つの球音源が呼吸振動して発生する音の放射と等価であると考えて、長手方向の各位置においてこのようなモデルによる置き換えを行い、パツルのないはりの表面での加速度振幅と、はりのごく近傍での放射音圧との関係を求めることができた。この関係によると、パツルのない振動しているはりのごく近傍での放射音圧は、はりの表面の振動加速度振幅と等価球音源の半径 a とから計算することができる。そして、等価球音源の半径 a ははりの厚さと幅によって決まる値であり、振動加速度振幅ははりの幅、厚さなどによって決まるはりの静剛性と減衰能とから決まる。

また、材料減衰能は本報告で述べたように損失係数 η

表3 減衰処理はりの仕様と放射音圧レベル
 (基本はりの寸法 長さ 700mm, 幅 30mm, 厚さ 3.2mm)
 (S: サンドイッチ, B: 両面接着, O: 片面接着) (*: 0.8kg)
 (放射音圧レベル測定位置は, はりの表面上 5mm) ($\theta=0^\circ$)

はり No.	減衰処理材と厚さ Materials (mm)	はりの厚さ D(mm)	単位力あたりの 加速度 G	実験の音圧レベル E. SPL(dB)	計算の音圧レベル T. SPL(dB)	
1	基本はり	3.2	85.1	109.1	109.9	
2	基本はり 2枚合せ	6.4	37.1	104.1	104.4	
3	A社 エポキシ系樹脂	0.32 S	6.72	4.07	83.4	85.3
4		1.6 S	8.00	2.74	80.2	81.8
5		3.2 S	9.60	2.94	81.1	82.2
6	B社 酢酸ビニル系樹脂	0.106 S	6.506	4.98	84.9	87.0
7		0.321 S	6.721	4.13	83.6	85.4
8		0.497 S	6.897	4.72	84.3	86.6
9	C社 鉛板製粘着シート	0.3 O	3.5	45.3	104.0	105.1
10		0.3*2 B	3.8	49.2	104.9	105.7
11		0.5 O	3.7	33.9	101.6	102.5
12		0.5*2 B	4.2	33.9	102.2	102.8
13	D社 合成ゴム	2.15 O	5.35	35.1	101.5	103.6
14		2.15*2 B	7.5	20.4	97.1	99.2
15	アルミはく拘束層付き 合成ゴム	2.18 O	5.38	34.8	103.9	103.6
16		2.18*2 B	7.56	24.4	101.0	101.0
17	E社 合成ゴム	3.59 O	6.79	46.1	106.9	106.4
18		3.59*2 B	10.38	46.1	106.8	106.1
19	F社 ゴム	1.93 O	5.13	64.7	110.1	109.0
20		1.93*2 B	7.06	43.3	105.9	105.9
21	G社 マグネットラバー	3.17 O	6.37	60.6*	108.8*	108.6*
22		3.17*2 B	16.6	37.5	105.4	102.0

で表わされる。したがって、損失係数、縦弾性係数、幅、厚さ、長さなどから、ある励振力で振動しているはりの、ごく近傍での放射音圧を求められることが明らかになった。

あとがき

両端自由はりに減衰処理を施してその効果を検討してみた。そのために材料減衰能、バッフルのないはりから放射する音圧の評価方法についても述べた。その結果を次のようにまとめることができる。

- (1) 両端自由はりの第3次の振動モードでの材料減衰能を損失係数で評価することができ、応力振幅、とくに最大応力振幅で決まることが明らかになり、減衰処理前のはりの材料減衰能を求めることができる。また、損失係数は普通に用いられる応力状態では0.001~0.005になることが予想される。
- (2) 減衰処理効果の大きい方法は、合成樹脂系の制振材を用いてサンドイッチ構造にする方法である。
- (3) 種々の減衰処理を行っても、減衰処理後のはりの幅と厚さと振動加速度振幅が決まると放射音圧レベ

ルが求まるので、減衰処理前後の放射音圧から減衰効果を求めることができる。

- (4) 部材に減衰処理を施して振動・騒音を防止するときの、減衰処理前後の振動・騒音を予測することができる。

なお、本研究は簡易騒音防止装置の実用化研究の一環として行ったものであり、近畿大学前田節雄助手、大阪府立大学修士課程梅野和彦院生に協力していただいたので深く感謝する。

参考文献

- 1) B. J. Lazan : Damping of Materials and Members in Structural Mechanics, Pergamon Press (1968).
- 2) 久米, 橋本: 振動モードを考慮したはりの材料減衰能の評価方法, 精密機械, 45, 3 (1979) p. 329.
- 3) J. E. Ruzicka : Structural Damping, ASME, 1960.
- 4) L. L. Beranek : Noise and Vibration Control, McGraw-Hill, 1971.
- 5) 林毅: 軽構造の理論とその応用, 日科技連, 1966.
- 6) 前田, 久米, 橋本: 振動するはりから放射する音圧の解析, 精密機械, 45, 8 (1979) p. 919.