



穴あき板ハニカム・サンドウィッチ構造体の吸音特性に関する二，三，の問題(2)

メタデータ	言語: Japanese 出版者: 北海道教育大学 公開日: 2012-11-07 キーワード: 作成者: 竹内, 茂 メールアドレス: 所属:
URL	https://doi.org/10.32150/00002203

穴あき板ハニカム・サンドウィッチ構造体の 吸音特性に関する二、三の問題 (2)

竹 内 茂

北海道教育大学旭川分校物理学教室

Note on Sound Absorption of Perforated Honeycomb
Sandwich Panel Absorbers (2)

Shigeru TAKEUCHI

Department of Physics, Asahikawa Branch,
Hokkaido University of Education, Asahikawa

Abstract

Sound absorption of perforated honeycomb sandwich panel absorbers is characterized mainly by the resonant frequency and the maximum absorption coefficient.

In the same manner as last time, the resonant frequency has been calculated by the formula $f_0 = c/2\pi \cdot \sqrt{p/l'L}$ where p is the open area ratio, and l' is the effective thickness of the panel and L is the thickness of the honeycombed core.

It was found that the measured resonant frequencies became about the same as those calculated by the above formula, as the diameter of the hole becomes larger.

In "Studies on the Sandwich Construction Materials" by S. Onodera, the absorption coefficient α' is given fundamentally by the formula $\ln(1-\alpha') = \frac{4l}{c} \left(\frac{1}{\tau} - \frac{1}{\tau'} \right)$ in which l is the length of the pipe, c the sound velocity, τ' the decay time when the pipe contains a sample.

The above formula has been improved by researches last time for the inadequate parts.

In general, the normal incident sound absorption coefficient becomes larger than the reverberant one in a same sample.

1. 緒 言

建築音響学は最近頃に発達してきている。中でも材料の吸音研究に関しては、室内音響学として公会堂・劇場・講堂・教室・室内等で用いる材料の音響学的性質をそれぞれの目的に応じて研究し、最適の材料を最良の方法で使用しなければならない。今回はサンドウィッチ構造材料の吸音率に関し、中芯の厚さと吸音率、定在波法と残響法の相違、空気層と共鳴周波数との関係、開口率

が同じで他の条件の違う場合を測定したが、今回は更に開口率の異なる定在波法と残響法の相違及び空気層厚と吸音率、開口率の違いによる吸音率の変化を測定した。

2. 試 験 方 法

定在波法は前報¹⁾に報告したように、音波を完全に反射する剛壁面に平面進行波が投射されると、反射波と合成した定在波が発生することを利用し、音響管内の試料面に対して垂直に入射して出来た定在波の音圧を探索管で導き出し、レシーバーで電気エネルギーに変えて真空管電圧計で電圧として読みとった。一般に吸音率 α を音圧の最大及び最小値を $P_{max.}$ 及び $P_{min.}$ とするとき、

$$\alpha = 1 - \left[\frac{P_{max.2} - P_{min.1} + (P_{min.2} - P_{min.1})/2}{P_{max.2} + P_{min.1} - (P_{min.2} - P_{min.1})/2} \right]^2 \dots\dots\dots(1)$$

として表わされる。残響法の実験法は前報¹⁾で述べているので今回はその写真をのみ示した。Photo. 1は装置であり、Photo. 2は標本の一部であり、Photo. 3はオッシロスコープにあらわれる減衰波であるが、これより減衰時間 τ , τ を計算する。又残響法の理論はいろいろあるので二、三述べてみたい。まず旭川の林産試験場で行なった方法²⁾は、材料の吸音率を決定する方法として、資料を入れない時と、入れた時の共鳴周波数における減衰時間を測定して求めるが、測定すべき資料と音波は直角に当たり、管の長さを l とする時、 $2l$ 進む度に資料によって反射され、そのエネルギーの一部は吸収されてその割合を α とする。拡声器から出た音のエネルギー密度を ϵ とすると、反射係数 R は $(1 - \alpha)$ であるから、定常状態になった時のエネルギー密度 E_0 は、

$$E_0 = \epsilon (1 + R + R^2 + R^3 + \dots) = \epsilon / (1 - R) \dots\dots\dots(2)$$

音を切ってから n 回反射した後におけるエネルギー密度 E_n は

$$E_n = \epsilon (R^n + R^{n+1} + R^{n+2} + \dots) = \epsilon R^n / (1 - R) \dots\dots\dots(3)$$

従って(2)、(3)より $E_n/E_0 = R^n$

しかるに音速度を c とすれば、 $n = ct/(2l)$

故に $E_n/E_0 = R^n$

$$\frac{E_n}{E_0} = \exp\left(\frac{ct}{2l} \log_e R\right)$$

今音圧を P とする時

$$\frac{E_n}{E_0} = \left(\frac{P_n}{P_0}\right)^2$$

従って音圧が $1/e$ になった時間を τ とすれば、

$$\frac{1}{e^2} = \exp\left(\frac{c\tau}{2l} \log_e R\right)$$

故に $\log_e R = -4l/(c\tau) \dots\dots\dots(4)$

資料を入れない場合の吸収も考慮に入れれば、資料を入れない時の吸音率、反射係数を α , R 資料を入れた時のそれを α' , R' とすれば、

$$\begin{aligned} E_0' &= \epsilon \{1 + RR' + (RR')^2 + (RR')^3 + \dots\} \\ &= \epsilon / (1 - RR') \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} E_n' &= \epsilon \{(RR')^n + (RR')^{n+1} + (RR')^{n+2} + \dots\} \\ &= \epsilon (RR')^n / (1 - RR') \end{aligned}$$

従ってその比は

$$\frac{E_n'}{E_0'} = \exp\left(-\frac{ct}{2l} \log_e RR'\right)$$

音圧の $1/e$ になる迄の時間を τ' とすれば

$$\log_e RR' = -4l/(c\tau') \dots\dots\dots(5)$$

(5)に(4)を代入すれば

$$I_n R' = I_n (1 - \alpha') = \frac{4l}{c} \left(\frac{1}{\tau} - \frac{1}{\tau'} \right) \dots\dots\dots(6)$$

従ってこの方法では l, c の値及び τ, τ' の測定から吸音率 α' が求められる。他方 JIS 規格によれば、理論は殆ど同じであるが $E_n/E_0 = 1/e$ としてあるので、(5)はと $\log_e RR' = -2l/c\tau'$ なり(6)は

$$\log_e R' = \log_e (1 - \alpha') = \frac{2l}{c} \left(\frac{1}{\tau} - \frac{1}{\tau'} \right)$$

となるので吸音率 α' は

$$\alpha' = 1 - \log_e^{-1} \left[\frac{2l}{c} \left(\frac{1}{\tau} - \frac{1}{\tau'} \right) \right] \dots\dots\dots(7)$$

としてあらわす。林産試験場及び JIS 規格の理論は音響管のスピーカー側底面の吸音率を 0 としており、尚 JIS 規格の場合は音のエネルギーが $1/e$ になる迄の減衰を考えているので、当研究室ではそれらの理論を改良し、林産試験場の方法にスピーカー側底面の鉄の反射率 R 及び試料側の反射率 R' を導入して前回は¹⁾

$$I_n R' = I_n (1 - \alpha') = \frac{2l}{c} \left(\frac{1}{\tau} - \frac{2}{\tau'} \right) \dots\dots\dots(8)$$

なる結果を得た。よって今回の残響法の理論も前回¹⁾と同じである。尚穴あき板構造の共鳴周波数については、空気層が比較的うすいので、ヘルムホルツの共鳴器の考えをもとにした計算式より周波数 f_0 は前回と同じく

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{lL}} \dots\dots\dots(9)$$

だけを用いた。ここで c は音速、 P は開口率、 L は空気層厚、 l' は穴の開口端補正を考えた実効的な板厚で、板厚を l 、穴径を d としたとき、普通 $l' = l + 0.8d$ で求められている

3. 試験等の結果

i) 空気層厚と吸音率

同板厚・同穴径・同開口率の穴あき板サンドウィッチ構造体の空気層の厚さを変えた場合の吸音特性は、Fig. 1より Fig. 5に示す。尚理論値は(9)式で計算した周波数の値を矢印で示した。全体として極大値は略理論値と一致しているが、穴径が大きくなるに従って実測値が理論値より大になる傾向を示す。

ii) 定在波法と残響法の相違

同じ構造体を定在波法と残響法で測定して、その値を比較してみると、Fig. 6～7に示すように吸音率の極大値は略理論値と一致するが、1000 c/s 以下では、残響法の値が大きいものもあるが、それをこすと定在波の大なるのが目立つ。

iii) 開口率の違いによる変化

同板厚・同穴径・同空気層厚で開口率の違いの場合、Fig. 8より Fig. 10に示すように極大値は略理論値と一致するが、開口率の小さくなるに従って、実測値の極大値が理論値よりずれるのが目立つ。

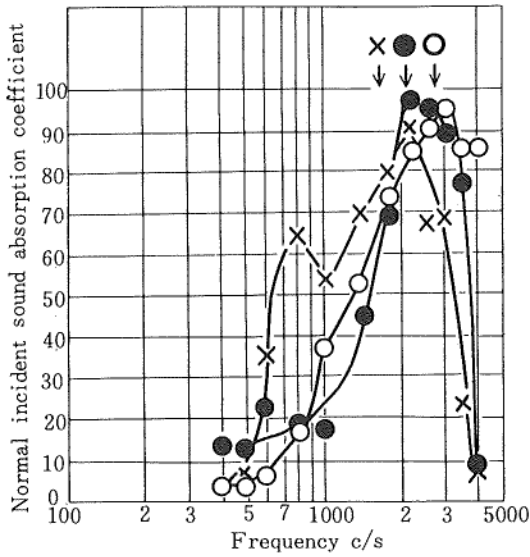


Fig. 1

Example of absorption characteristics of perforated honeycomb sandwich panel absorbers ($l = 4$ mm, $d = 4.5$ mm, $p = 0.143$) with different backing air space L . \circ ; $L = 15.8$ mm, \bullet ; $L = 20.5$ mm, \times ; $L = 29$ mm. Arrows show resonant frequencies calculated by Eq. (9).

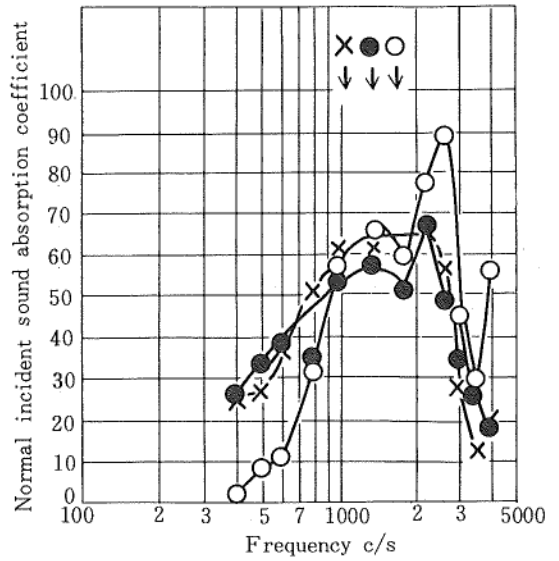


Fig. 2

Example of absorption characteristics of perforated honeycomb sandwich panel absorbers ($l = 4$ mm, $d = 5.5$ mm, $p = 0.064$) with different backing air space L . \circ ; $L = 15.8$ mm, \bullet ; $L = 20.5$ mm, \times ; $L = 29$ mm. Arrows show resonant frequencies calculated by Eq. (9).

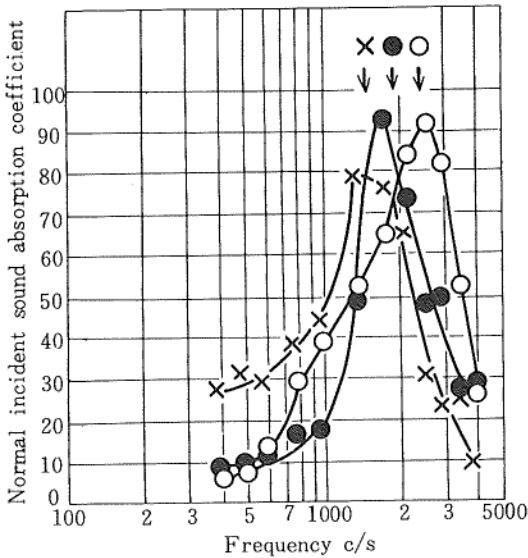


Fig. 3

Example of absorption characteristics of perforated honeycomb sandwich panel absorbers ($l = 4$ mm, $d = 3$ mm, $p = 0.100$) with different backing air space L . \circ ; $L = 15.8$ mm, \bullet ; $L = 20.5$ mm, \times ; $L = 29$ mm. Arrows show resonant frequencies calculated by Eq. (9).

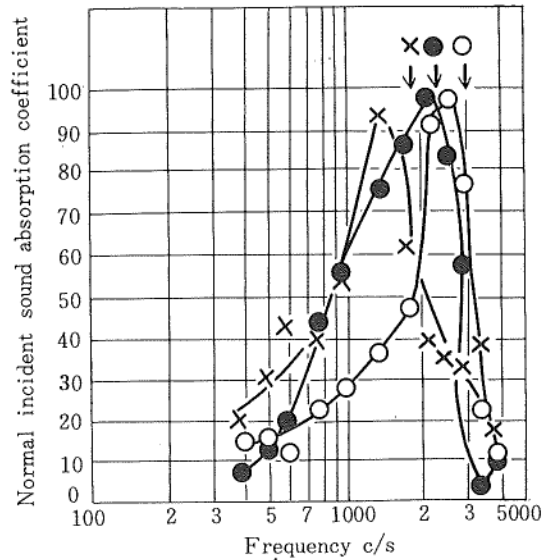


Fig. 4

Example of absorption characteristics of perforated honeycomb sandwich panel absorbers ($l = 4$ mm, $d = 3$ mm, $p = 0.143$) with different backing air space L . \circ ; $L = 15.8$ mm, \bullet ; $L = 20.5$ mm, \times ; $L = 29$ mm. Arrows show resonant frequencies calculated by Eq. (9).

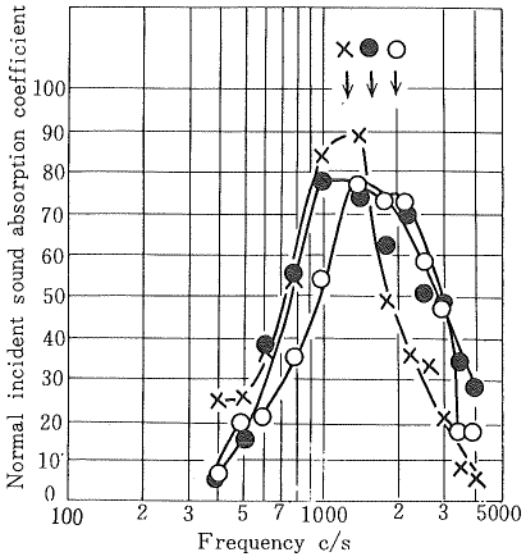


Fig. 5

Example of absorption characteristics of perforated honeycomb sandwich panel absorbers ($l = 4\text{mm}$, $d = 3\text{mm}$, $p = 0.064$) with different backing air space L . \circ ; $L = 15.8\text{mm}$, \bullet ; $L = 20.5\text{mm}$, \times ; $L = 29\text{mm}$. Arrows show resonant frequencies calculated by Eq. (9).

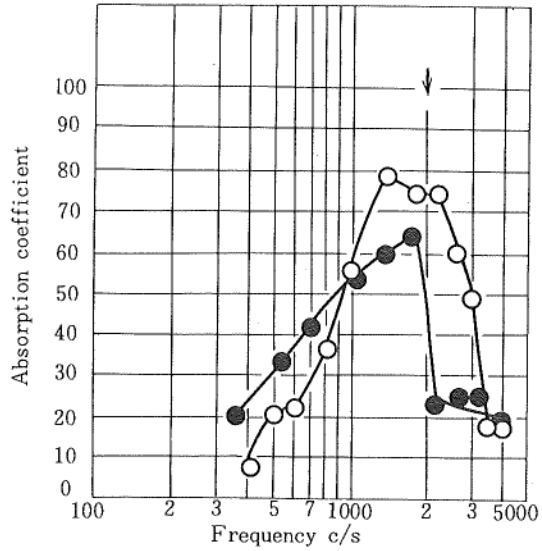


Fig. 6

Comparison of reverberant and normal incident sound absorption coefficient of the same perforated honeycomb sandwich panel absorber ($l = 4\text{mm}$, $d = 3\text{mm}$, $L = 15.8\text{mm}$, $p = 0.064$). \bullet ; α_{rev} , \circ ; α_0 . Arrows show resonant frequencies calculated by Eq. (9).

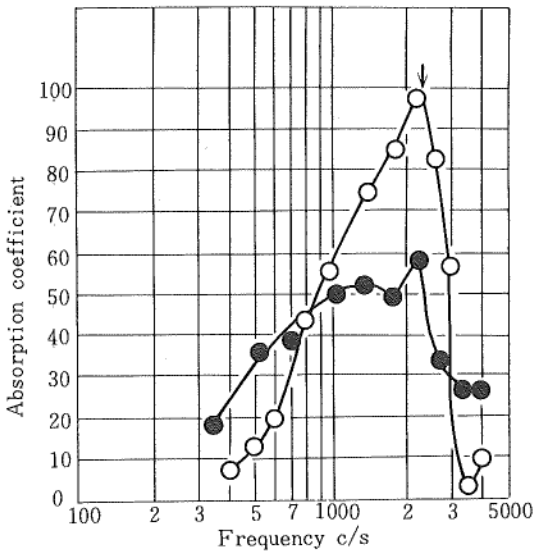


Fig. 7

Comparison of reverberant and normal incident sound absorption coefficient of the same perforated honeycomb sandwich panel absorber ($l = 4\text{mm}$, $d = 3\text{mm}$, $L = 20.5\text{mm}$, $p = 0.143$). \bullet ; α_{rev} , \circ ; α_0 . Arrows show resonant frequencies calculated by Eq. (9).

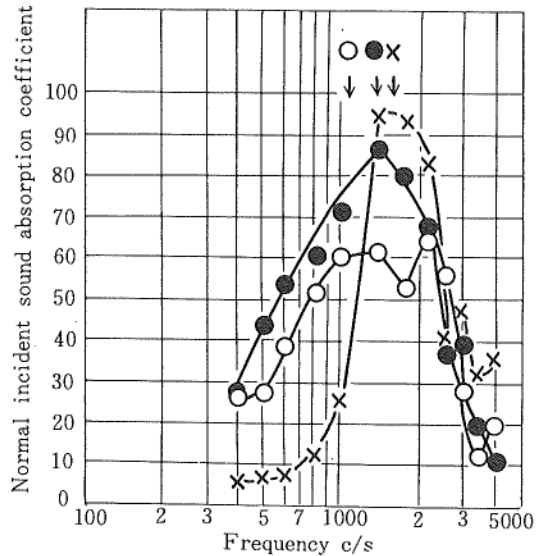


Fig. 8

Example of absorption characteristics of perforated honeycomb sandwich panel absorbers ($l = 4\text{mm}$, $d = 5.5\text{mm}$, $L = 29\text{mm}$) with different open area ratio p . \circ ; $p = 0.064$, \bullet ; $p = 0.100$, \times ; $p = 0.143$. Arrows show resonant frequencies calculated by Eq. (9).

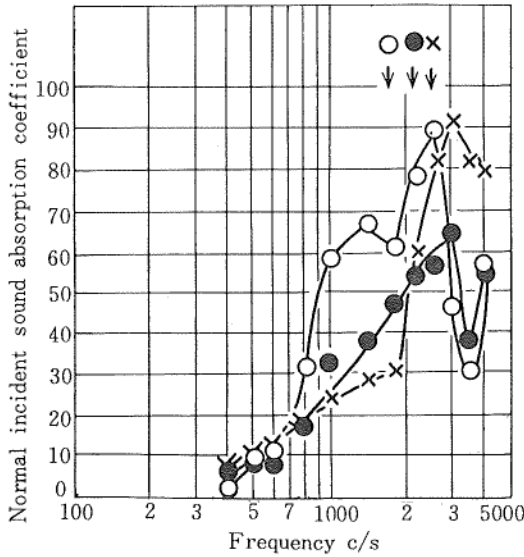


Fig. 9

Example of absorption characteristics of perforated honeycomb sandwich panel absorbers ($l = 4\text{mm}$, $d = 5.5\text{mm}$, $L = 15.8\text{mm}$) with different open area ratio L . \circ ; $p = 0.064$. \bullet ; $p = 0.100$, \times ; $p = 0.143$. Arrows show resonant frequencies calculated by Eq. (9)

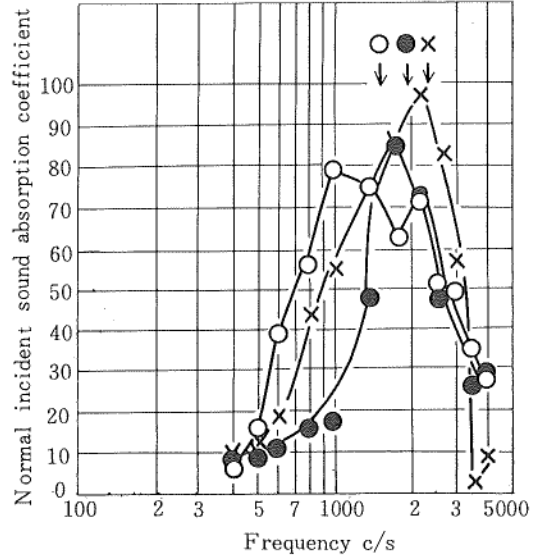


Fig. 10

Example of absorption characteristics of perforated honeycomb sandwich panel absorbers ($l = 4\text{mm}$, $d = 3\text{mm}$, $L = 20.5\text{mm}$) with different open area ratio L . \circ ; $p = 0.064$. \bullet ; $p = 0.100$. \times ; $p = 0.143$. Arrows show resonant frequencies calculated by Eq. (9).

4. 考 察

穴あき板ハニカム・サンドウィッチ構造体は Photo. 2 に示されているように、表板の穴と内部のシリンダーが必ずしも一対一に対応していないが、全体としてヘルムホルツの共鳴器の条件を満たして、(9)式の理論値と良く一致する。サンプル内の空気層厚が増加するに従って周波数は厚さのルートに反比例した理論値をとる事になっているが、実測値も厚くなるに従って減少して行き理論値と良く一致した。定在波法と残響法の共鳴周波数は、理論的には同値であり、これも実測値は両者ともよく一致するが、吸音率は全般的に見て定在波の方が大きいのが目立つ。開口率の違いによる変化は、共鳴周波数は理論的に開口率のルートに比例することになっているが、実測値も開口率が増えるに従って共鳴周波数が増加し、理論値と略一致する。しかし、開口率が小さくなるとずれてくるのが目立つ。

5. む す び

今回の研究は以前の私の研究「穴あき板ハニカム・サンドウィッチ構造体の吸音特性に関する二、三の問題」に続き北海道科学研究費補助の交付を受けたもので、道開発の建築音響部門に多少なりとも寄与が出来れば幸いで、今後もこの研究を続けて行きたい所存である。おわりに本研究に当たり種々御指導いただいた北海道教育大学札幌分校瀬川良弘教授に深く感謝する。

参 考 文 献

- 1) 竹内茂：北海道教育大学紀要，第二部，A，21，(1970) 1.
- 2) 小野寺重男：林業指導所月報，6 (1955)

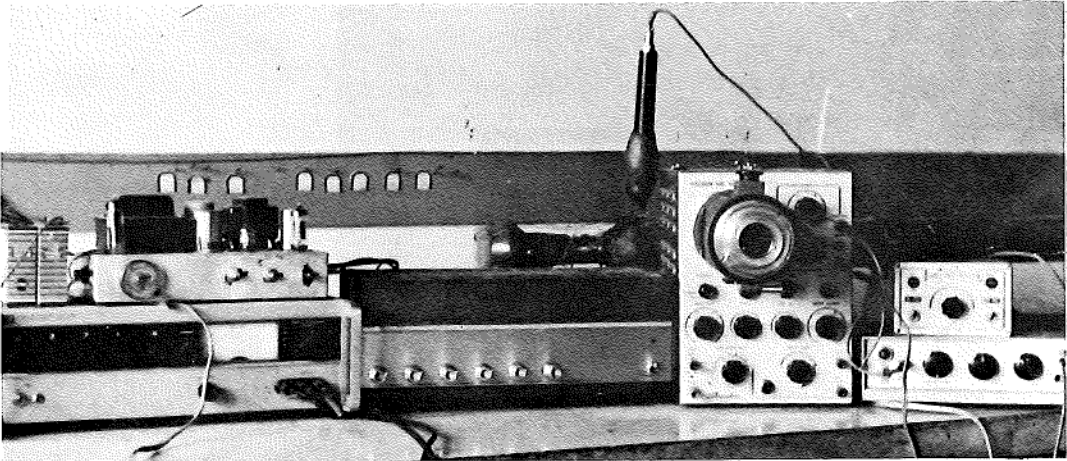


Photo 1 Experimental apparatus

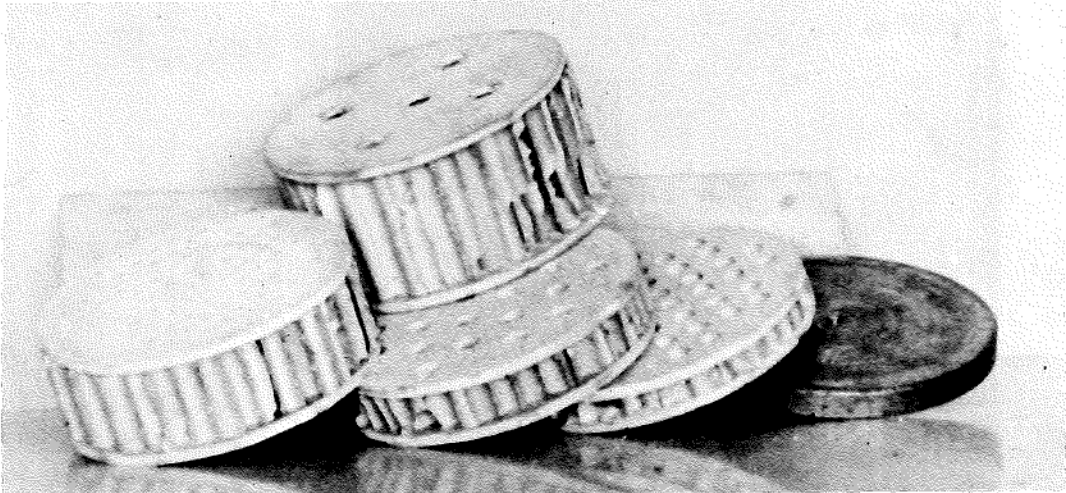


Photo 2 Sample (a)



Sample (b)

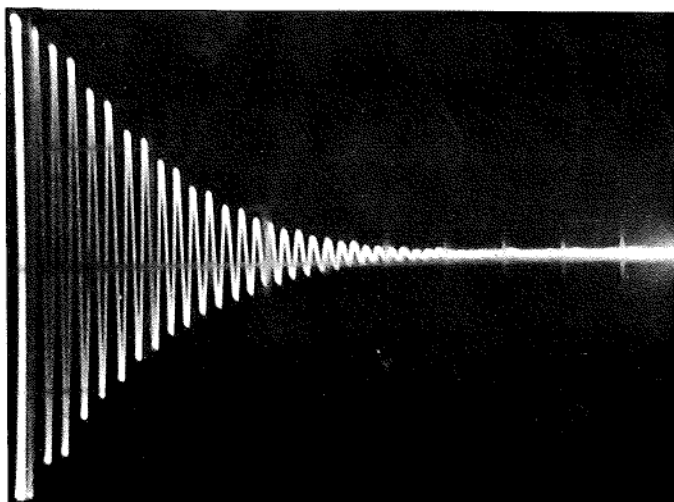
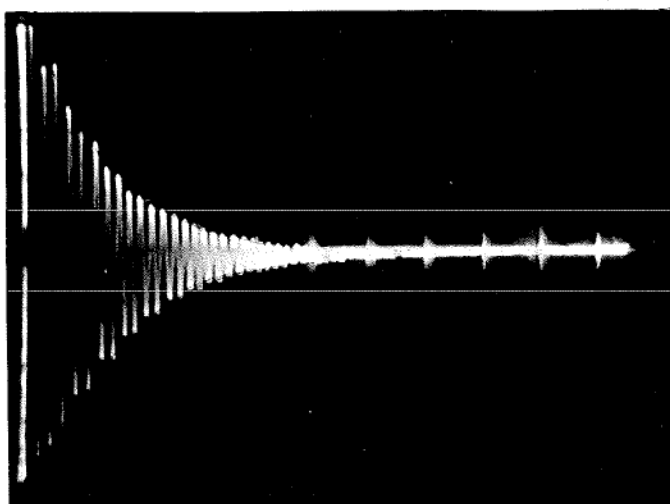
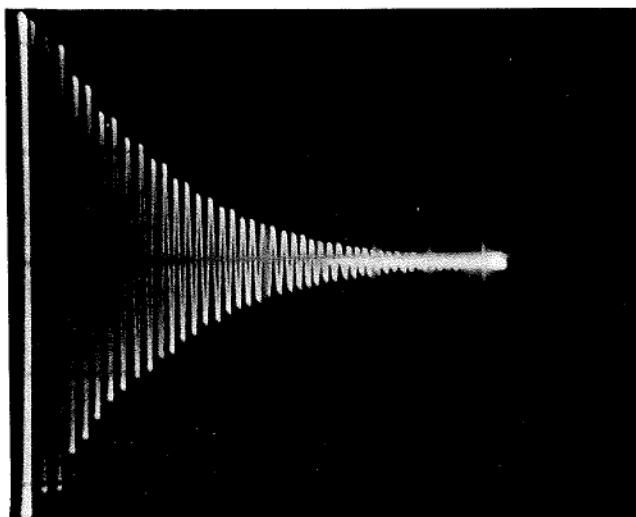


Photo 3 Damped wave (a)



Damped wave (b)



Damped wave (c)