

C-V₄形ヒッターバックの消音装置

Acoustical Muffler for Hitter-Vac Model C-V₄

高橋喜美雄*
Kimio Takahashi

内 容 梗 概

家庭電気品の最近のすう勢として騒音の特に低い製品が望まれている。電気掃除機は騒音源となる高速のターボファンを使用しているため、騒音低減の困難な製品であった。本稿では吸音壁による消音装置に音響フィルタの概念を導入して、騒音の低い電気掃除機を完成した成果の概要を述べた。

1. 緒 言

最近家庭電気品の普及とともに、騒音に対する一般の関心が高まってきて、あらゆる面で騒音の低減が要望されている。電気掃除機は高速の小形直巻電動機に直結されたターボファンを使用しているために、本来騒音が著しく大きい。ヒッターバックにおいては従来吸音材を利用した消音装置を用いて騒音の低減を計ってきたが、さらに一段と騒音を低減するために、C-V₄形ヒッターバックに、音響フィルタの考え方を導入して消音装置を検討した結果、消音効果を向上し、騒音を55ホン以下に下げることができた。以下にその概要を述べる。

2. 電気掃除機の騒音

2.1 電気掃除機の構造と仕様

電気掃除機の主要部分は、じんあいを吸引するために必要な負圧を発生する小形の電動送風機と、吸引されたじんあいをろ過するための布製の集じんフィルタから成っていて、それらが一体にきょう体中に納められている。本誌の対象としたC-V₄形ヒッターバック(第1図)も同様の構造で、その仕様は第1表のとおりである。

2.2 電気掃除機の騒音源

電気掃除機のおもな騒音源は第2図に示す送風機部分にあり、次の各項が原因としてあげられる。

(1) 空気力学的な騒音

空気力学的な騒音にはファン回転音と渦流音とがある。ファン回転音は、ターボファンのブレード数が有限であるために、周期的に音圧の変動を生じることにより発生するもので、ファンのブレード数と回転数との積を基本波周波数とする騒音である。渦流音は流速の大きい部分において発生する音で、一般に白色雑音である⁽¹⁾。

(2) 機械的振動による騒音

機械的振動の最も大きい原因は回転部分の動的不平衡で、高速回転であるため、わずかな不平衡重量でも振動モーメントを構成する遠心力は大きくなり、回転数に等しい周波数の騒音を発生する。そのほか、軸受部より発生する騒音、整流子部より発生する騒音なども騒音源となりうる。

(3) 電磁的振動による騒音

電動機鉄心部の電磁的吸引力による振動および交番トルクによる振動が原因で、電源周波数の2倍の周波数を有する。

2.3 騒音の周波数分布

C-V₄形ヒッターバックに使用した送風機を防音室中に細糸でつるして運転したときの騒音の周波数分布は第3、4図のようになった。測定位置は送風機を中心より110mmの距離の点で、電源周波数50c/sのもとに電源電圧を変えて回転数を10,100、12,500、

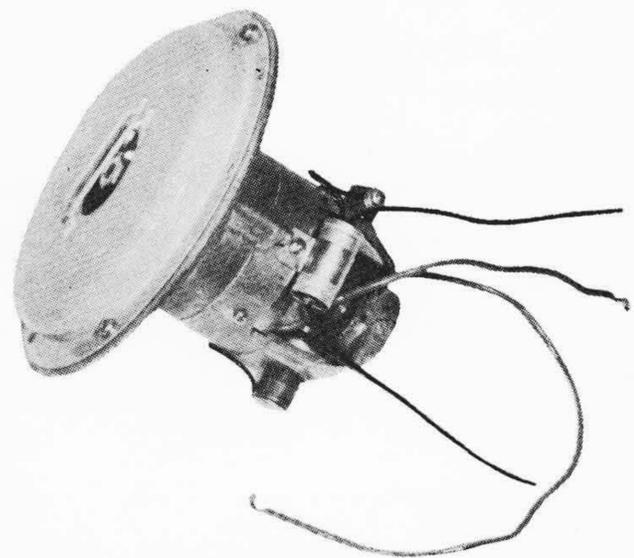
* 日立製作所多賀工場

第1表 C-V₄形ヒッターバックの仕様

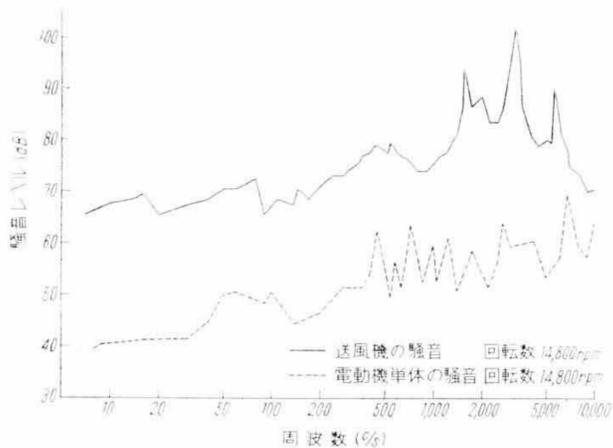
種類	直巻整流子電動機	種類	1段ターボファン
電 定 格 電 圧	100 V	フ 回 転 数	15,000 rpm
電 定 格 周 波 数	50/60 c/s	フ 風 量	2.1 m ³ /min
動 回 転 数	15,000 rpm	フ 静 圧	120 mmAq
入 力	300 W	フ 真 空 度	700 mmAq
機 電 機 子 み ぞ 数	12	フ ブ レ ー ド 数	6
整 流 子 片 数	24		



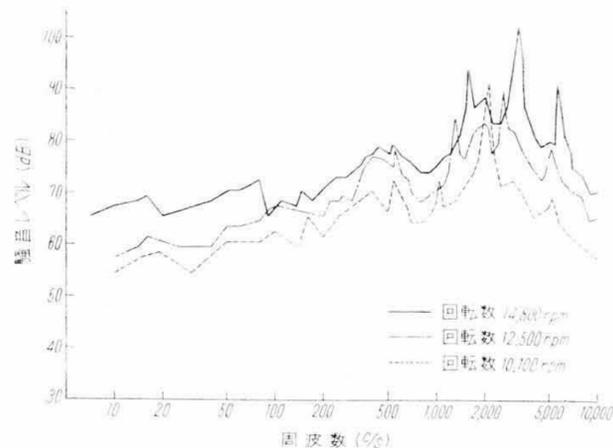
第1図 C-V₄形ヒッターバック



第2図 C-V₄形ヒッターバックの送風機



第 3 図 送風機騒音の周波数分布



第 4 図 回転数を変化させたときの送風機騒音の周波数分布

14,800 rpm の 3 段階に変化させて測定し、また電動機単体の場合についても比較測定した。

この測定結果から、電気掃除機の騒音はほとんど全可聴周波数域にわたって分布しているが、中でも騒音のピークは回転数の 6 倍および 12 倍の周波数に大きく出ており、ファンの回転音の基本波と第 2 高調波が特に大きいことが判明した。

3. 消音装置の音響フィルタとしての考察

一般に定常流体を伴う機器の消音装置においては、流体の直流抵抗に対して制限があるために、消音効果を大きくすることは困難で音源音圧の低減には吸音材を用いるものが多い。電気掃除機の場合にも、機器の取扱性から構造寸法上の制限があり、粘性摩擦を利用した抵抗形消音装置や共鳴形の消音装置の採用がむずかしく、吸音材を内ばりした吸音壁を送風機ときょう体の間に配置することにより、音源部の音圧低減を計ることが必要となる。この場合、吸音壁の厚さ、間隔、壁の段数などにより減衰効果は変化するが、厚さについてはすでに検討されており、ある適当な値があり、それ以上は飽和する^{(2)~(4)}。しかしながら吸音壁の間隔、段数については、わずかな違いが減衰効果に大きく影響することが実験的に明らかであるが、これを定量的に解析することはいたってむずかしい。筆者はこの消音装置に膨張形音響フィルタとしての考察を加えて吸音壁の構造、寸法の決定を試みた。

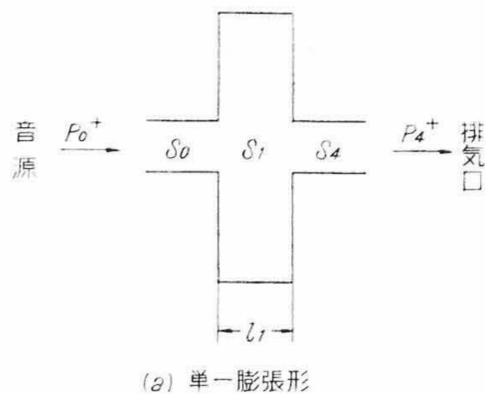
膨張形音響フィルタの音響インピーダンスによる伝達損失の計算にあたって、簡単のために、平面波理論を用い、壁面の音響エネルギーの透過と終端インピーダンスにおける反射は無視する。

いま音波の進行方向を x 軸にとると、速度ポテンシャル ϕ 、音圧 p 、粒子速度の交流分 V は次式で表わされる⁽⁵⁾。

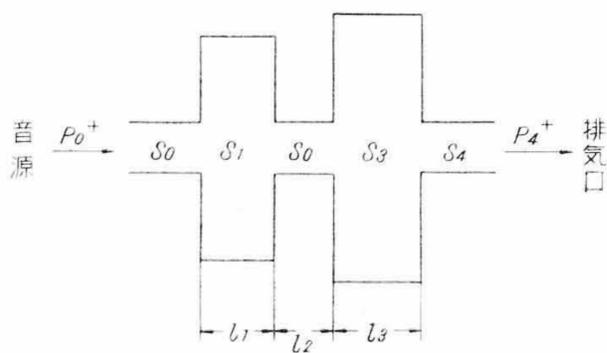
$$\phi = A e^{-jkx} + B e^{jkx} \dots\dots\dots (1)$$

$$p = e \frac{\partial \phi}{\partial t} = j \omega \rho \phi \dots\dots\dots (2)$$

$$V = -\frac{\partial \phi}{\partial x} = jk A e^{-jkx} - jk B e^{jkx} \dots\dots\dots (3)$$



(a) 単一膨張形



(b) 二重膨張形

第 5 図 膨張形音響フィルタ

- ここに k : 波長常数 $2\pi f/c$
 ω : 角周波数 $2\pi f$
 f : 周波数
 c : 空気中の音速
 ρ : 空気の密度
 t : 時間
 A, B : 常数

これを第 5 図に等価的に示される単一膨張形および二重膨張形の音響フィルタについて適用し、膨張室の各接合点における音圧と体積流が連続であるという条件を入れると、伝達損失 L は次式のように計算される⁽⁶⁾。すなわち単一膨張形フィルタでは

$$L_1 = 10 \log \left| \frac{p_0^+}{p_4^+} \right|^2 = 10 \log \left[\left\{ \operatorname{Re} \left(\frac{p_0^+}{p_4^+} \right) \right\}^2 + \left\{ \operatorname{Im} \left(\frac{p_0^+}{p_4^+} \right) \right\}^2 \right] \dots\dots\dots (4)$$

$$\operatorname{Re} \left(\frac{p_0^+}{p_4^+} \right) = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{s_4}{s_0} \right) \cos kl_1 \dots\dots\dots (5)$$

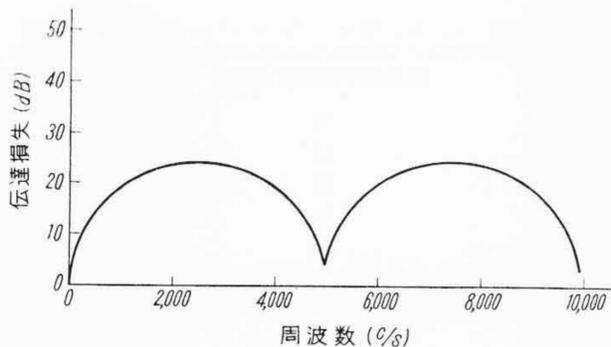
$$\operatorname{Im} \left(\frac{p_0^+}{p_4^+} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{s_1}{s_0} + \frac{s_4}{s_1} \right) \sin kl_1 \dots\dots\dots (6)$$

二重膨張形フィルタでは

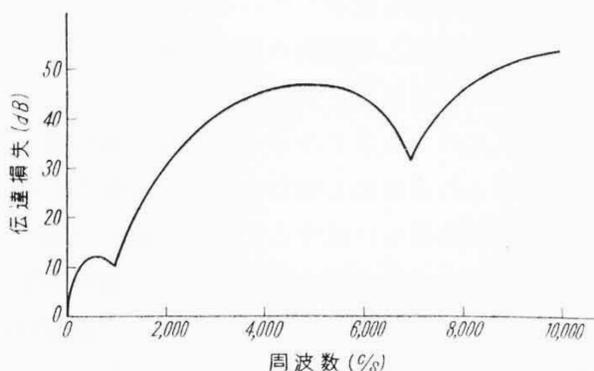
$$L_2 = 10 \log \left| \frac{p_0^+}{p_4^+} \right|^2 = 10 \log \left[\left\{ \operatorname{Re} \left(\frac{p_0^+}{p_4^+} \right) \right\}^2 + \left\{ \operatorname{Im} \left(\frac{p_0^+}{p_4^+} \right) \right\}^2 \right] \dots\dots\dots (7)$$

$$\operatorname{Re} \left(\frac{p_0^+}{p_4^+} \right) = -\frac{1}{2} \left[\left(\frac{s_0 + s_1 s_4}{s_1 s_0^2} \right) \sin kl_1 \sin kl_2 \cos kl_3 \right. \\ \left. + \left(\frac{s_3 + s_1 s_4}{s_1 s_0 s_3} \right) \sin kl_1 \cos kl_2 \sin kl_3 \right. \\ \left. + \left(\frac{s_3 + s_4}{s_0 s_3} \right) \cos kl_1 \sin kl_2 \sin kl_3 \right. \\ \left. - \left(1 + \frac{s_4}{s_0} \right) \cos kl_1 \cos kl_2 \cos kl_3 \right] \dots\dots\dots (8)$$

$$\operatorname{Im} \left(\frac{p_0^+}{p_4^+} \right) = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{s_1 + s_4}{s_0 s_1} \right) \sin kl_1 \cos kl_2 \cos kl_3 \right. \\ \left. + \left(1 + \frac{s_4}{s_0} \right) \cos kl_1 \sin kl_2 \cos kl_3 \right. \\ \left. + \left(\frac{s_3 + s_4}{s_0 s_3} \right) \cos kl_1 \cos kl_2 \sin kl_3 \right. \\ \left. - \left(\frac{s_1 s_3}{s_0^2} + \frac{s_0 s_4}{s_1 s_3} \right) \sin kl_1 \sin kl_2 \sin kl_3 \right] \dots\dots\dots (9)$$



第 6 図 単一膨張形フィルタの減衰特性



第 7 図 二重膨張形フィルタの減衰特性

ここに p_0^+ : 音源入射音圧
 p_4^+ : 排気口音圧
 s_0, s_1, s_3, s_4 : 膨張室各部の断面積
 l_1, l_2, l_3 : 膨張室各部の長さ

となる。これらの式の計算の一例を示せば第 6, 7 図のようになり周波数に対し、いくつかの共振点と極大値とを有する。

次にこれらの式を一般的に考察しよう。(4)~(9)式において、 $s_0 \approx s_4 \ll s_1 \approx s_3$ なることに注意すれば、伝達損失はその極大値付近で近似的に

$$L_1 \doteq 20 \log \frac{s_1}{2s_0} \sin kl_1 = L_{1\max} + \Delta L_1 \dots (10)$$

ここに $L_{1\max} = 20 \log \frac{s_1}{2s_0} \dots (11)$

$$\Delta L_1 = 20 \log \sin kl_1 \dots (12)$$

$$L_2 \doteq 20 \log \frac{s_1 s_3}{2s_0^2} \sin kl_1 \sin kl_2 \sin kl_3$$

$$= L_{2\max} + \sum_{i=1}^3 \Delta L_i \dots (13)$$

ここに $L_{2\max} = 20 \log \frac{s_1 s_3}{2s_0^2} \dots (14)$

$$\Delta L_i = 20 \log \sin kl_i \dots (15)$$

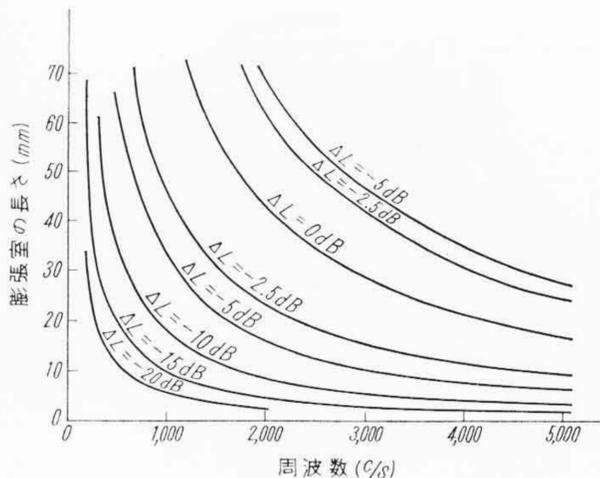
と書き表わすことができる。この式で $L_{1\max}, L_{2\max}$ はそれぞれの音響フィルタの伝達損失の理論上の最大値であって、膨張室の膨張比のみの関数である。また ΔL_i は周波数と膨張室の長さのみの関数であり負の値をとるから、伝達損失を減少させる項である。 ΔL_i と f, l_i の関係は第 8 図のようになり、2,000 c/s 以下の低い周波数では l を大きくとらないと伝達損失が小さくなることわかる。

これらの(10), (13)式を用いて単一膨張形フィルタと二重膨張形フィルタとを比較すると次のようになる。いま、膨張比が相等しく $s_1/s_0 = s_3/s_0 = m$ であるとすれば、両者の伝達損失の最大値の差は

$$L_{2\max} - L_{1\max} = 20 \log \frac{m^2}{2} - 20 \log \frac{m}{2} = 20 \log m > L_{1\max} \dots (16)$$

となり、二重にすると単一のものの 2 倍以上の減衰効果が得られることがわかる。

次に膨張比および膨張室全長が一定の場合には



第 8 図 伝達損失の減少値 ΔL の周波数 f , 膨張室の長さ l による変化

(10)式において $\frac{s_1}{s_0} = m, l_1 = 3l \dots (17)$

(13)式において $\frac{s_1}{s_0} = \frac{s_3}{s_0} = m, l_1 = l_2 = l_3 = l \dots (18)$

とおくと

$$L_2 - L_1 = 20 \log \frac{m \sin^2 kl}{3 - 4 \sin^2 kl} \dots (19)$$

となり、この式で $L_2 > L_1$ なるためには

$$\frac{m \sin^2 kl}{3 - 4 \sin^2 kl} > 1 \dots (20)$$

となる。(20)式に対象とする範囲の周波数の値を与えれば二重膨張形フィルタとしての効果を大きくするための l の適当な値が求められる。たとえば周波数を騒音源のうち、特にレベルの大きいファンの回転騒音の基本波と第 2 高調波である 1,500~3,000 c/s にとれば l は

$$11.7 \text{ mm} < l < 50.7 \text{ mm}$$

とすればよいことがわかる。

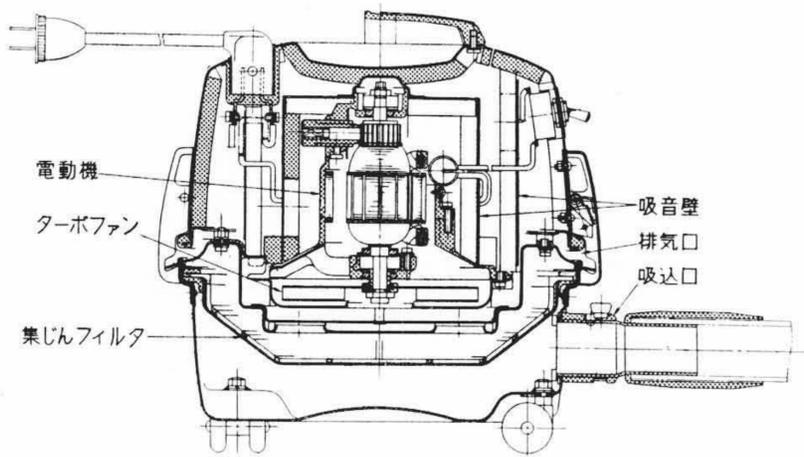
以上を要約すると、消音装置を膨張形音響フィルタとして考察した結果

- (1) 膨張室の膨張比によって伝達損失の最大値が決定されるので、理論上平面波理論の成り立つ範囲内において膨張比は可能なかぎり大きくとるほうがよい。
- (2) 単一膨張形と二重膨張形とでは、膨張比一定の場合伝達損失の値が 2 倍以上異なるから、大きい減衰効果を期待する場合は二重膨張形を採用すべきである。
- (3) 膨張形フィルタの周波数特性にはいくつかの共振点と極大点とがあり、膨張室の長さによって特性が左右されるから、膨張室の長さについては十分に検討し適切な値を選ぶことを要する。
- (4) 実際の消音装置には、上記のほか吸音材の効果が加わる。

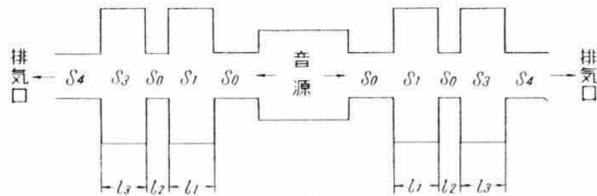
4. C-V₄ 形ヒッターバックにおける消音効果

4.1 消音装置の構造

前章の考察に基づいて、C-V₄ 形ヒッターバックの消音装置には吸音壁による二重膨張形音響フィルタを採用した。すなわち第 9 図 (a) のように送風機と本体きょう体との間に同じ円筒状の二重吸音壁を設けて膨張室の隔壁とし、吸音壁に設けた通気孔を膨張室の連結管とした。通気孔は小さいほど膨張比が大きくとれるが、同時に直流抵抗が増加するから最小寸法に制限がある。他方膨張室が円筒状であるため有効膨張比は見かけの膨張比より小さくなることが予想される。そこで通気孔は 180 度位置をずらして 2 箇所設け、音響フィルタとしては第 9 図 (b) のように 2 方向に並列に接続して有効膨張比を上げるよう考慮した。



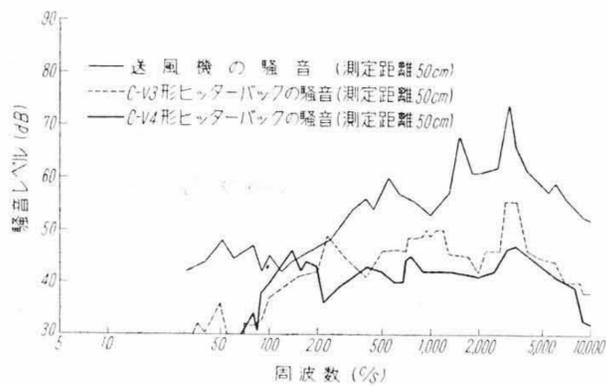
(a) 消音構造



(b) 等価音響フィルタ

第9図 C-V₄形ヒッターバックの消音装置

測定距離 (cm)	騒音の大きさ (phon)		
	C-V ₄ 形	C-V ₃ 形	送風機
50	59	64	82
100	53	59	—



第10図 C-V₄形ヒッターバックの騒音

4.2 測定結果と考察

前節の消音構造によるC-V₄形ヒッターバックの騒音は第10図のような周波数分布を有し、騒音源に比べ24 phon、最大27 dB、また従来のヒッターバックC-V₃形に比べ6 phon、騒音の大きさが低下していることがわかる。なお従来のヒッターバックC-V₃形に

第2表 C-V₄形ヒッターバックの消音効果

周波数 (c/s)	減衰量の実測値 (dB)	伝達損失の計算値 (dB)
500	15	12
1,000	11	10
1,500	26	18
3,000*	27	(40)
5,000*	15	(46)

* 平面波臨界周波数以上と推定される。

比べ、耳の感度のよい1,500~3,000 c/sのファン回転騒音を低下し得たので、生理的不快感も減少している。

騒音の減衰量の計算値と実測値の比較は第2表のとおりである。高い周波数においては計算値と実測値の差が大きいが、これは膨張室の寸法が波長に比べて大きくなると平面波理論が成りたたなくなり減衰効果が削減されるためと推察される。文献⁽⁶⁾に与えられた式を用いてその臨界周波数を計算すると、この場合3,450 c/sとなるから、3,000 c/s付近から上の周波数における実効減衰量の理論値よりの低下はうなずけるであろう。また減衰量の計算値は音響フィルタの伝達損失のみで吸音材の効果は含まれていないことを考えれば低い周波数における減衰量の相違も予測されるところである。

5. 結 言

電気掃除機の消音装置に音響フィルタとしての考察を加えた結果、膨張形音響フィルタとしての構造を採用することが大きい減衰効果をうるうえに有利であることがわかり、また膨張室各部の寸法についても設計指針が与えられた。この考え方をC-V₄形ヒッターバックに応用した結果、1 mの距離において騒音53 phonという低騒音の製品を完成することができた。ことにファン回転騒音の低下は生理的不快感を減少し、家庭電気品として好ましい音質に近づけ得たと考える。

なお今後の課題として、騒音源の騒音レベルの低減、高周波域における伝達損失の理論解明、吸音材の効果検討などを行いたいと考えている。

参 考 文 献

- (1) C. M. Harris: Handbook of Noise Control, Ch. 25 (1957)
- (2) 宗岡: 日本機械学会第124回講習会資料 65 (昭34)
- (3) 子安: 日本音響学会誌 10, 217 (昭29)
- (4) 福田, 二村, 城戸: 日本音響学会誌 16, 28 (昭35)
- (5) 伊藤: 音響工学原論 (昭35 コロナ社)
- (6) C. M. Harris: Handbook of Noise Control, Ch. 21 (1957)

- ◎超大形油送船の横強度に関する研究 (第2報, 実験結果の解析)
 - ◎プロペラ後流の速度場について (第2報)
 - ◎機械室用通風機の騒音について
 - ◎YND鋼の工作および溶接に関する研究
 - ◎放電加工改良の基礎的研究(II)
- 加工作用の検討(その2)——

- ◎鋼板の常温曲線加工に対するショットプラスト加工の影響について
- ◎外径研削時間算定基準の研究
- ◎ドリル穴あけ上の諸問題について
- ◎重荷重, 極低速摩擦条件下における潤滑について
- ◎若戸大橋塔柱架設工事概要報告