空調機用全密閉形圧縮機の騒音低減

Noise Reduction of the Hermetic Compressor for Packaged Type Air Conditioner

二 渡 肇
Hajime Futawatari

内 川 直 志*
Naoshi Uchikawa

進 士 豊**

Yutaka Shinji

要旨

空調機の普及にともなって、それに使用される圧縮機より発生する騒音を低減することが、ますます重要となってきている。これらの騒音は主として機械振動、弁の衝撃音あるいは気体の脈動などに起因するものであるが適切な防振構造、消音器およびチャンバなどを採用することによって低減することができる。本稿では特に騒音低減に効果のある消音器とチャンバをとりあげ、その減衰、遮音効果を求め、それらを実機に適用した結果について述べる。

1. 緒 言

近年空調機の普及は著しいものがありビル,劇場,事務所などの 建築物をはじめとして工業方面にも広く使用されるようになった。

一方家庭においても、漸次空気調和が普及し、われわれの日常生活にも密接したものとなっている。これら空調機は大容量のものを除き室内に設置されることが多く、第一に騒音が低く、小形軽量であることが必要とされる。それにともなって、空調機用圧縮機の小形化が近年特に要望され、逐次小形、高速化の傾向にある。

その反面、小形化により圧縮機より発生する騒音は増加する傾向にあり、これを低減する必要にせまられている。圧縮機の騒音は不釣合慣性力による機械振動、吸入、吐出ガスの脈動および弁部より発生する騒音が主因となっており、おのおの吐出管、防振バネあるいは気体によってチャンバを介して外部に伝達される。したがって消音器の減衰特性あるいはチャンバの遮音特性を明らかにし、これらを圧縮機の騒音スペクトルに応じて決めることが必要である。以下2.2kW2極全密閉形圧縮機を対象に消音器の減衰特性およびチャンバの遮音特性について一貫した基礎実験を行ない、これをもとに圧縮機の小形化と騒音低減を図った結果について述べる。

2. 消音器の減衰特性

消音器は、入射波と反射波との干渉作用により減衰させる空胴形のものと、共鳴作用により減衰させる共鳴形とあるが、特に低周波数の脈動のような場合は、寸法的に制約を受ける関係で、共鳴形消音器が望ましい。一般には圧縮機の騒音スペクトルにあわせて、いくつかの特性を持った消音器を組み合わせるのが普通である。以下基本的な単一空胴形消音器、そう入空胴形消音器、共鳴形消音器についてその減衰特性を純音実験、実機試験より求めた結果を述べる。本実験に使用した2.2kW2極全密閉形圧縮機の構造を図1に、仕様を表1に示す。

2.1 実験装置および実験方法

2.1.1 純音実験装置および実験方法

図2は純音実験装置を示したものである。防音室内に無響箱を 設置し、その無響箱の上部に図のようなスピーカ箱を取り付けた。 スピーカ箱より消音器まではエクスポーネンシャルコーンおよび 排気管により接続し、音はエクスポーネンシャルコーンで絞られ るようにした。 消音器に入射する音の強さはマイクロホン[1] で、消音器を通過する音の強さはマイクロホン[2]で測定した。 なおエクスポーネンシャルコーン、排気管および尾管にはスピー

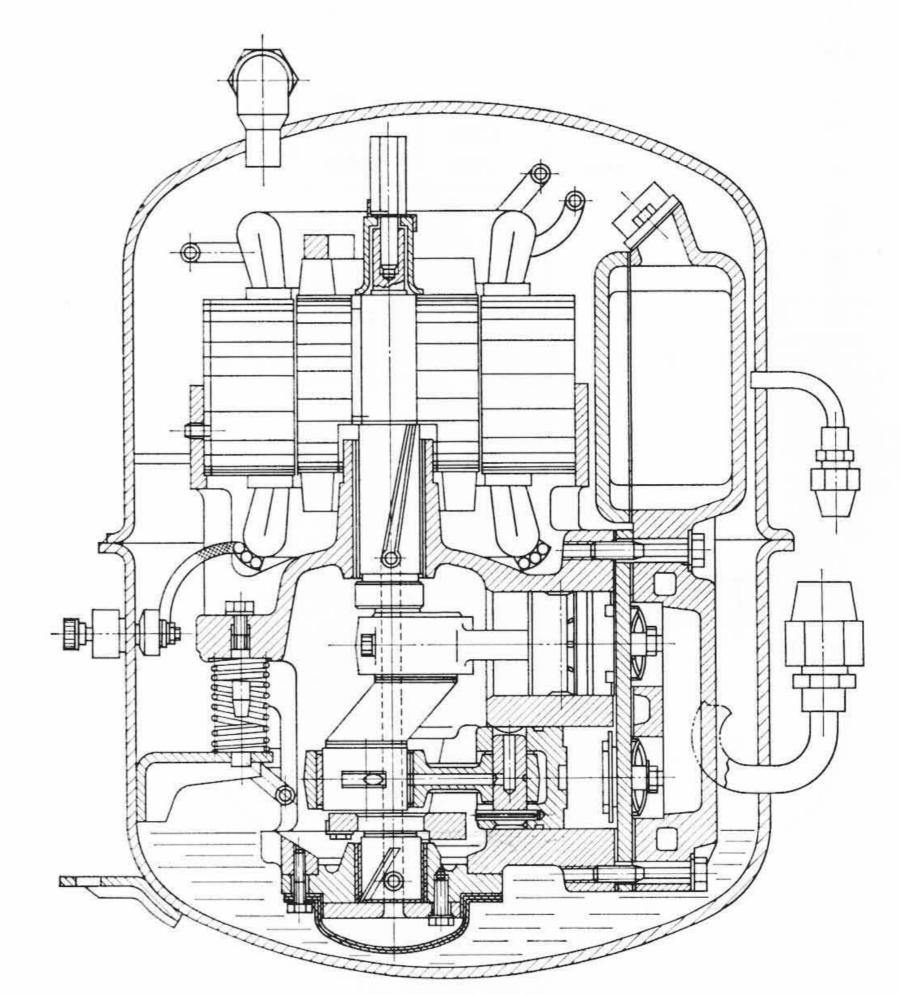


図1 2.2 kW 2 極全密閉形圧縮機の構造 (従来機)

	表 1	供	氚	機	の	仕	様	
項	**************************************	目		仕			様	
形		式				300 F	H ₂	
電	動機	出力		2. 2 kW				
気	筒 径×	動 程		$44.5 \times 22.6 \text{ mm}$				
気	筒	数				2		
	転	数		2	2,850	/3,420	rpm	

カ箱同様グラスウールを充てんし,反射音を吸音減衰させるよう にした。

実験は可聴周波数信号発生器で、任意の単一振動数の正弦電圧を発生し、スピーカより正弦波の純音を発生するようにした。まず消音器の無い状態で純音を発生し、これをマイクロホン[1]、および[2]でそれぞれの音圧を音圧計により測定し、マイクロホンの較正を各周波数で求めた。次に消音器を取り付けて[1]と[2]の音圧の差を求め、先の較正値で較正し、減衰量を求めた。

2.1.2 実機での実験装置および実験方法

純音実験では静止状態の空気中で定常音に対する減衰量を測定

^{*} 日立製作所清水工場

^{**} 日立製作所機械研究所

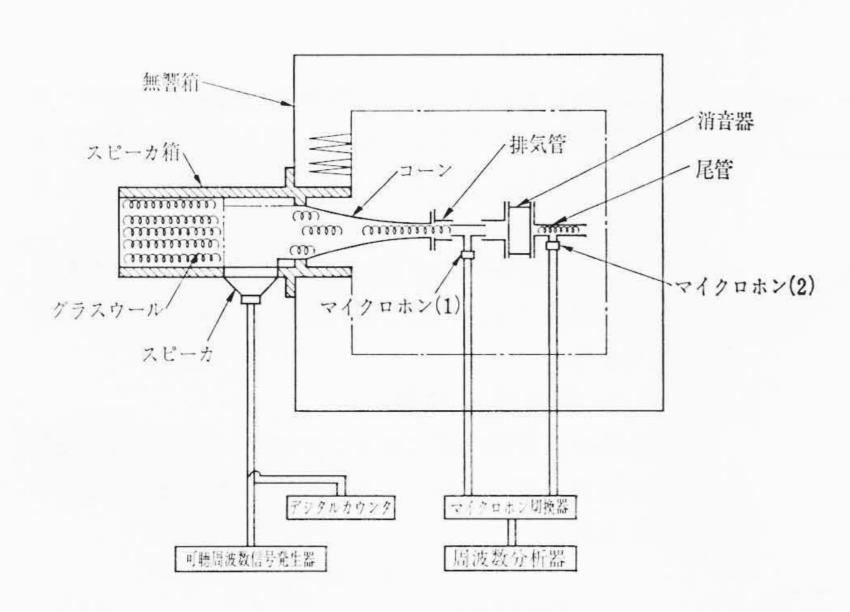


図2 純音実験装置

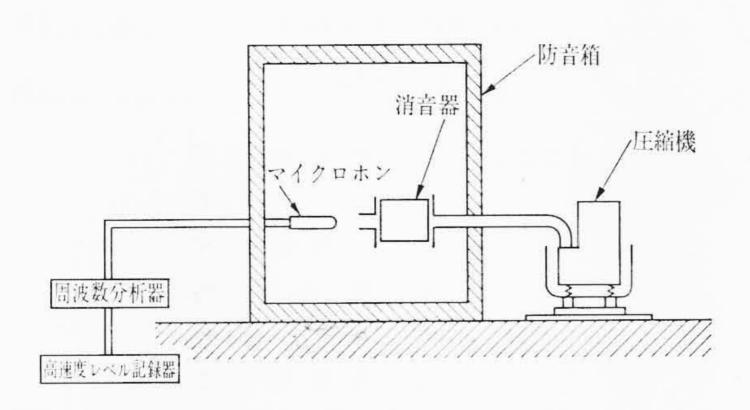


図3 実機での実験装置

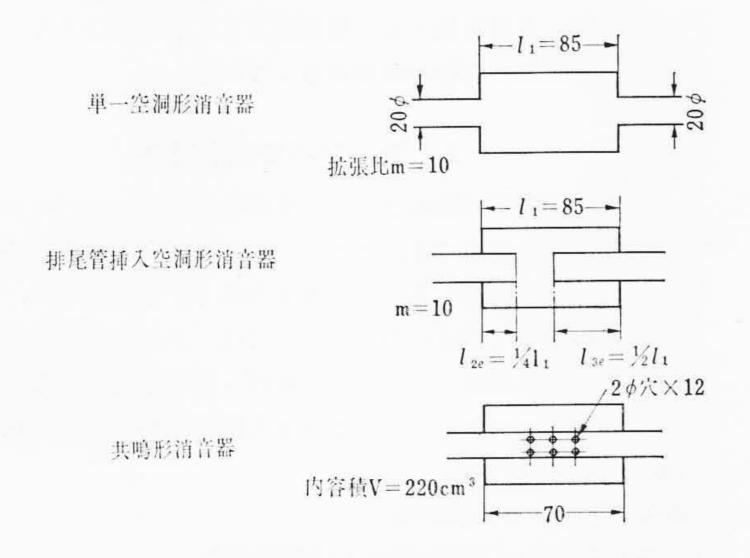


図4 供試消音器の寸法

しているが、実際には流体の流れを考慮し、圧縮機の実際運転状態における減衰量を測定する必要がある。その実験装置を示したのが図3である。

圧縮機を防音室外に設置して圧縮機の吸入口を防音室内に導き,吸入側の騒音のみ測定するようにした。消音器の減衰量は, 管の開口端に消音器を取り付けた場合と,取り除いた場合の騒音 スペクトルを測定し,その差より求めた。

2.2 供試消音器の構造

供試消音器の構造を図4に示す。いずれも拡張比10,消音器長さ85mmとしたが,共鳴形消音器のみは、吐出側への適用も考慮して寸法を変更した。

2.3 実験結果および検討

2.3.1 单一空胴形消音器

単一空胴形消音器は圧縮機の吐出側に使用される場合のよう に,尾管が開放端にならないような構造では,尾管端からの反射 が無く、反射波により消音器の消音性能は影響されない。したがって消音器の減衰量Dは(1)式により与えられる。

$$D=10\log_{10}\left\{1+\frac{1}{4}\left(m-\frac{1}{m}\right)^{2}\sin^{2}kl\right\}....(1)$$

ここに

m: 消音器の拡張比= 消音器の断面積 排気管の断面積

1: 消音器の長さ

 $k: \frac{2\pi f}{c}$, f=周波数 c=音 速

最大減衰周波数 $f_{D \max}$ は、(2)式により与えられる。

$$f_{D \max} = \frac{2n+1}{4 l} c \dots (2)$$

消音器に入射した音が全く消音されずに、そのまま通り過ぎてしまう通過周波数 f_{DC} は(3)式により与えられる。

$$f_{DC} = \frac{n}{2 l} c \dots (3)$$

しかし圧縮機の吸入側のように、開放端の場合には尾管端において反射し、消音性能が尾管長さによって変化する。完全反射とした場合、消音器の減衰量Dは(4)式により与えられる。

$$D = 10 \log_{10} \left\{ \left\{ 1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kl \right\} + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kl \right\} - \frac{1}{2} \left(m - \frac{1}{m} \right) \sin^2 kl \sin^2 kl_t$$
$$- \frac{1}{2} \left(m^2 - \frac{1}{m^2} \right) \sin^2 kl \cos^2 kl_t \right)^{(1)} \qquad (4)$$

ここに 1: 尾 管 長 さ

(4)式で右辺第1項は、無反射端の減衰量を示し、第2項以下 は尾管による補正項を示している。

図5は単一空胴形消音器の実験結果を示したものである。無反射尾管端とした(1)式の理論値と実験値を比較すると,700 Hz 以上の周波数域でほぼ同一の傾向を示すが,700 Hz 以下の低周波数域ではかなりの相違が認められる。そこで完全反射尾管端と仮定した(4)式において,消音器からマイクロホン[2]までの長さを尾管長さとすると,破線のように理論計算され,実験値とよく一致する。したがって低周波数域において,無反射端とした理論値と実験値に相違が認められるのは尾管部からの反射によるものである。図中負の減衰量となる周波数は、尾管長さを長くすることにより,低周波の領域に移り負の減衰量も減少する。

2.3.2 排尾管そう入空胴形消音器

本消音器は排気管と尾管の一部を空胴室にそう入するもので、この共鳴作用により、単一空胴形消音器の通過周波数を除くことができる。消音器の減衰量Dは(5)式により与えられる。

$$D=10\log_{10}\left[\left\{R.P\left(\frac{A_1}{A_5}\right)\right\}^2+\left\{I.P\left(\frac{A_1}{A_5}\right)\right\}^2\right]^{(1)}...(5)$$

ここに

$$R.P\left(\frac{A_{1}}{A_{5}}\right) = \frac{1}{4m(1+\cos 2kl_{2})(1+\cos 2kl_{3})} \times \left[(2m-1)\cos k(l_{1}+l_{2}+l_{3})+(3m-1)\right] \times \left\{\cos k(l_{1}+l_{2}-l_{3})+\cos k(l_{1}-l_{2}+l_{3})\right\} + (m+1)\left\{\cos k(l_{1}-l_{2}-3l_{3})\right\} + m\left\{\cos k(l_{1}-3l_{2}-l_{3})\right\} + m\left\{\cos k(l_{1}+l_{2}-3l_{3})\right\} + \cos k(l_{1}-3l_{2}+l_{3}) + 4\cos k(l_{1}-l_{2}-l_{3})\right\} + \cos k(l_{1}-3l_{2}-3l_{3})\right\}.....(6)$$

$$I. P\left(\frac{A_1}{A_5}\right) = \frac{1}{4m \left(1 + \cos 2k l_2\right) \left(1 + \cos 2k l_3\right)} \times \left[(2m^2 - 2m + 1)\sin k \left(l_1 + l_2 + l_3\right)\right]$$

昭和44年5月

単一空洞形消音器の減衰特性

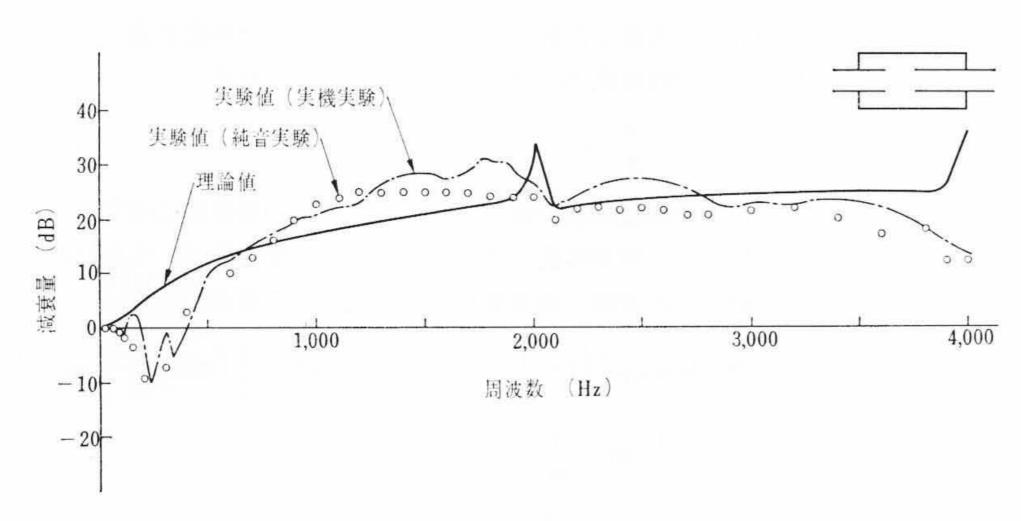
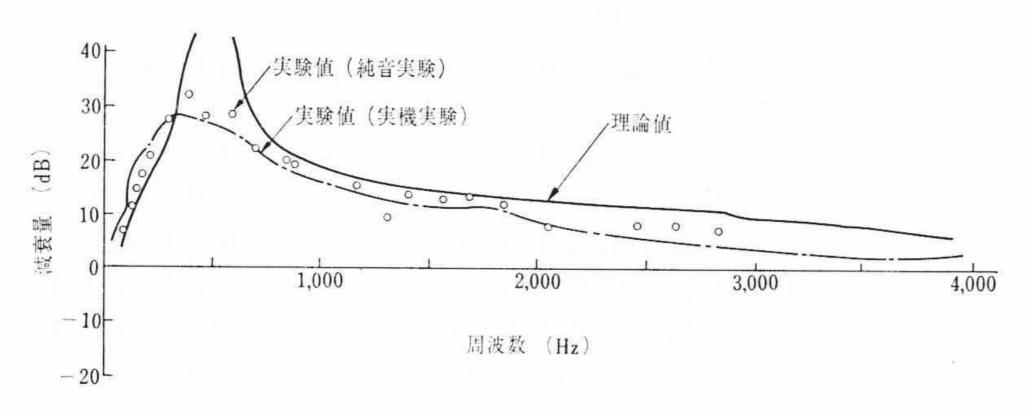


図6 排尾管そう入空洞形消音器の減衰特性



共鳴形消音器の減衰特性

l: 消音器の長さ ここに l₂: 排気管そう入長さ

l₃: 尾管そう入長さ

(6), (7)式において、 $1+\cos 2kl_2=1+\cos 2kl_3=0$ とする周波数 において共振し、減衰量は無限大になる。この共振周波数 frは

$$f_r = (2n+1)\frac{c}{4l_2} = (2n+1)\frac{c}{4l_3}$$

である。ここで $l_1=2l_2$, $l_1=4l_3$ または $l_1=2l_3$, $l_1=4l_2$ とすることに より、単一空胴形消音器で減衰量が0となる周波数の減衰量を無限 大にすることができる。

また 12,13 を変えることにより、特定周波数の減衰量を増すことが 可能である。

 $l_{2l}=l_1/4$, $l_{3l}=1/2l_1$ の場合の減衰量の実験結果を図**6**に示す。 ここで l21, l31 はおのおの有効長さを表わし、そう入長さに開管補 正を行なったものである。

図6からわかるように、理論値と実験値はほぼ一致 し,500 Hz以上ではだいたい一様な消音性能をうる ことができる。これは $l_{2i}=l_1/2$, $l_{3i}=l_1/4$ としても同 様である。

なお尾管をそう入するかわりに, 側面に尾管を取り 付けた場合にも,同様な傾向の減衰効果をもたすこと ができる。

2.3.3 共鳴形消音器

共鳴形消音器は圧力損失が少なく,特定の低周波数 域の消音に適しており、その減衰量Dは(8)式により 与えられる。

$$D=10\log_{10}\left[\frac{\left(1+C_{0}\frac{V}{4S^{2}}\right)}{\left(\frac{f}{f_{0}}-\frac{f_{0}}{f}\right)^{2}}\right]^{(2)}....(8)$$

$$C_0 = n \cdot S_e / (t + 0.8 \sqrt{S_e})$$
(9)

$$f_0 = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{C_0}{V}} \dots (10)$$

S: 管の断面積

n: 穴

Se: 穴の断面積

t: 管の板厚

V: 共鳴室の体積

fo: 共鳴周波数

図4に示した共鳴形消音器の理論減衰量と実験結 果の比較を示したのが図7である。減衰量は純音実 験、実機実験ともに理論値よりも若干少なくなって いるがほぼ同様な傾向を示している。

3. チャンバの遮音特性

密閉形圧縮機のように,全体を密閉チャンバでおお うような構造では、チャンバの寸法、形状が遮音特性 に非常に影響することが考えられる。したがって,同 じ板厚でも形状いかんによっては, かなりの遮音特性 の向上が期待できる。以下板厚, 形状を変えた数種類 のチャンバについて, 遮音度と固有振動数との関係を

求めた結果について述べる。

3.1 実験装置および実験方法

3.1.1 固有振動数の測定装置および測定方法

図8はチャンバの固有振動数の測定装置を示したものである。 防音箱内に設置したベース上にチャンバを固定し, ハンマでチャ ンバ側面に衝撃を与え、それにより発生する打音をマイクロホン で受け、音響データレコーダに録音した。録音したテープをエン ドレス状態で反復再生し、周波数分析器、高速度レベル記録器で 分析記録することによりチャンバの固有振動数を求めた。

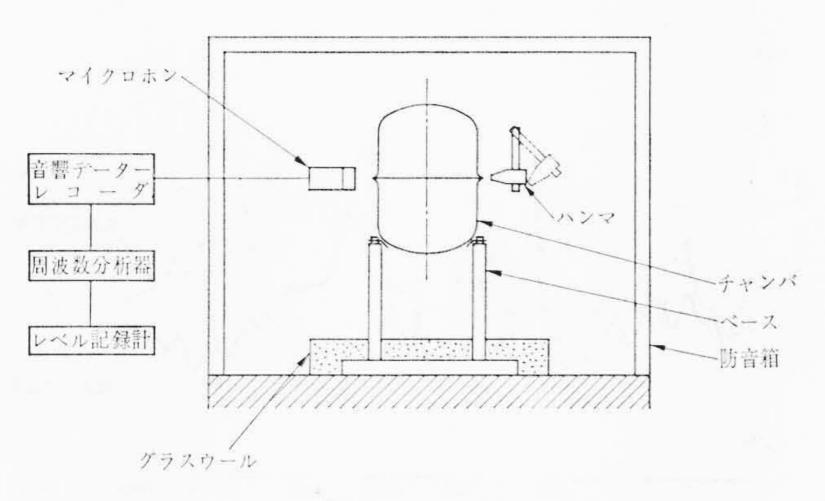
3.1.2 遮音の実験装置および実験方法

実際の運転状態においては, 圧縮機本体の振動がチャンバとの 支持部や接続部を伝達し、チャンバの遮音はかなり複雑な状態に あることが予想される。そこで圧縮機のかわりに小形のスピーカ をチャンバ内に封入し、スピーカから白色騒音を発生し、チャン バの有無による音圧レベルの差を測定した。図9はチャンバの遮 音性能を測定するための実験装置を示したものである。

3.2 供試チャンバ

チャンバの形状および板厚がチャンバの諸特性に及ぼす影響を調 べるため、表2に示す4種類の形状のものを使用した。

チャンバ C, Dは、チャンバBを改良したものである。



固有振動数の実験装置

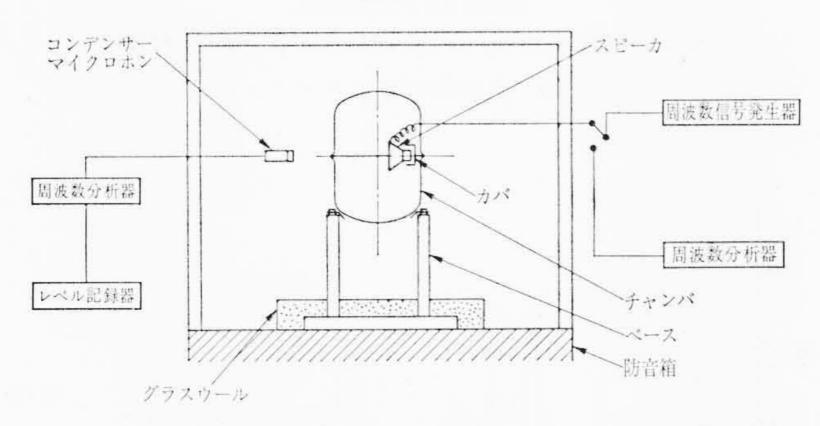


図9 遮音実験装置

表 2 供 試 チャンバ

チャンパ	板 (mm)	形		状	
A	4.5	円	简	形	
В	3.2	門	筒	形	
C	3.2	側面に	曲率をつけ	たもの	
D	3. 2	Cより	大きな曲率にし	したもの	

3.3 実験結果および検討

3.3.1 固有振動数

各チャンバの側面の個有振動数を図10,11に示す。

チャンバAは、800、1,150、1,900 Hz に固有振動数があり、板 厚が薄くなると若干固有振動数が低周波のほうに移り, いくつも のモードの振動が生じやすい。 チャンバC, Dは板厚が薄いにか かわらず,いずれもチャンバA,Bより高く,チャンバCが1,000, 1,400 Hz, チャンバDが900 Hz となっており, 剛性が増している ことがわかる。

3.3.2 遮 音 特 性

図 12 はチャンバ A, B の遮音特性の比較を, 図 13 はチャンバ C, Dの遮音特性の比較を示したものである。図 12 からわかるよ うに, 遮音は固有振動数が大いに影響し, その周波数において小 さくなる。これは固有振動数でチャンバが共振するため、振動が 大きくなり遮音度が低下するものと考えられる。チャンバBの場 合 750~1,300 Hz の 周波数域においてチャンバAより遮音度が 5~10dB 大きいが、その他の周波数域では 7~10dB, 遮音特性が 劣っている。曲率を増したチャンバC, Dは, 図 13 に示すように, 低周波数域における遮音特性が大幅に向上し、チャンバAと同等 あるいはそれ以上の遮音性能を有している。一般に圧縮機の高周 波数域における騒音ピークは, チャンバの固有振動数に一致する ものもあるが、剛性を増すことによってこれらをより減衰しやす い高周波数の領域へ移すことができ,空調機に組み込んだ状態で



図11 改良チャンバの固有振動数

の騒音を低減することが可能である。

4. 実機への適用

以上に述べた基礎実験から圧縮機の振動あるいは消音器の減衰特 性が理論値とよく一致することが確認された。また遮音特性の良好 なチャンバ形状を得ることができたので, これらの結果を実際の圧 縮機に適用し,製品の小形軽量化と騒音低減を図った。

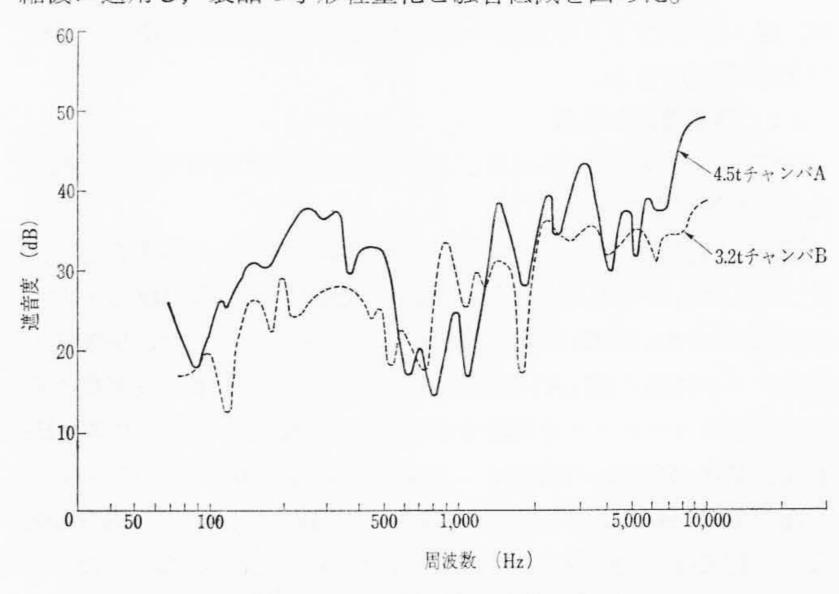


図 12 チャンバ板厚と遮音の関係

日

77

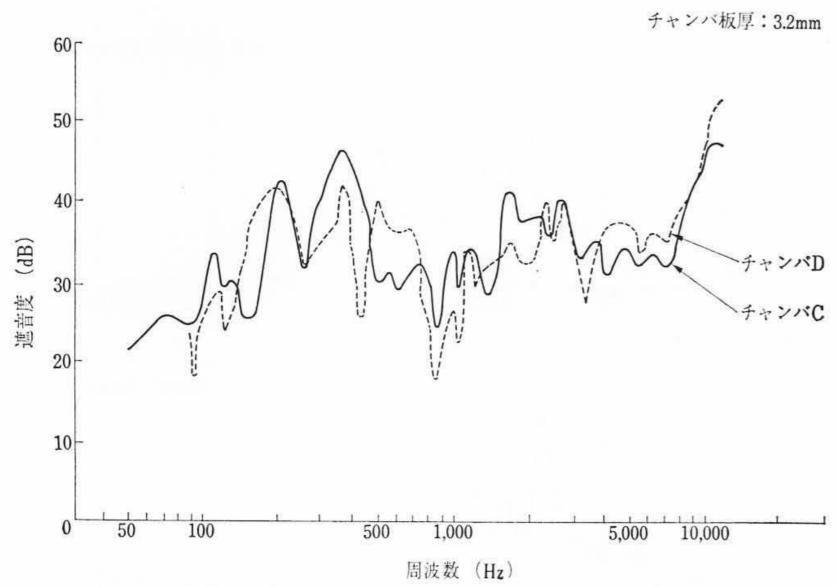


図13 改良チャンバの遮音

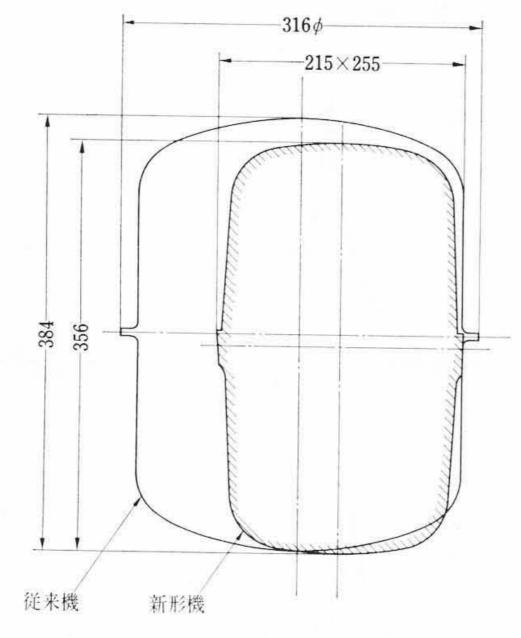


図14 従来機と新形機の外観比較

4.1 構造および外法寸法

図1は従来の圧縮機構造を示したものであるが、新形機は外法寸 法を極力小さくするため, 吸入消音器には, 電動機室を利用した二 段の空胴形消音器とし、電動機の冷却効果も同時に得られる構造と した。

吐出消音器は脈動を減衰させるために, 共鳴形消音器と弁部の騒 音を除去するための空胴形消音器の組合せとした。

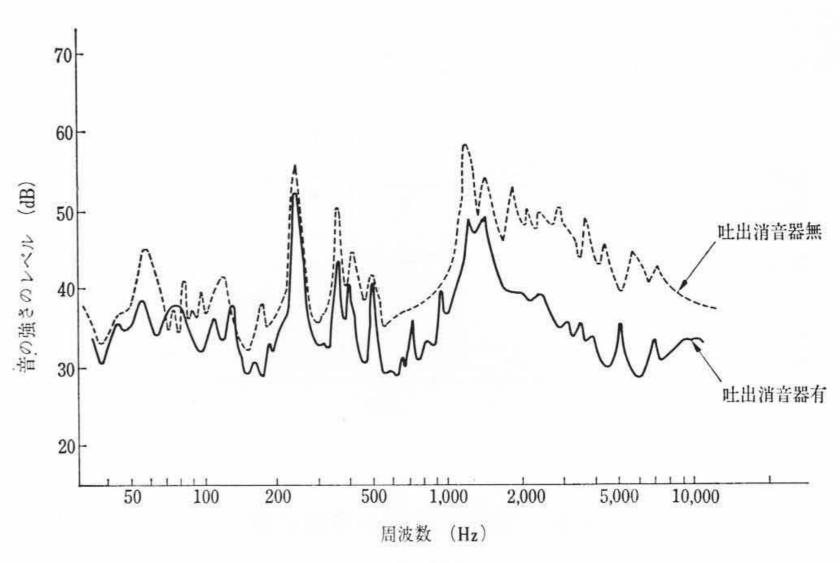
チャンバは寸法の点で前述のチャンバDとほぼ同等の形状のもの を採用した。また支持バネの位置についても極力最適位置に近づけ るように考慮を払った。なお、従来機と新形機との概略の外観比較 は、図14に示すように大幅に小形化され、据付面積で45%、重量 で22%軽減できた。

4.2 騒音試験結果

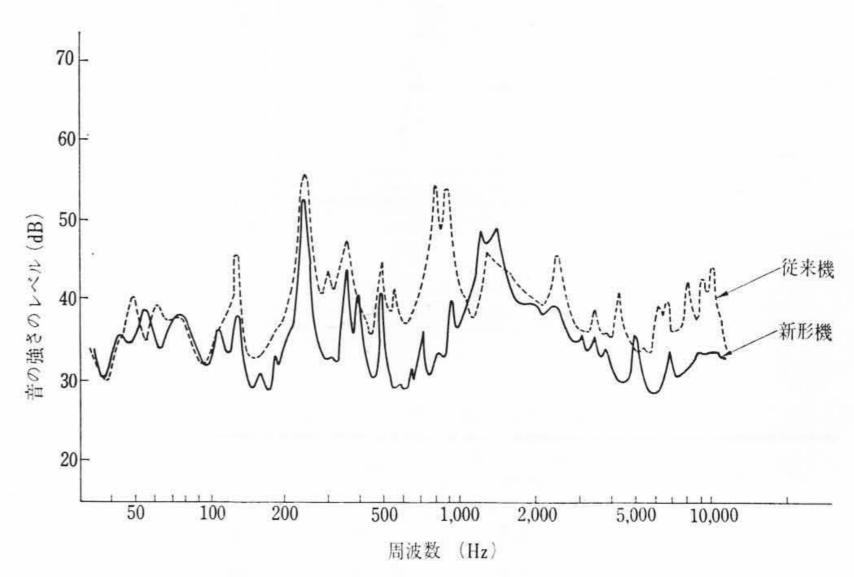
実機への適用に当たっては、上記項目以外に吐出管の形状、剛件 などにも検討を加えた。

図15は新形機の騒音スペクトルを吐出消音器がない場合との比 較で示したものである。低周波数域の脈動および 1.5 kHz 以上の高 周波数域で8~10dB程度の減衰がみられる。その結果, 圧縮機の 騒音レベルは約7dB(A)程度の減衰となった。図16は従来機と新 形機の騒音スペクトルの比較を示したものである。特に 240,360 Hz および 700~900 Hz の騒音ピークが、約3~15 dB 減少している。

なお700~900 Hz の騒音ピークは、新形機のチャンバの固有振動 数が、従来機に比較して高周波の方向へ移り遮音度が大きくなった ため著しく低下している。



(吐出消音器の有無の比較) (吐出圧力 15 kg/cm²G, 吸入圧力 5 kg/cm²G 冷媒運転 60 Hz) 図 15 新形機の騒音スペクトル



(吐出圧力 15 kg/cm²G, 吸入圧力 5 kg/cm²G 冷媒運転 60 Hz) 図 16 従来機と新形機の騒音スペクトルの比較

5. 結 言

空調機用全密閉形圧縮機の騒音を低減するため消音器の減衰特性 およびチャンバの遮音特性について実験を行ない、これを実機に適 用して騒音低減を図った。

これを要約すると次のとおりである。

- (1) 各種の消音器について、純音実験での減衰量と気体が流れ ている状態での減衰量を実機で測定し, 理論値とほぼ一致 するすることを確認した。
- (2) チャンバの遮音特性には,固有振動数が大きく影響するが, チャンバの形状を変えることにより、圧縮機の騒音ピーク をより減衰しやすい高周波の領域へ移すことができる。
- (3) 以上の実験結果をもとに製品の改良を行ない、従来機と比 較して大幅に騒音を低減することができた。また同時に製 品重量を22%, 据付面積を45%と著しく低減し, 小形軽 量な圧縮機を完成することができた。

終わりにのぞみ、種々ご指導賜わった日立製作所清水工場寺田工 場長, 塩貝部長ならびに機械研究所第三部清水分室倉林分室長はじ め関係者に厚く感謝の意を表する。

献

- (1) 進士: 冷凍機用圧縮機の消音器について:冷凍, 43, 494, 15~23 (昭 38-12)
- (2) C. M. Harris: Handbook of Noise Control: Ch. 21 (1957) McGraw-Hill Book Co.