ヘルムホルツ共鳴器による減音*

(第2報, 減音周波数および減音効果におよぼすのど部形状と個数の影響)

深 野 徹^{*1}, 功 能 郁 生^{*2}Noise Reduction by a Helmholtz Resonator
(2nd Report, Effect of the Geometry of the Throat
on the Reduction Characteristics)

Tohru FUKANO and Ikuo KOUNO

A Helmholtz resonator is believed to be a good device for reducing the noise level of a discrete frequency noise. However, there are few papers which treat the practical design method of this kind of resonator, especially the dimension of a resonator in relation to the size of a main duct conveying the tone to be reduced. In the present experimental investigation, we focused on the effects of the geometry of the throat and the number of the resonators on the design frequency and the reduced noise level.

Key Words: Sound, Muffler, Helmholtz Resonator, Noise, Throat

1. 緒 言

ヘルムホルツ共鳴器のような共鳴形消音器は, ある特定の卓越周波数成分の騒音を低減させるのに有効であると考えられており, 遠心送風機の離散周波数騒音の低減化を意図して, この種の消音器を用いた例もある⁽¹⁾⁽²⁾. また, 理論的にはこの消音器各部の寸法と消音したい周波数 f_0 との関係も求められている⁽³⁾. しかし, 実際には逆に f_0 の音が増音する可能性もあり, 特に伝ばしている主ダクトと消音器との相対的な大きさについての設計資料は著者らの知る限りは皆無である.

前報ではまず共鳴形消音器の設計手法を確立するための基礎研究の一つとして, 理論により与えられる共鳴器寸法で, 目的の周波数の音が減音可能か否かを実験的に調査した. その結果, 理論共鳴周波数 f_0 は, 実際の減音周波数 f より一般に高めの値となることが判明した⁽⁴⁾. そこで, 本論文ではこの差異を生じさせる原因が, 主ダクトと共鳴部を連結しているのど部にあると考え, のど部形状ならびに消音器個数(のど部個数)が減音効果および減音周波数に与える影響につ

いて, 実験的に調査した結果を述べる.

2. 実験装置および測定方法

実験に使用した装置および計測システムの概略を図1に示す. 減音させるべき音が伝ばしている主ダクト⑥は, 市販の塩化ビニールパイプ製である. 管内径 D_0 は75, 50, 30, 20 mmの4種類で, 肉厚は約5 mmである. 長さはすべて1 mであり, その一端に騒音発生用のスピーカ⑤を設定した. 消音器⑪はスピーカから50 mm(図1の点L), 500 mm(中央: 点M)および950 mm(点R)の3断面にソケット形式で脱着させることができるようにして, 主ダクトに装着した. なお, 今回の実験は前回の調査結果⁽⁴⁾により, 騒音源に最も近く, 早く, 騒音を減衰させることが有効である点Lのみで測定した. 音の発生は所定の周波数に設定された周波数発振器①からの波をアンプ③を用いて増幅し, これをスピーカに導入することによって行った. 机による音の反射の影響を除くため, ダクト端を机上端より30 cm突き出した. 音圧レベルの測定は, そのダクト端から30 cm離れた位置に設定したコンデンサマイク⑦で行い, その出力を精密騒音計(リオン製: NA-40)⑧を介してレベルレコーダ⑩で記録した. 実験は100~1 000 Hzの範囲の周波数で行った. ま

* 原稿受付 平成2年9月3日.

*¹ 正員, 九州大学工学部 (〒812 福岡市東区箱崎 6-10-1).*² 正員, 福岡工業大学 (〒811-02 福岡市東区和白東 3-30-1).

た、騒音は通常L特性で測定したが、比較のため1/3オクターブ分析器ならびにA特性による測定も行った。

3. 基礎式と共鳴形円筒消音器

消音器の構造は図2に示すように、のど部と共鳴部とから成り立っており、のど部を介して主ダクトに取付けられている。共鳴形消音器の理論共鳴周波数 f_0 は次式で与えられる。

$$f_0 = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V \cdot L_0}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$L_0 = L_1 + 0.8 \sqrt{S/n}$$

ここで、 C は音速、 S はのど部断面積($\pi D_1^2/4$)、 L_1 はのど部長さ、 V は共鳴部体積($\pi D_2^2 L_2/4$)、 n は1個の共鳴部が有するのど部の個数である。式の上では f_0 は、主ダクト径 D_0 に無関係である。

4. 実験結果および考察

減音周波数 f が300 Hzとなるように設計した消音器を主ダクト径 $D_0=50$ mmに設置し、のど部径 D_1 と主ダクト径 D_0 との比が減音効果におよぼす影響を調査した。その結果を図3に示す。消音器を構成している共鳴部は同一容積であり、 D_1 の変化に対して断面が円形の直管から成るのど部の長さ L_1 を変えて f_0 を一定とした。 Δ SPLは消音器を取付けない状態で測定した基準音圧レベルと消音器を取付けたときの音圧レベルとの差を意味し、下向きの矢印は減音を、上向きの矢印は増音を、その長さは変化量を表す。

図1 実験装置図

図2 共鳴形円筒消音器の構成

きの矢印は共鳴器を付けることによってかえって増音することを示し、その長さは変化量を表す。 D_1/D_0 が0.1, 0.2, 0.3, 0.4とした場合 Δ SPL量はそれぞれ7, 5, 17, 8 dBと理論周波数 $f_0=300$ Hzではいずれも増音している。また理論周波数近傍で最大の減音量を示す周波数(以下ではこれを減音周波数という)は共に260 Hz近傍にあり、前報⁽⁴⁾と同様にすべてにおいて減音周波数 f は理論周波数 f_0 より低く、 D_1/D_0 が0.3の場合は15 dB, その他はそれぞれ5 dB程度の減音量があった。

図4は径が75(●), 50(○), 30(□) mmおよび20(△) mmの主ダクトを用いて、理論周波数 $f_0=300$,

図3 のど部径 D_1 と主ダクト径 D_0 の比が減音に与える影響($D_0=50$ mm)

図4 のど部径 D_1 と主ダクト径 D_0 の比が減音周波数に与える影響

図 5 主ダクト径 D_0 と波長 λ の比が
減音周波数に与える影響 ($f_0=300$ Hz)

図 6 主ダクト径 D_0 と波長 λ の比が
減音周波数に与える影響 (D_1 を変化)

(b) のど部出口側を加工した場合

(a) のど部入口側を加工した場合

(c) のど部両側を加工した場合

図 7 のど部形状と減音効果との関係

600, 1 200 Hz となるよう設計した消音器に関して、のど部径 D_1 と主ダクト径 D_0 との比が減音周波数および減音量におよぼす結果を示したものである。 Δf は減音周波数 f と理論周波数 f_0 との差である。図4から D_1/D_0 の比が同じとき、理論周波数が低周波数ほど Δf が小さいこと、および Δf に与える D_1/D_0 の影響は少ないことがわかる。図4において、最も Δf が小さかった理論周波数 ($f_0=300$ Hz) において、主ダクト径と問題としている音の波長 λ の比がこの周波数にどのように影響しているかを図5に示した。 D_0/λ の比が同じところでは、主ダクト径とのど部径の比 D_1/D_0 はほぼ同一の Δf の値を示し、 D_0/λ の比が小さいほど理論周波数 f_0 に近づくが、減音量は小さくなった。一方、 Δf が大きくなると減音量が大きくなる傾向がある。この結果、主ダクト径 D_0 が Δf に大きく影響を与えることが明らかになった。

図6は、主ダクト径 D_0 が 20, 30, 50 mm および 75 mm のそれぞれについて、のど部径 D_1 を種々変化させたとき、理論周波数 ($f_0=300, 600, 1\,200$ Hz) の音の波長と主ダクト径との比が減音周波数とどのような関係にあるかを図示したものである。 D_0 が一定の条件下では、 D_0/λ と Δf との関係は右下がりの直線となり、 D_0/λ が Δf に与える影響が大なることが再確認された。しかし、図5と図6は、 Δf を考慮に入れてのど部の設計計算を行えば、減音させたい周波数に適した消音器がえられることを示唆している。

以上の減音周波数と減音効果についての実験においては、消音器ののど部形状として直円管のままの状態では調査したが、この状態では Δf が一般に零とならないことが判明した。そこで著者らはのど部に対して、くさび形 (図7中W記号で示す)、凸形 (V記号)、凹形 (C記号) の3種類の形状加工を施すとともに、その形状長さも変化させて減音効果を調査した。主ダクトは、 $D_0=50$ mm を使用した。

具体的には、のど部端径 30 mm、直円管部径 $D_1=12$ mm とし、それぞれの加工深さはのど部端より 7.5 mm (図7中添字1)、15 mm (添字2) と 22.5 mm (添字3) とした。これらののど部体積は、直円管のままの状態ののど部をもつ消音器に等しいのど部体積 ($v=19.6$ cm³) となるようにした。したがって、形状の違いによつてのど部直円管部の長さが、変化することになる。このときの理論周波数はすべて 260 Hz となるように設計されている。

図7(a)は、主ダクトからのど部への入口側に、図7(b)はのど部から共鳴部への出口側 [図7(b)中g記号で示す] に、図7(c)はのど部両側 (d記号) に、

それぞれ加工を施したときののど部形状と直円管状 s の減音効果との関係を図示したものである。各のど部形状の減衰特性の結果の左端に記した三つの数字は、式(1)の方法で求めた理論周波数 f_0 とは異なり、図8に図7(c)のdc2を例に示したように、A, B, およびCの斜線部をのど部と考えて算定した理論周波数である。すなわち、上段はAに対応し、のど部の全長 L_1 と直円管部径 $D_1=12$ mm より求めた理論周波数 f_0 を、中段はBに対応し加工を施していない直円管部の長さ L_1 と $D_1=12$ mm より求めた f_0 を、および下段はCに対応しのど部体積 ($v=19.6$ cm³) とのど部の全長 L_1 に対応する平均ののど部径 $\bar{D}_1$ を用いた場合の理論周波数である。

出・入口のいずれかを切削加工した場合には減音周波数は、いずれの形状においても理論周波数近傍にあるが、加工深さが深くなるに従って若干高い周波数へと移動している。しかし、それぞれののど部長さとのど部容積から求めた理論周波数と比較すれば、すべて低い周波数で減音されている。一方、減音量への効果は、直円管状ののど部を有する消音器 (図7中s) の減音量に比して、形状加工を施した消音器のほうがいずれも著しく減音する。特に加工深さがのど部端より 15 mm の消音器が減音量が大きいようである。

図9は、最も効果の著しかったのど部から共鳴部への出口に加工した消音器 [図7(b)中g] について、加工を施したのど部の直管部分の長さ L_1 と波長 λ との比が Δf に与える影響について表したものである。加

図8 理論周波数 f_0 を求めるときののど部諸元 [図7(c)のdc2の場合の例]

図9 波長 λ とのど部直管部分の長さ L_1 の比が減音周波数に与える影響

(a) ($f_0=288$ Hz の場合: $D_0=50$ mm) (b) ($f_0=524$ Hz の場合: $D_0=50$ mm)

図 10 消音器個数が減音効果に与える影響

工深さの最も小さいもの ($\Delta f = -20$ Hz) と大きいもの ($\Delta f = 20$ Hz) には、わずかの誤差が生じたが、中間の形のものは理論周波数と一致した。直管部だけののど部 (図 9 中 s) の消音器とは Δf に大きな差違がある。

以上、1 個の消音器による減音効果について調査してきたが、のど部形状を種々変化させたにもかかわらず、減音効果に期待したほどの良い結果が得られないことが判明した。そこで、消音器を 1 個から 4 個まで複数個取付けて減音効果を調べることにした。

図 10 は、消音器個数が減音効果に与える影響につ

いて調査した結果である。1 個の消音器は、減音したい周波数 f_0 が 288 Hz [図 10(a)] と 524 Hz [図 10(b)] となるように設計した。その際共鳴部は円管状の同じものを使用し、のど部長さ L_1 のみを変えた。のど部は両端とも加工を施していない直管状 ($D_1=12$ mm) のものである。このような形状の同じ消音器を 4 個作成し、主ダクト ($D_0=50$ mm) に同心環上に設置した。また個数による理論周波数 f_0 は式 (1) により n が増加すれば L_0 が減少し 1 個時の理論周波数より高い周波数となるので、それぞれの値を図 10 中に記入した。図 10(a), (b) の結果より、前述した結果と同様に減音周波数は、理論周波数より若干低い周波数となったが、式 (1) が示すように個数の増加により理論周波数が高くなるため、個数をふやすことにより理論周波数と減音周波数を一致させることができる可能性がある。また減音量も消音器個数が多くなるに従って、大となることから個数増加の有利性がある。ただし、図 10(b) に顕著に示されているように理論周波数の近くの周波数帯で増音も大きくなる傾向にあることに注意しなければならない。

5. 結 言

(1) 主ダクト径 D_0 とのど部径 D_1 との比 D_1/D_0 は周波数誤差 Δf にあまり影響しないが、減音量は D_1/D_0 が大なるほど大となる傾向にある。

(2) 減音周波数 f と理論周波数 f_0 は主ダクト径 D_0 と波長 λ との比 D_0/λ が小さいほど、すなわち主ダクト中で問題の音が平面波に近くなるほど一致してくる傾向がある。

(3) のど部の入口端、もしくは出口端に切削加工することによって、減音周波数を設計値に近づけることができる。これは特に出口端切削の場合に効果的でその際減音量も大となる。しかし出入口両端を切削すると、理論周波数と減音周波数との差が著しく大となる。

(4) のど部個数が多くなるに従って、理論周波数と減音周波数が一致する傾向があり、減音効果も大きくなる。

文 献

- (1) Anderson, J. S., *J. Sound Vib.*, 52-3(1977), 423.
- (2) Neise, W. and Koopmann, G. H., *J. Sound Vib.*, 73-2(1980), 297.
- (3) Beranek, L. L., *Noise and Vibration Control*, (1971), 201, 370, McGraw-Hill.
- (4) 深野, 功能, 機論, 53-494, B(1987), 3034.