

工場の給排気口における騒音対策方法の検討

一 消音装置の設計法の提案一

Examination of Noise Control Method in Supply or Exhaust Opening of a Factory - Design of Silencer -

金澤朗蘭*

要 旨

工場では、工場内から屋外へ伝搬する騒音を低減するため、給排気口に騒音対策が求められる。給排気量を確保した騒音対策には、一般的には消音ルーバーや消音チャンバといった消音装置を採用することが多い。これらの消音装置では、専門メーカーが既製品を組み合わせて必要性能を確保するケースが多いため、騒音低減量の目標値によっては設計できない場合がある。また、騒音低減量の目標値によっては消音装置の設置スペースが足りない場合もある。

これらの消音装置は給排気口に設けられるため、必要な給排気量を確保するためには騒音の低減量だけでなく圧力損失についても十分に考慮する必要がある。

そこで、目標とする騒音低減量と圧力損失の許容値を満足する消音装置を、既製品を使わずに設計できる方法を提案した。

キーワード：工場騒音、消音装置、消音チャンバ、圧力損失

1. まえがき

敷地境界における騒音レベルが基準値を超えないようにするため、工場では施設内の各所に騒音対策が施されている。中でも給排気口は給排気量の確保が必要であり、騒音対策として単純に塞ぐことができないため、消音ルーバー、消音チャンバなどの消音装置を専門メーカーに発注し、適用するケースが多い。

消音装置の専門メーカーでは、既製の消音装置を組み合わせて、騒音低減性能の目標値を満足する消音装置を設計・製作する。しかし、工場によっては給排気口の周辺に消音装置を設けるスペースが不足しているなど、既製の消音装置を配置できない場合がある。また既製品の組み合わせでは目標値が満足できない場合もある。

工場の給排気口に設けられる、専門メーカーの消音装置の例¹⁾を図-1に示す。専門メーカーの消音装置には、ルーバー状に吸音材を配置して騒音を低減する防音ルーバーや、箱状の装置の内部に吸音材が貼られた消音チャンバ、給排気口に覆いかぶさるようなフード形状の装置に吸音材を内貼りした防音フードなどがある。これらの消音装置では、基本的に内部に貼られた吸音材の吸音率と表面積で性能が決まる。

既製品を使わない場合、騒音の低減性能の目標値や必

要スペース等に応じた消音装置の設計が必要になる。消音装置は給排気口に設けられるため、必要な給排気量を確保するためには、騒音の低減量だけでなく圧力損失についても十分な考慮が必要である。しかし、従来の設計方法では、騒音の低減量と圧力損失を個別に検討するため、最適な消音装置を設計するのが難しい。

消音装置による騒音の低減性能は、消音装置の内部に貼られた吸音材の吸音性能だけでなく、消音装置内部における騒音の伝搬経路にも影響される。したがって、図-2に示すように、消音装置の内部における騒音の伝搬を抑制することでも、騒音が低減できると考えられる。一方、消音装置内部の騒音の伝搬を遮ることは、圧力損失を増大させることになるため、圧力損失に関する検討も必要になる。

消音装置である消音チャンバは、効果を得るための形状の制約が少なく、工夫次第で大きな騒音低減性能を得ることができる。そこで、消音チャンバの内部に騒音の伝搬を抑制する遮蔽物を設け、高さや位置等による、消音装置の騒音低減性能と圧力損失の変化を実験的に確認した。さらにこの結果から、目標とする騒音低減量と圧力損失の許容値を満足する消音装置の設計方法を提案した。

以下、概要を述べる。

*技術研究所

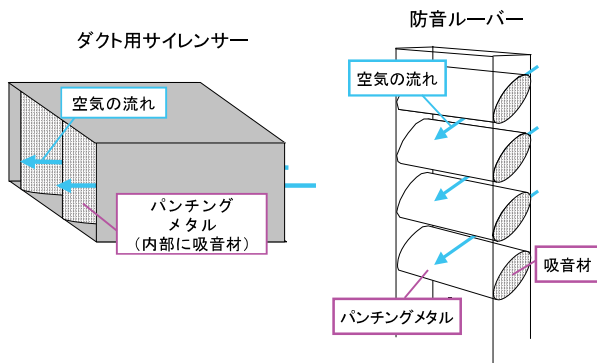


図-1 専門メーカーの消音装置例¹⁾

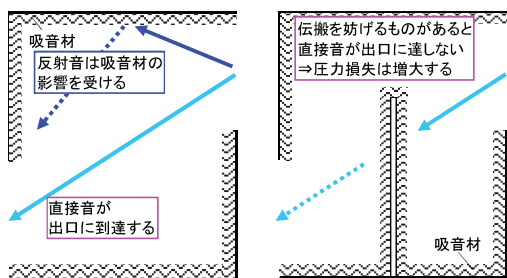


図-2 騒音の伝搬の考え方

2. 消音装置のメカニズム

2.1 消音装置の種類と適用場面

工場の給排気には大きく分けて、壁面または天井面全体を利用して給排気を行う場合と、壁面の一部に給排気口を設ける場合がある。

壁面または天井面全体を利用した給排気では、清掃工場の蒸気覆水器置き場への給排気がある。ここで採用される消音装置は、消音ルーバーやセル型消音器など、空気が流れる方向と平行に吸音面を配置し、吸音面積の大きさによって、必要な騒音低減量を確保する。消音ルーバーの概要を図-3に示す。

壁面の一部に給排気口を設けるケースには、工場の空調設備や換気口などがある。空調設備の場合には送風機を使用し、送風にダクトを利用する場合が多い。換気口では、施設内の必要換気量を満たすために壁面の一部にガラリを設け、送風機などを利用して給排気を行う。

壁面に設けた給排気口の騒音対策には、防音フードや消音チャンバを設ける。これらの消音装置の性能は、内貼りした吸音材の吸音率とその面積のほか、消音装置の形状が大きく関係する。

2.2 消音チャンバによる騒音低減方法

消音チャンバの基本形状を図-4に示す。消音チャンバの騒音低減性能の計算式は、次式²⁾となる。

$$R = 10 \log_{10} \frac{1}{S \left[\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{1-\alpha}{A} \right]} \quad (1)$$

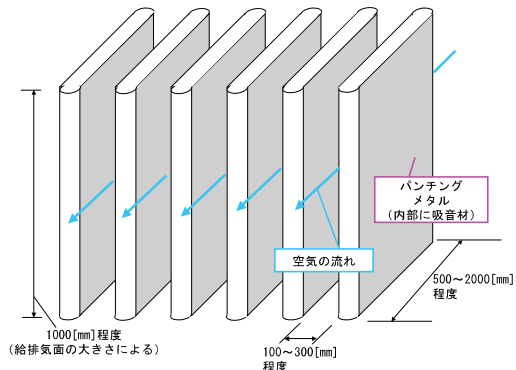


図-3 消音ルーバーの概要

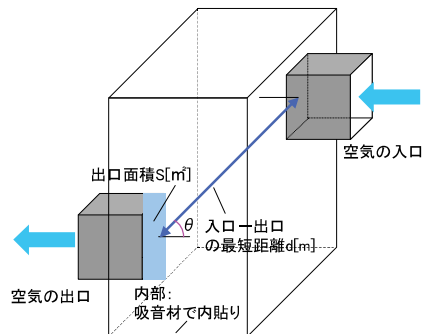


図-4 消音チャンバの基本形状

ここで、

- R : 消音チャンバの騒音低減性能 [dB]
- S : 空気の出口面積 [m²]
- d : 空気の入口と出口との最短距離 [m]
- θ : 空気の出口面の法線と d のなす角
- α : 消音チャンバに内貼りした吸音材の吸音率
- A : 消音チャンバ内の全吸音力 [m²]
- A = 消音チャンバ内表面積 × α

式(1)の分母の第一項は、消音チャンバの入口から入力した騒音が出口へ直接伝搬する成分(直接音)を、第二項は消音チャンバ内で拡散した騒音(拡散音)のうち、消音チャンバの出口から外部へ出て行く成分を示している。式(1)より、消音チャンバ内に直接音の伝搬を遮るための板(以下、遮蔽板と称す)を設ける(第一項を小さくする)ことで直接音を、さらに、消音チャンバ内部および遮蔽板に吸音材を貼ることで、拡散音を低減できると考えられる。

消音チャンバ内に遮蔽板を設けると、騒音および空気の伝搬経路が変化し、騒音低減性能や圧力損失に影響を与える。そこで、消音チャンバの内部に遮蔽板を設けた場合の騒音低減性能および圧力損失を検討するため、実験およびシミュレーションを行った。

3. 遮蔽板による騒音低減性能

3.1 消音装置の仕様

検討を行った消音チャンバ(以下、消音装置と称す)

の仕様を図-5に示す。消音装置の大きさによって、遮蔽面積比が同じでも遮蔽板に貼る吸音材の面積が変わり、遮蔽板による騒音低減量の効果に影響する可能性があるため、容積の大きさが異なる2種類の消音装置A、Bを製作した。消音装置の内部に遮蔽板がない場合には、一方の開口からもう一方の開口まで見通すことができる形状とした。なお、風量の違いによる圧力損失を検討するため、消音装置に異なる面積をもつ2つの開口部を設けた。消音装置は吸音材で内貼りされており、内部の吸音力も含めて性能が決定される。

3.2 実験に使用した消音装置の概要

消音装置の内部には、密度 32kg/m³、厚さ 25mm のグラスウール（ガラスクロス貼り）を貼った。遮蔽板の高さは、消音装置の一方の開口から他方の開口まで見通すことができない面積の割合（遮蔽面積比）により決めた。また、消音装置の各開口部と遮蔽板との距離の影響を確認するため、遮蔽板の設置位置が異なる場合についても検討を行った。なお、遮蔽板にも消音装置に内貼りしたものと同じグラスウールを貼り付けた。実験ケースを表-1に示す。音源の位置は、実際に消音装置が設置される状況を考慮し、残響室側の場合（屋内を想定：開口部 A2 側）と無響室側の場合（屋外を想定：開口部 A1 側）の2通りとした。また、遮蔽版の位置の違いによる圧力損失の変化や騒音低減量の変化を検討する。遮蔽面積比は、直接音の伝搬を抑制しない 0% から、消音装置の一方の開口部から他方を見通すことができない 100% まで変化させ、このときの騒音低減量を確認した。実験概要を図-6に、実験状況を写真-1に示す。

3.3 騒音の低減性能に関する実験結果

図-5に示す2つの消音装置の試験体を製作し、遮蔽板を設けた場合の実験から消音装置の騒音低減性能を確認した。各実験ケースの結果を図-7～図-10に示す。

音源を残響室に配置した場合の測定結果を図-7、図-8に示す。これらより、遮蔽面積比が大きくなるにつれて、消音装置の騒音低減性能が向上した。特に遮蔽面積比が 50% 以上の場合に、騒音低減量はおよそ 5dB 以上となり、消音装置の性能が向上した。また、遮蔽板の位置が音源側の開口部から遠くなる（設置位置Ⅲ→Ⅰ）ほど、騒音低減量が大きくなった。

音源を無響室に配置した場合の測定結果を図-9、図-10に示す。図-7、図-8との比較より、音源を残響室に配置した場合と比較して、測定結果の傾向に大きな差はみられなかった。しかし、遮蔽面積比が 50% 以上となる場合、残響室に音源を配置した場合と比較して、遮蔽板による騒音低減量は小さくなる傾向がみられた。

図-11、図-12に、消音装置 A、B について、音源を残響室に配置した場合の騒音低減量の周波数特性を示す。なお、遮蔽板を位置Ⅱに配置した場合である。騒音低減性能が大きくなるのは、おおむね 500Hz 以上の周

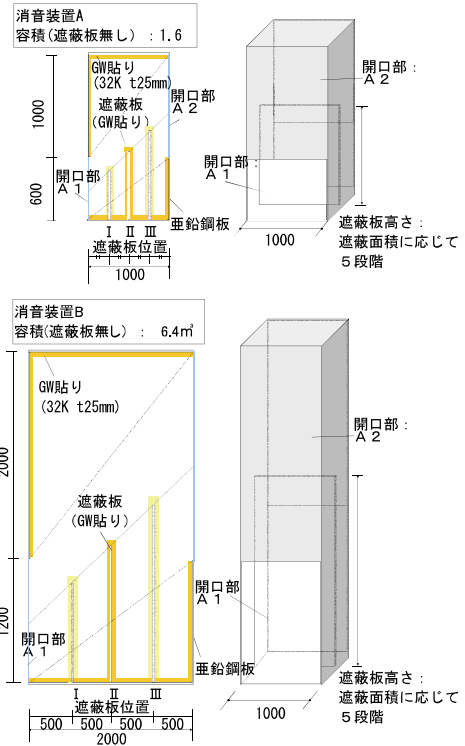
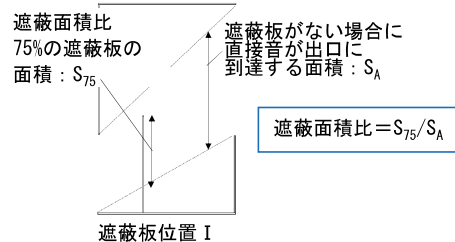


図-5 検討を行った消音装置の仕様（単位：mm）

表-1 実験ケース

消音装置	音源位置	遮蔽板位置	遮蔽面積比 [%]
消音装置A、 消音装置B	残響室	I	0、25、50、75、100
		II	
		III	
	無響室	I	
		II	
		III	

実験例：遮蔽板位置Ⅰ、遮蔽面積比75%の場合



実験概要

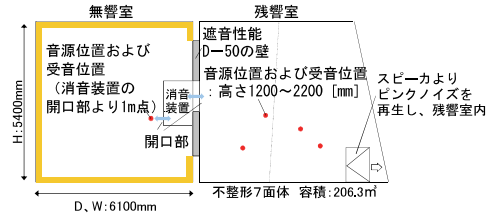


図-6 遮蔽面積比の考え方と実験概要

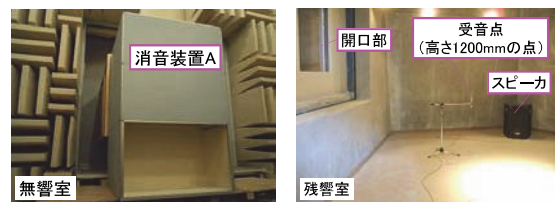


写真-1 実験状況

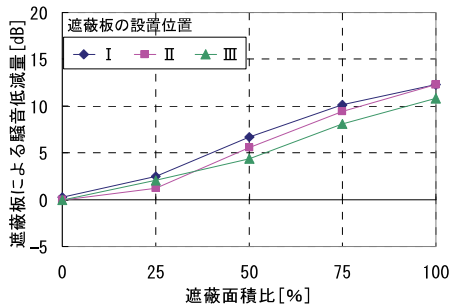


図-7 遮蔽板による騒音低減量
音源：残響室（消音装置A）

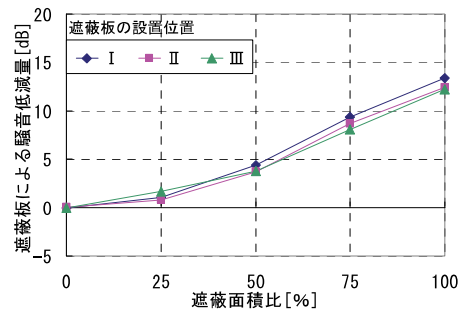


図-8 遮蔽板による騒音低減量
音源：残響室（消音装置B）

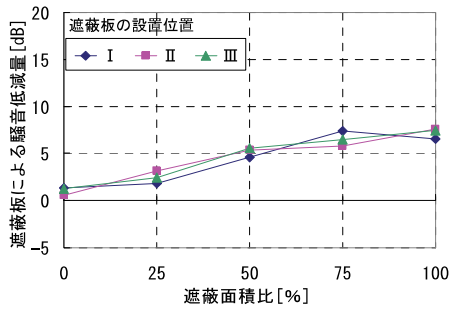


図-9 遮蔽板による騒音低減量
音源：無響室（消音装置A）

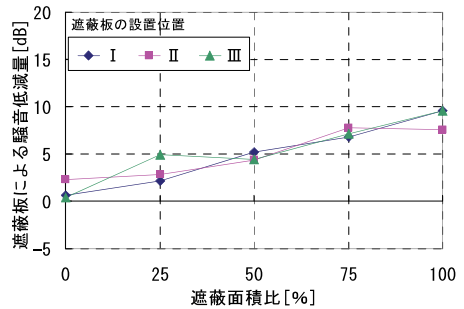


図-10 遮蔽板による騒音低減量
音源：無響室（消音装置B）

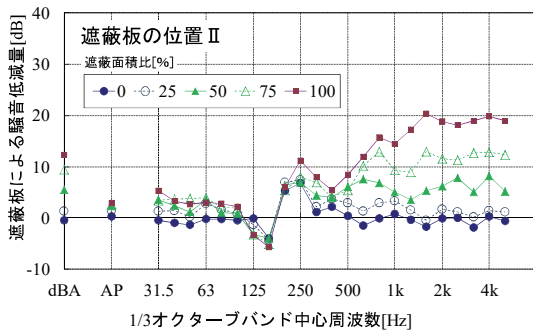


図-11 遮蔽板の効果の周波数特性
音源：残響室（消音装置A）

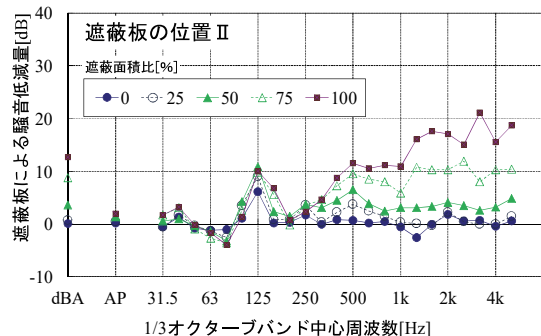


図-12 遮蔽板の効果の周波数特性
音源：残響室（消音装置B）

波数帯域である。また、消音装置 A では 125Hz 帯域付近で、消音装置 B では 63Hz 帯域付近で騒音が増幅されている。これは、増幅した周波数の 1/2 波長と消音装置の奥行き寸法が一致することから、共鳴現象が発生し増幅したと考えられる。音源を無響室に配置した場合においても、ほぼ同じ周波数特性の傾向を示した。

図-11 と図-12 の比較より、遮蔽板による騒音低減量は、500Hz 以上の周波数帯域において消音装置 A が消音装置 B よりも若干大きい傾向がみられた。遮蔽板による騒音低減量は、直接音の遮蔽による効果と遮蔽板に貼った吸音材による効果が考えられるが、吸音面積がより大きい消音装置 B の騒音低減量の方が消音装置 A よりも小さくなったことから、直接音の遮蔽による効果が吸音の効果よりも大きいことがわかった。なお、消音装置 A が消音装置 B よりも騒音低減量が大きくなった理由としては、消音装置 A は消音装置 B よりも開口部の面積が小さいため、遮蔽板によって直接音を効率よく

遮蔽できたと考えられる。

4. 遮蔽板による圧力損失の検討

4.1 遮蔽板がない場合の圧力損失の考え方

図-13 に空気流れのイメージ図を示す。空気を非圧縮性で粘性のない完全流体とすると、流れを表すベルヌーイの式は次式³⁾となる。

$$p_1 + \frac{\rho}{2} v_1^2 + (\rho - \rho_0) g h_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} v_2^2 + (\rho - \rho_0) g h_2 + p_r \quad (2)$$

ここで、

p_1, p_2 : 圧力[Pa]

ρ : 経路管内の密度[kg/m³]、 ρ_0 : 外気の密度[kg/m³]

v_1, v_2 : 流速[m/s]

g : 重力加速度[m/s²] = 9.8

h_1, h_2 : 基準面からの高さ[m]

p_r : 2点間の圧力損失[Pa]

式(2)の第一項は静圧、第二項は動圧、第三項は浮力を意味する。なお、圧力損失 p_r には直管部の摩擦抵抗による p_{rf} と、形状による空気抵抗で局部的に生じる形状抵抗 p_{ri} がある。

消音装置の内部に遮蔽板を設けた場合、遮蔽板による空気抵抗から発生する圧力損失 p_{ri} は動圧に比例定数 ζ をかけた次式³⁾で表現される。

$$p_{ri} = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (3)$$

ここで、 ζ は形状抵抗係数と呼ばれる。消音装置の場合、 ζ は消音装置の容積、寸法、入口寸法、出口寸法から計算式⁴⁾を用いて算出する。

4.2 シミュレーションによる遮蔽板の圧力損失の検討

騒音低減量の検討における実験と同様のケースについて、遮蔽板が圧力損失に及ぼす影響をシミュレーションにより確認した。検討は、消音装置 A のみについて行った。計算ケースを表-2に、計算モデルを図-14に示す。空気の流入位置は2ケースとし、風量が異なる場合についても検討を行った。なお、計算には三次元熱流体解析ソフトウェア (STREAM、クレイドル社) を使用した。

計算結果を図-15、図-16に示す。いずれのケースにおいても、遮蔽面積比が大きくなるにつれて圧力損失が増大した。また、入口位置によって圧力損失が大きく異なることがわかった。空気が A1 から流入する場合、遮蔽面積比の増大による圧力損失は最大でも 40Pa 程度であったが、空気が A2 から流入する場合、遮蔽面積比が 50%を超えると急激に圧力損失が増大し、最大でおよそ 140Pa 程度となった。これは、流入口が A2 の場合では、A1 の場合と比較して風量が 2 倍程度大きくなるのに対し、流出口の開口面積が流入口の約 1/2 程度であり、遮蔽板による圧力損失の影響を大きく受けたためであると考えられる。

以上より、遮蔽板の高さと設置位置が圧力損失に及ぼす影響について確認できた。遮蔽板の位置の違いにより圧力損失に大きな差が見られたが、これについては 5.2 節で述べる。

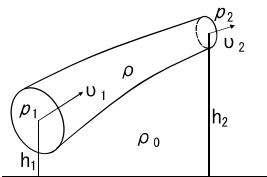


図-13 空気流れのイメージ

表-2 計算ケース一覧

消音装置	空気の流入口	遮蔽板位置	遮蔽面積比[%]
消音装置A	A1	I	0、25、50、75、100
		II	
		III	
	A2	I	
		II	
		III	

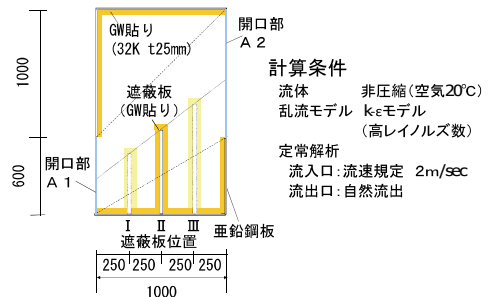


図-14 計算モデル

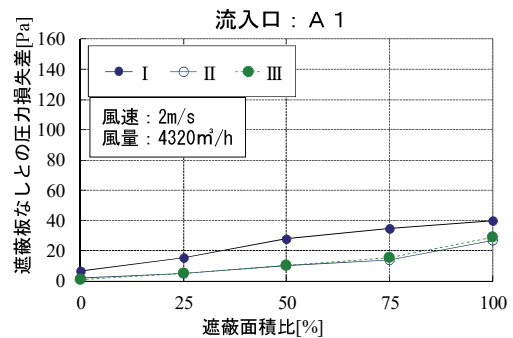


図-15 遮蔽板による圧力損失：入力 A 1

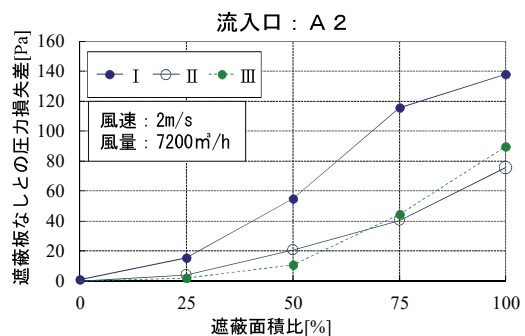


図-16 遮蔽板による圧力損失：入力 A 2

5. 考察

5.1 遮蔽板による消音装置の性能向上について

図-7～図-12より、消音装置の騒音低減量は、遮蔽面積比が大きいほど増大することがわかった。さらに、消音装置で騒音低減量が得られる周波数帯域は主に中～高音域であることがわかった。これは、消音装置に入力した音響エネルギーの一部が、遮蔽板によって反射することによって、流出口に到達するエネルギーが減少したためと考えられる。一方、遮蔽板によって回折現象が発生する低音域については効果が得られにくいため、低音域が大きな音源の場合には、設計時に消音装置の周波数特性の確認が必要である。遮蔽板の位置は、音源が残響室の場合に若干の影響が見られるものの、消音装置の騒

音低減性能には大きな影響を与えなかったと考えられる。このことから、消音装置の仕様を検討する際に、遮蔽板の位置については圧力損失の大きさを決定し、その後、騒音低減量を検討することが合理的と考えられる。

5.2 遮蔽板による消音装置の圧力損失の増大について

図-15 と図-16 より、遮蔽板の位置が I の場合、遮蔽板の位置が II、III の場合と比較して圧力損失が大きくなる傾向が見られた。さらに、この傾向は流入口の位置が変化しても同様であった。この原因として、遮蔽板の位置 I は開口面積がより小さい A1 に近く、A1 が流入口でも流出口でも空気の流れを大きく阻害するため、圧力損失の増大に繋がったと考えられる。また、遮蔽板の位置が II、III である場合には、両者の圧力損失に大きな差はなかった。このことから、開口部間の中心位置よりも風量がより大きな開口側に遮蔽板を設けることで、必要な騒音低減量を確保しつつ、圧力損失を小さくできる。

6. 騒音低減量と圧力損失を考慮した消音装置の設計方法

5.1、5.2 より、遮蔽板によって騒音低減量が大きくなると圧力損失が増大する、というトレードオフの関係だけでなく、流入・流出口と遮蔽板の位置関係が騒音低減量と圧力損失に影響することも分かった。

これらの結果から、騒音低減量と圧力損失を考慮して目標とする騒音低減量と圧力損失の許容値を満足する消音装置を設計するため、以下の方法を提案した。設計フローを図-17 に示す。また設計手順を以下に示す。

- i. 騒音低減量と圧力損失の目標値を決定する
- ii. 設置スペース等から消音装置の形状、寸法を決する
- iii. 式(1)と式(3)によって、遮蔽板のない消音装置の騒音低減性能と圧力損失を算出する
- iv. iii. の計算結果から、騒音低減量が目標値を満たさない場合は、遮蔽板を設置することで騒音低減量を確保する。このとき、圧力損失が目標値よりも小さくなるよう遮蔽版の位置を検討する

騒音低減量と圧力損失を検討する際には、3、4章における実験結果やシミュレーション結果を利用する。この設計フローに基づくことで、騒音低減性能と圧力損失の目標値を同時に満たす消音装置を設計できる。

ただし、適用可能な範囲は、今回検討を行った消音装置の形状に限定されるが、それ以外の形状をもつ消音装置については、別途シミュレーションなどにより検討を行う必要がある。

7. あとがき

消音チャンバの内部に騒音の伝搬を妨げる遮蔽板を設

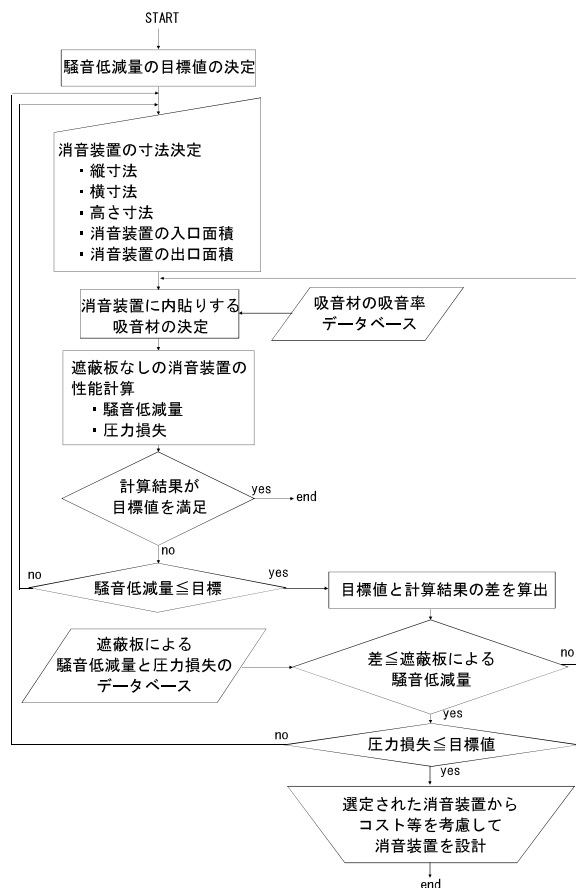


図-17 設計フロー

置することにより、煩雑な検討手順を踏むことなく消音装置を設計する方法を提案した。

現状での課題は、消音装置が今回の検討対象の単純な形状とは異なる複雑な形状の場合や、機械による給排気を行うケースにもこの設計フローを適用可能にすることである。今後は、より多くのケースにも対応できるように、消音装置の形状や入口の位置、サイズなどについても検討を行う予定である。

【参考文献】

- 1) 株式会社ササクラ、カタログ「ダクトサイレンサー」、および「防音ルーバー」
- 2) たとえば、前川純一、森本政之、坂上公博、「建築・環境音響学 第二版」、共立出版株式会社、pp.123、2000.9
- 3) たとえば、田中俊六、武田 仁、他、「最新 建築環境工学」、井上書院、pp.157-161、2006.3
- 4) たとえば、空気調和・衛生工学会、「空気調和衛生工学便覧第14版 3.空気調和設備編」、pp.182、2010.2