

換気騒音測定用の無音送風装置と残響室

渡 辺 要・勝 田 高 司・石 井 聖 光
後 藤 滋・寺 沢 達 二

空調装置から発生する騒音のうち、送風時にダクト系で発生するものの原因と、その防止対策を研究することを目的として、無音送風装置と残響室を建設した。この報告はその設計と完成後の特性に関するもので、消音器の設計に当たって空中超音波を利用した模型実験を行なった。

1. 緒 言

この研究は空調装置の騒音制御問題の中で、もっとも資料の乏しい送風時にダクト系で発生する騒音の原因とその防止対策に関する資料をえようとするものである。研究の対象として、主に建築の送風設備におけるメインダクトを考え、高速気流を送風したとき、直管、曲りダクトなどで、ダクトの振動およびその中で発生する騒音について実測し、解析することとした。

そのためには送風機から発生する騒音を取り除いた無音送風装置を必要とする。またダクト系で発生した騒音を測定するためにダクトを残響室内に導き、ダクトから残響室内に放射されて、拡散状態に達した音を測定してこの値からダクト内で発生した騒音のパワーレベルを求めるのがもっともよい方法と考えた。

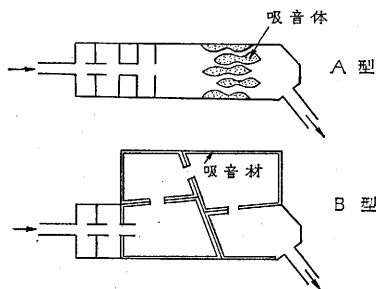
そこで実物大ダクト (600×600 mm または 600 mmφ) に対してダクト内速度 20 m/s までの気流を送れる無音送風装置、ならびに給排気口を有する残響室を建設することとした。

まず無音送風装置をつくるために、送風機騒音を十分に消音する必要がある、送風機吐出側ダクト内の音圧レベルに対して減衰量 70 dB 程度を目標とした消音装置を設計することとし、模型実験によってその検討を行なった。つぎに残響室はすでに定評のある小林理学研究所の吸音率測定用残響室を参考にすることとした。

この報告は、これらの施設の設計経過と完成後の特性について述べたもので、この施設を利用した研究結果はつぎの機会にゆずることとしたい。

2. 消音室の基本設計

消音室設計の基本的な考えかたとして低音部はフィル



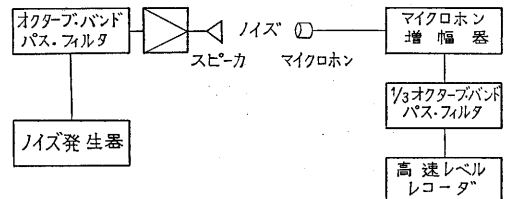
第 1 図 消音装置設計の基本案

タ型により、中高音部は吸音材料を主としたものとする。こととし、第 1 図に示す A 型、B 型の二つの案を考えた。低音用のフィルタ型の部分は同じであるが中高音部について A 型は気流が吸音体の間を通り抜けてゆくタイプを主に用いているのに対し、B 型は吸音処理をした多数の部屋を気流がつぎつぎに通るタイプのものである。このいずれがすぐれているかを決定するには資料が不十分であったので、模型実験によって検討することとした。

3. 模型実験による消音測定

A 型、B 型の模型を製作し、音響と気流の測定を行なった。模型は縮尺 1/8 のもので、2.5 cm 厚のホモゲンホルツで作り、上面は内部が観察できるようにアクリルライト板を用いた。

(1) 消音特性の測定法 消音装置模型の各点についてマイクロホンを移動して音の減衰量を測定した。測定



第 2 図 音響測定のプロックダイアグラム

のプロックダイアグラムを第 2 図に示す。測定の周波数は実物における 60~8,000 cps を対象に考えると 1/8 の模型内では 315~63,000 cps となり、測定周波数が超音波域にまで達するのでスピーカ、マイクロホンは周波数に応じて第 1 表のように使い分けた。

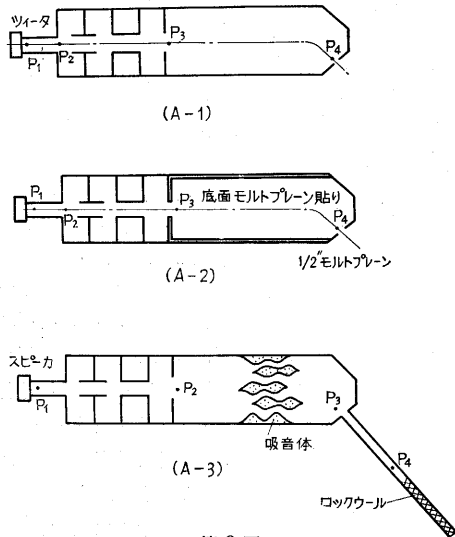
第 1 表 使用スピーカおよびマイクロホン

周波数範囲	スピーカ	マイクロホン
315~2,000cps	45型ダイナミック	ラベル型クリスタル
2,000~20,000	コーン型ツイータ	イヤホン型クリスタル
20,000~63,000	コンデンサ型	コンデンサ型(UCM-1型)

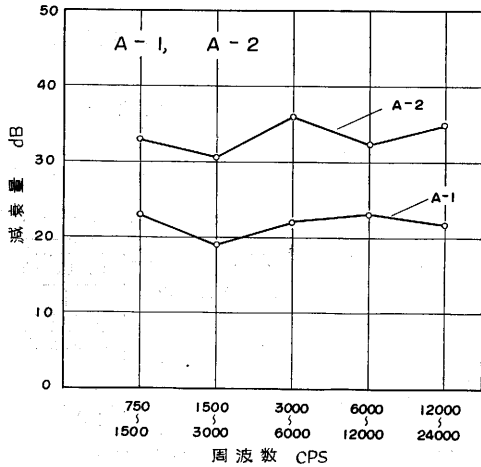
測定には主として 1/3 オクターブバンドノイズを用い、その実物と模型との周波数の対応はつぎの第 2 表のようである。

第 2 表 1/3 オクターブバンドノイズの中心周波数 (cps)

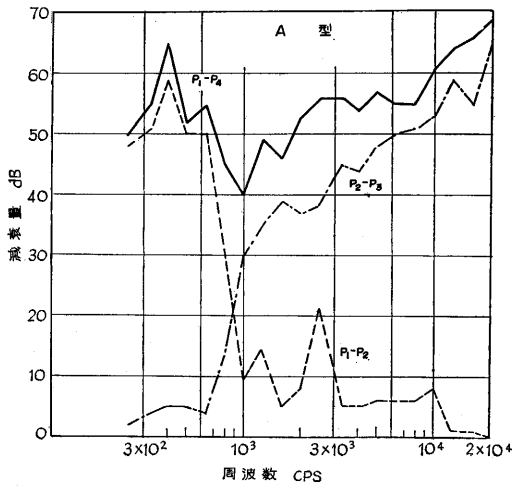
実物	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400...
模型	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150...



第3図



第4図 (A-1) と (A-2) の消音特性の比較で P₁ と P₄ のレベル差



第5図 A型消音装置の減衰特性

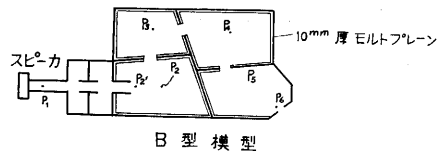
(2) A型消音装置の消音特性 A型は低音域を音響フィルタにより、中高音域は吸音体によって音を減衰させようとするものである。

予備実験: はじめに予備実験として第3図の上二つに示すようなA型に吸音体を入れない場合について、内貼りの有無による減衰の相違を騒音計によって測定してみた。A-1は内貼りしない場合、A-2は側面および底面に12mm厚のモルトプレートを内貼りした場合である。この両者の測定結果について、測定点P₁およびP₄における音圧のレベル差(この2点間の減衰量)を比較したものが第4図であり、内貼りしたA-2のほうが総体的に約10dBレベル差が大きい。

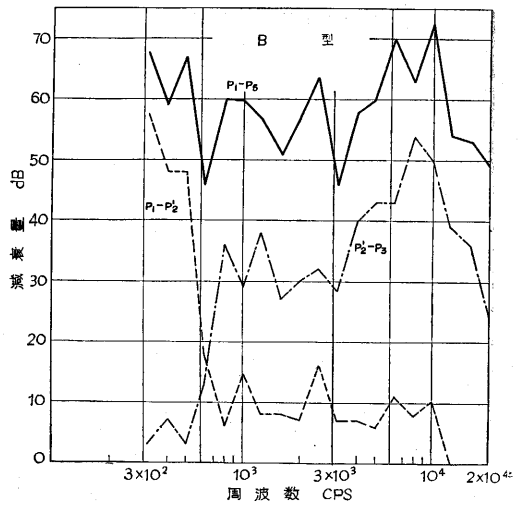
A型についての測定: 第3図(A-3)に示すA型の各点について、P₁に対する各点の減衰量を1/3オクターブバンドノイズで測定した測果は第5図のようで630cps以下ではフィルタ部による減衰が大きく、1,000cps以上では吸音体部による減衰が大きく、全体としてP₁~P₄の間の減衰量は40~60dBである。

(3) B型消音装置の消音特性 B型は第6図のように低音域をフィルタ部で、中高音域を壁に吸音材料を取り付けた部屋割部分で減衰させようとするものである。模型では部屋割部分に壁と床面に10mm厚のモルトプレートを貼っている。

第6図の各点における音圧を測定してP₁点からの減衰量を求めたところ、P₄~P₅では減衰が多少小さくなってはいたが、これは模型の遮音が不十分で音がはいったためと思われる、その影響は数dB程度と考えられる。



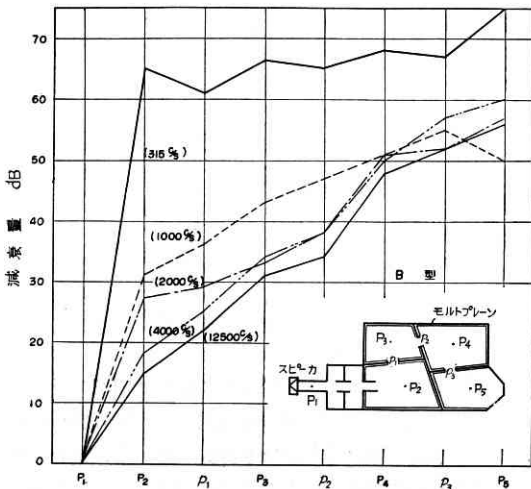
B型模型
第6図 B型消音装置



第7図 B型消音装置の減衰特性

第 7 図はフィルタ部 (P_1-P_2') と部屋割部分 ($P_2'-P_5$) に分けて減衰特性を表わしたもので、全減衰量は 50~70 dB である。

なお詳細に減衰過程をみるため、隔壁開口における音圧 p_1, p_2 などを測定して位置による減衰の様態を示した例が第 8 図である。このいずれからも低音部ではフィルタ部により、中高音部では部屋割部分によって消音されることが解る。



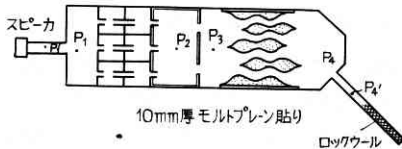
第 8 図

模型に使用した内貼材 (10 mm 厚モルトプレーン) の吸音率は、チューブ法によって垂直入射吸音率 α_0 を求め、これを理論的な統計入射吸音率 α_{stat} に換算¹⁾ して α と考えた。この値は第 2 表のようである。

第 2 表 内張り材の吸音率

$f(\text{cps})$	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
α_0	0.04	0.04	0.03	0.03	0.05	0.05	0.08	0.19	0.17	0.29	0.47	0.76
α_{stat}	0.05	0.05	0.05	0.06	0.09	0.09	0.13	0.32	0.30	0.50	0.70	0.97

(4) A 改良型消音装置の消音特性 A 型, B 型に用いた低音域を消音するためのフィルタは約 630 cps 以下 (実物で約 80 cps 以下) に対しては有効であるが、中高音用消音器の特性からみてもう少し高い周波数までこのフィルタ型に受け持たせることが望ましい。そこで現在のフィルタを検討したところ 800 cps 以上では radial mode が発生することが解り、これを防ぐためにはフィルタ部分の寸法を小さくして radial mode が発

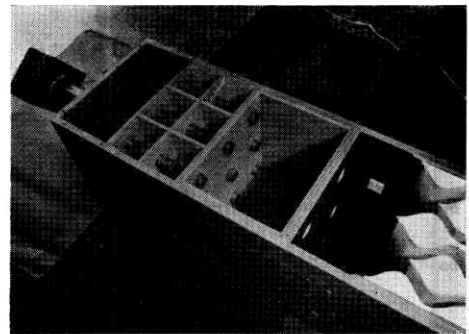


第 9 図 A 改良型

生ずる周波数を上げればよいことが解った。そこでこのフィルタ部分を 9 分割して一辺の長さを 1/3 とし、九つのフィルタを並列に使って気流に対する抵抗を上げずに、フィルタの消音効果が有効な周波数を約 3 倍に拡げること考えた。そのため気流配分の点からフィルタ部手前にプレナム室を加え、また後述するように吸音体部に対する気流の点をも考えて A 型における 3 段目の室を変形して吸音材を貼った消音室とし、通気孔を 9 分配から 4 分配として吸音体部分に接続した (第 9 図参照)。第 10 図は A 改良型模型の写真である。この消音装置のフィルタ部の減衰量は第 11 図、吸音体部分の減衰量は第 12 図

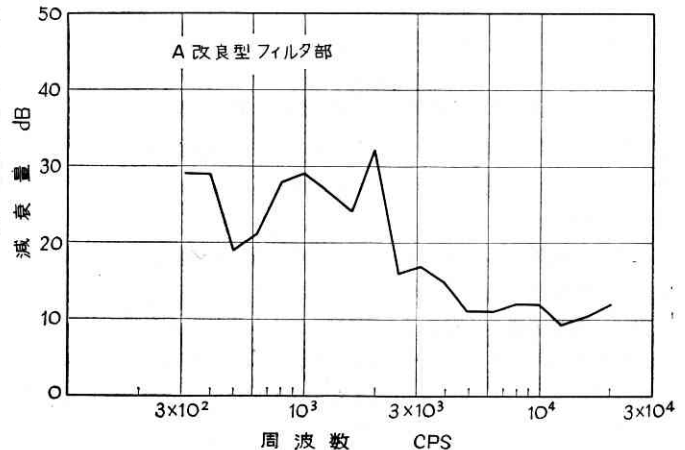


(a) 全景

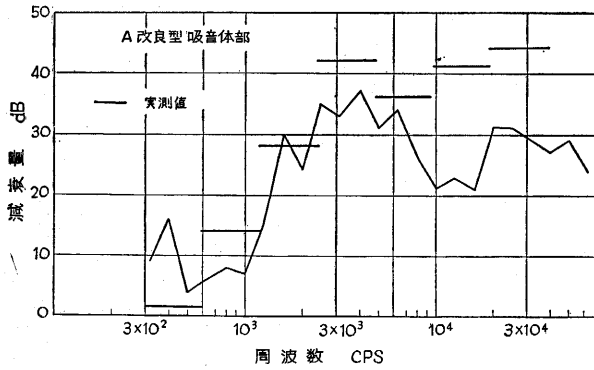


(b) フィルタ部

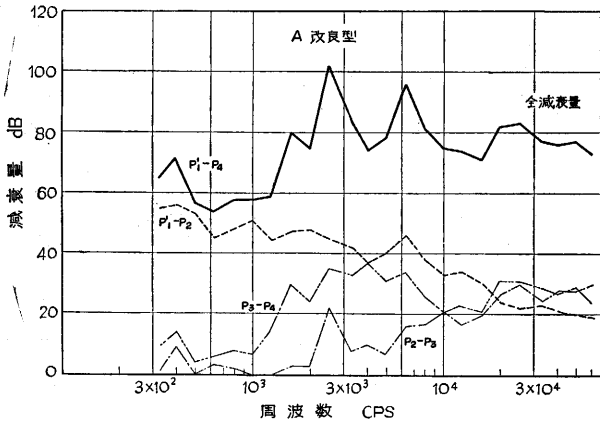
第 10 図 A 改良型模型



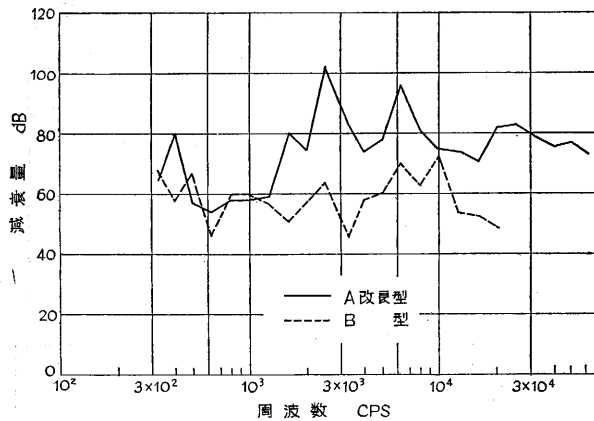
第 11 図 A 改良型フィルタ部の減衰特性



第 12 図 A 改良型吸音体部の減衰特性



第 13 図 A 改良型全体の減衰特性



第 14 図 A 改良型と B 型の減衰量の比較

のようで、全体の消音量をフィルタ部^{2),4)}と吸音体部分³⁾その他の消音量の和と考えてグラフにしたものが第 13 図である。

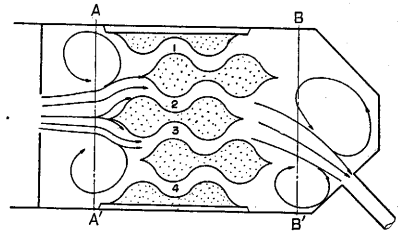
これらの結果をみるとフィルタ部分で減衰する周波数範囲が予想通り拡がっていることがわかる。

(5) 消音装置の比較 音の減衰特性だけから A 改良型、B 型の比較をすると第 14 図に示すように、A 改良型は B 型にくらべて減衰量が大きく、1,600 cps (実物で 200 cps) 以上では目標の 70 dB 減衰が十分期待できることがわかる。

4. 模型による気流測定

消音室は音響特性ばかりでなく、送風時に気流に無理のないことが大切である。消音室模型を用いて、各部における気流の状況を観察し、また全体の抵抗係数を求めた。

(1) A 型消音装置の気流特性 A 型ではフィルタ部から吸音体部にはいるところが、断面中央の 1 箇の孔によっているため、吸音体部の中央の気流が強くなることが予想され、模型による観察結果もそのことを裏付けている。第 15 図は気流の状況を観

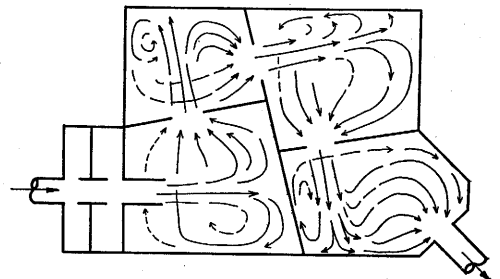


第 15 図 A 型消音装置の吸音体部における気流

察した結果で、AA' 断面に吹出した噴流はそのまま吸音体部の 2, 3 部分を通過して、BB' 断面ではいく分出口側の B' のほうに偏している。また一部は 1, 4 に逆流しようとしたりする。2, 3 の中央高付近 (10~30 cm) における気流速度は、他の部分におけるそれが 0.3~0.6 m/s であるのに対して 1~4 m/s 程度にも達している。また AA' 断面および BB' 断面中央部付近における最大速度は、それぞれ約 7 m/s および 1.7 m/s であった。

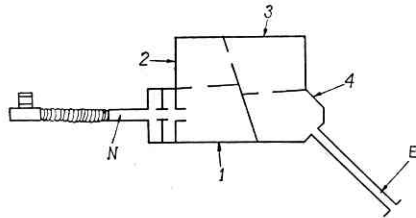
(2) B 型消音器の気流特性

a. 気流の状況 B 型ではフィルタ部から吹き込まれた気流がつつぎと四つの部屋割に移ってゆくわけで、各室では拡散屈曲が複雑に行なわれる。これらを図示したのが第 16 図で、もちろん上下方向にも拡散している。



第 16 図 B 型消音装置の部屋割部における気流

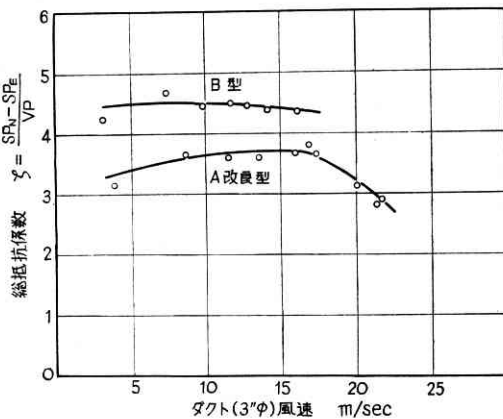
b. 抵抗係数 小型ブロウを駆動して模型に送風し、入口出口管内の流速約 3~16 m/s の範囲で抵抗の測定を行なった。測定は第 17 図に示す各点において静圧をよみ、各部屋割間および全体の抵抗による損失をみた。また E 点において流速をピトー管で測った。入口、出口



第 17 図 B型消音装置における静圧測定位置

管の径は等しく、NおよびE点の静圧の差から全体の損失を求めた。

この結果によるとフィルタ部のみによる損失は比較的少なく、抵抗係数にして $\zeta=1/4$ 程度（管内速度基準）とみなせる。ただし出口損失分を1としてこれを含まない。各部屋割り間の抵抗は、入口管内の速度を基準にして $\zeta=1/2$ 程度であるが、第2、第3室間のそれは小さい。全体としての抵抗係数は第18図に示すように4.5程度となる。



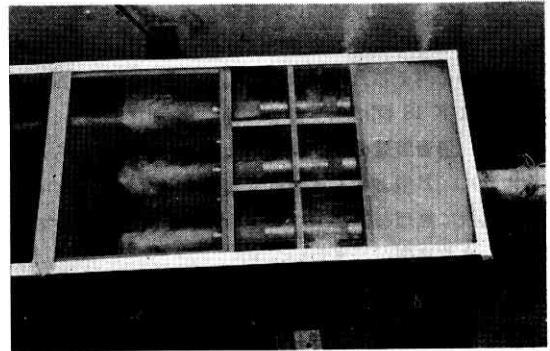
第 18 図 消音装置の気流に対する抵抗係数の比較

(3) A改良型の気流特性

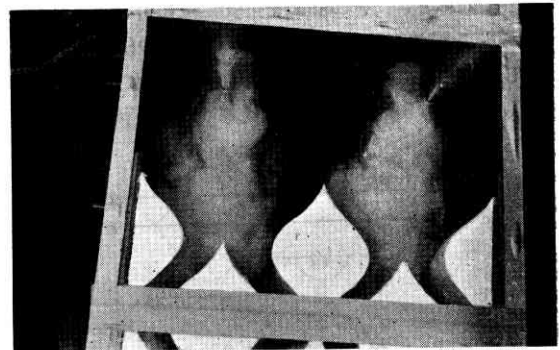
a. 気流の状況 A型における気流上の欠陥を考慮して、フィルタ部後部をチェンパとし、吸音体部吹き込みを4カ所に配分して行なった。またフィルタは音響のために上下左右に9分割してあり、空気配分のために入口側にもチェンパが設けられている。これら9分割および4分割に対する気流の様態を調べた。9分割フィルタに対して、前部チェンパの入口はファン接続のための開口が断面中央にあるため、気流は中央部フィルタを貫通する恐れがある。フィルタ部出口において流速を測定した結果、中央部フィルタを除いてはほぼ均一に吹き出しているが、中央部フィルタからはそれらの約2.3倍の速度で吹き出している。それゆえ実施設計においてはチェンパ中間に100メッシュの金網を設けて気流の均一化を計った。第19図(a)はフィルタ部およびその出口における気流の状況を示すものである。

つぎに後部チェンパより吸音体部に吹き込む気流の状

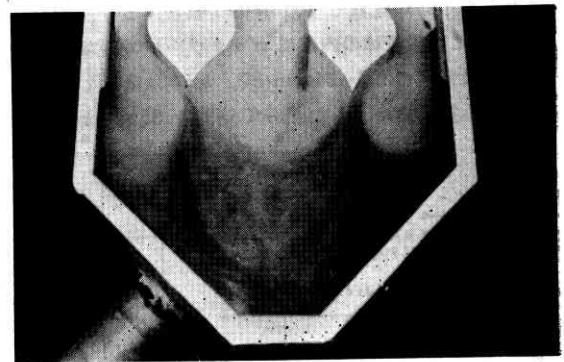
況は第19図(b)のようで、吸音体部に均等に流れ込むことがわかる。4分割した吹出口について、吹出速度をピトー管で測定した結果は極めてよく均一であった。第19図(c)は吸音体出口側における状況で、ほぼ均等に流れ出している様子がわかる。



(a)



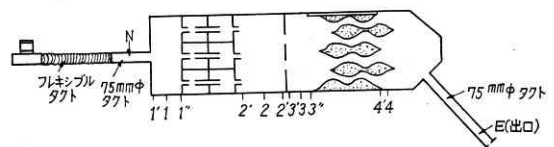
(b)



(c)

第 19 図 A改良型消音装置の気流

b. 抵抗係数 B型の場合と同じ方法で抵抗の測定を行なった。測定点は第20図のようで、入口出口管内の



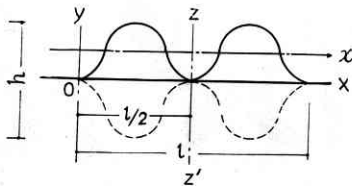
第 20 図 A改良型消音装置模型における静圧測定位置

流速範囲は約 3.5~21 m/s である。各部分の抵抗は、管内速度基準の抵抗係数 ζ で表わして、前置チェンバ 1.3, フィルタ 0.6, チェンバ・吸音体間隔壁 0.7, 吸音体部ほとんど 0, ダクト入口部 0.8 前後である。ここで注目すべきことは、フィルタ部および吸音体部の抵抗が小さいことで、前者は挿入管などが接近しているため、後者はその自由面積が入口管断面積の約 13 倍もあるためと考えられる。全体としての抵抗係数 (N-E 間の) は第 18 図に示すように約 3.5 前後である。

(4) 消音装置の気流特性の比較 第 18 図からわかるように、B 型よりも A 改良型のほうが抵抗が小さく、また気流に無理な偏りがない。したがって気流特性の上からも A 改良型が好ましい。

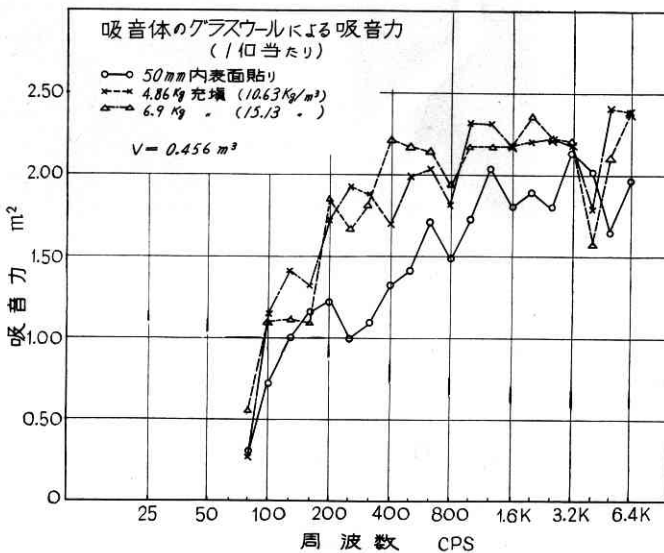
5. 消音装置各部分についての検討

(1) 吸音体消音部 A 型および A 改良型に用いた吸音体はつぎのようである。第 21 図に示すように X 軸に対して対称とし、その曲面を正弦曲線とする柱状のものである。模型実験に際しては Beranek の研究⁵⁾を参考にし、その 1/2 の寸法のものと考え、これを 1/8 に縮尺して長さ $l=8/8$ および最大厚 $h=2.5/8$ とした。

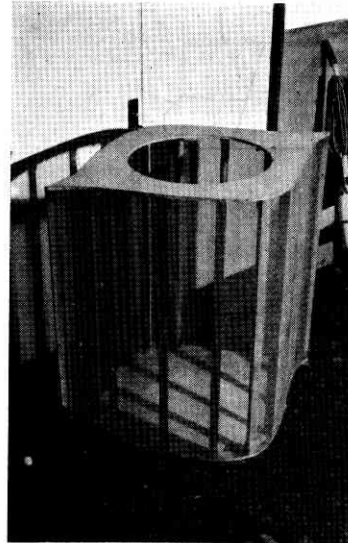


第 21 図 吸音体の形

これらを千鳥に配置して、隣りの吸音体との空隙を約 4 cm とし、吸音体の内部にロックウールを充填した。実物の吸音体では $l=244$ cm (8'), $h=80$ cm とし、相互の中心距離 75 cm, したがって空隙を 35 cm として配



第 22 図 吸音体の吸音力



第 23 図 試作した実物大の吸音体 (吸音材は充填していないもの)

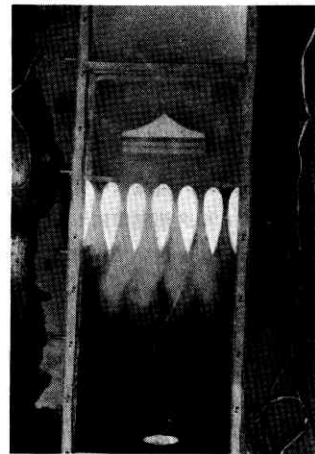
列した。

吸音体の内部に吸音材を充填する方法を検討するため第 21 図の ZZ' 軸で切った単一の実物大の高さ 1 m のものを試作し、内部にガラス繊維を充填した場合と、50 mm 厚のものを内貼りして空洞にした場合について、残響室を用いてその吸音力を測定した。その結果は第 22 図のよう

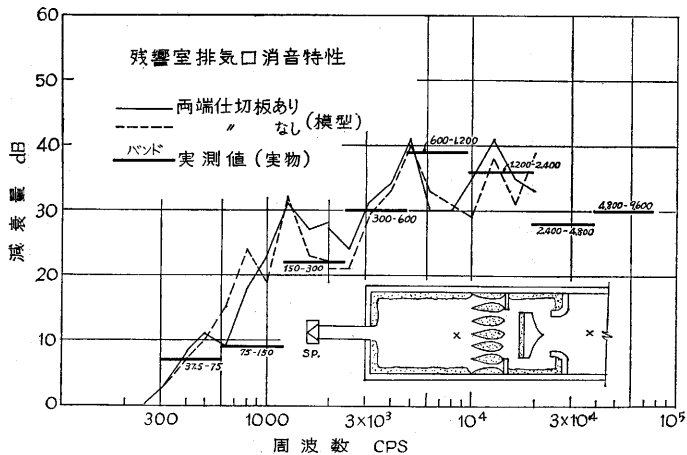
で、試作吸音体の写真は第 23 図である。吸音体の吸音力は低音では小さく、高音になると大きくなる傾向があり、全般に内部を空洞にすると吸音力が小さいことが解った。また内部まで充填したとき、その密度を約 $10 kg/m^3$ と $15 kg/m^3$ の二つについて比較したが、顕著な差異は認められなかったが実施設計では $15 kg/m^3$ とした。

(2) 残響室からの排出部 一般の残響室と異なる大きな特徴として、本実験に用いる残響室には多量の空気が吹き込まれ、その排出口が必要なことである。排出口において流速が著しく上がるのを避けるため、送風ダクト寸法 (60 cm×60 cm) に対して 1 m×1 m の排出口を設けることとした。このため、残響室内の吸音力が増し、また外部からの騒音侵入が問題になるので、第 26 図に示すような翼形吸音体による消音と、高音反射用パツフルを工夫した排出部を設けた。

この特性を明らかにするため、消音室の場合



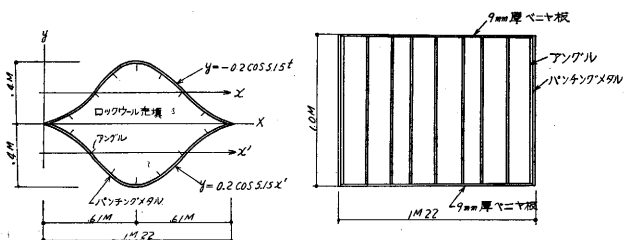
第 24 図 残響室排出部の気流



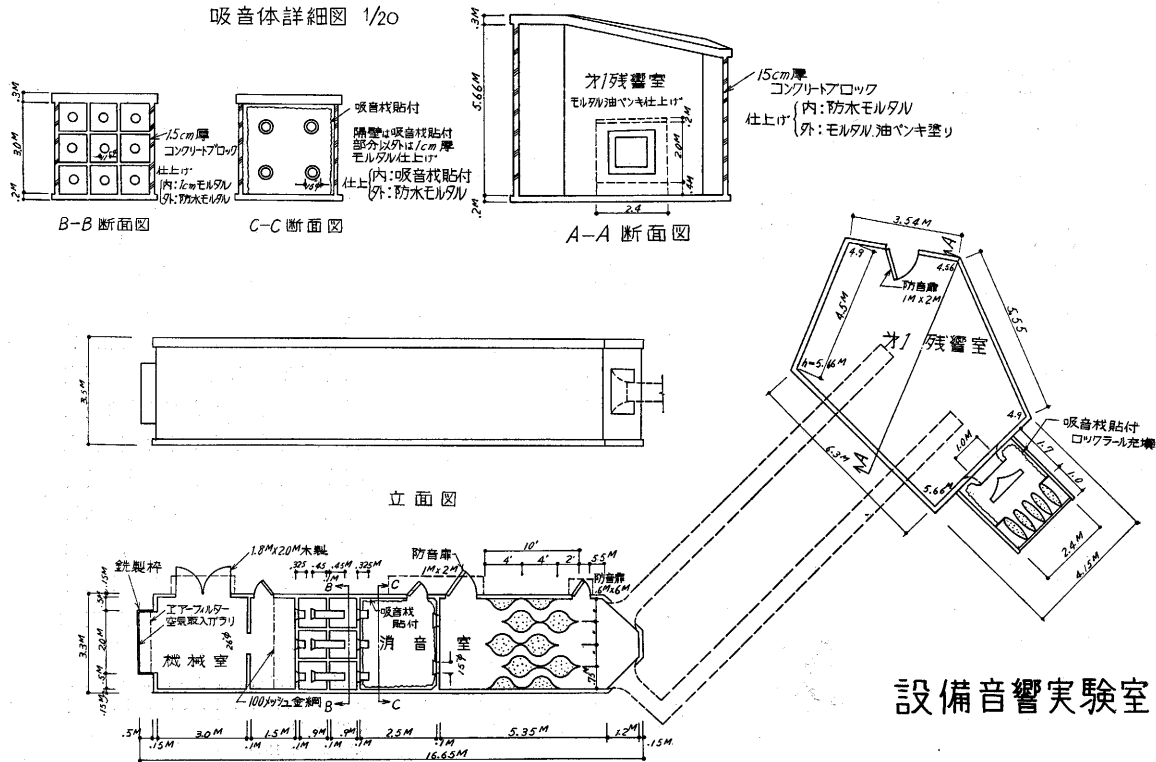
第 25 図 残響室排出部の減衰特性

吸音体寸法

X (cm)	10	20	30.5	40	50	61	70	80	90	100	110	122
Y (cm)	26	9.7	20.0	28.6	36.8	44.0	50.9	57.2	62.6	67.5	71.9	76.0



吸音体詳細図 1/20



平面図

第 26 図 実施設計図

と同様に 1/8 模型によって実験を行なった。

a. 気流特性 排気口より流れ込んだ気流の翼形吸音体部分における状況をみたが流れ込んだ気流は障壁によって左右に分れるため、翼形部分でも両端の流れが強く、中央部では一部出入することが解った。そこで遮音効果の点も考慮して、翼形部分の両端の間隙を仕切板でふさいだ結果が第 24 図のようになり、四つの間隙からほぼ一様に排出されるようになった。

b. 音響特性 実際に外部から騒音が残響室に排出口からはいつてくる場合に対応させて模型による音響減衰特性を求めたのが第 25 図である。仕切板による相違は大差ないが、1,000 cps 以上ではいく分仕切板のあるほうが遮音性がよい。またこの図には完成後の実測値が対応する周波数について画かれている。両者はだいたい一致し、実物における 300 cps 以上では 30 dB 前後の減衰があることが解る。

なお翼形は長さ 1 m, 最大厚さ 28 cm, 高さ 2 m で、これを 40 cm 間隔 (最小間隔 12 cm) に配置してある。

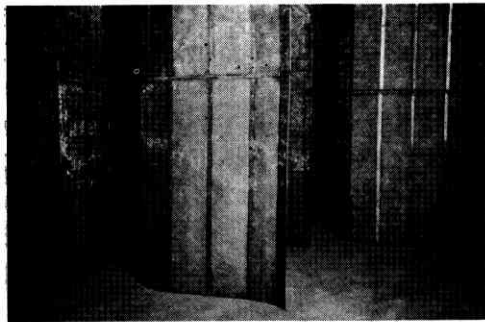
設備音響実験室

6. 実施設計について

(1) 消音室および残響室 以上のような検討を行なった結果、第 26 図のような実験室の実施設計を行なった。消音室にはA改良型を採用し、これに送風機室が連なっている。残響室は室容積 190 m³ で消音棟、残響室ともに重量コンクリートブロック造で、消音棟は 15 cm 厚、残響室は 20 cm 厚を使用、仕上げは外部モルタル



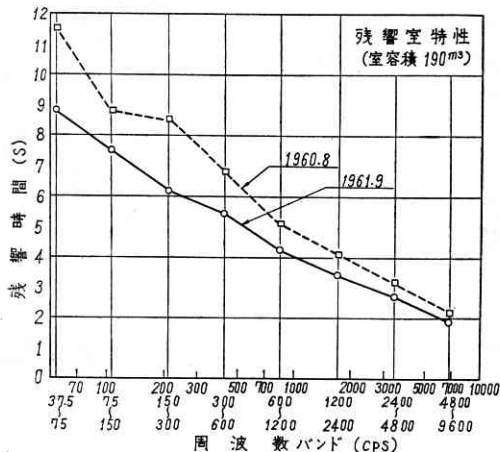
第 27 図 実験室外観



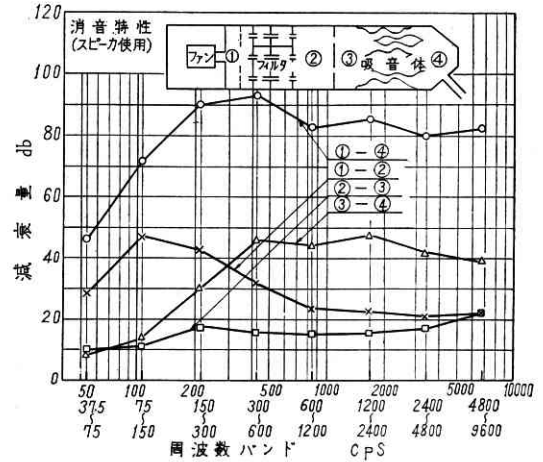
第 28 図 消音棟内部吸音体部入口側

塗り、室内側は原則として仕上をせず、音響上必要ならこのみ仕上げを行なった。残響室内はモルタルコテ仕上げである。第 27 図はこれらの外観であり、第 28 図は消音棟内部の、吸音体部である。

第 29 図は残響室の残響特性で 1960 年と 1961 年で異なるのは、その後第 2 残響室が接続され、遮音試験用の開口を設けた扉が取り付けられたことが大きな理由で



第 29 図 残響室の残響時間



第 30 図 完成した実物消音装置の減衰特性

ある。

第 30 図は消音室各部の減衰をスピーカを用いてオクターブバンドノイズによって、実測した結果で、全体として 150~300 cps のバンド以上では 80 dB 以上の減衰がえられ、所期の目標が達せられている。

(2) 送風機 送風機は試験ダクト 60 cm×60 cm に 20 m/s の流速を与えるものとし、全装置系統の抵抗を下記のように推定してつぎの仕様とした。

仕様 風量 430 m³/min 全圧 188 mm 水柱
型式 リミットロードファン、ベーンコントロール付 電動機 22 kW

抵抗はダクト流速を基準にして、抵抗係数 ζ の値をつぎのように考えた。送風機吸込側 0.5、消音室 4.0、ダクトおよび出口 1.5、排出部 1.0 として Σζ=7.0、安全をみて 7.5 とし、VP=25 mmWG として所要全圧 188 mmWG となる。

送風機の据付けは、電動機との共通床版を用いて、その下に防振ゴムを介して基礎に取り付けた。

7. 結 語

この研究は空気調和・衛生学会(旧称衛生工業協会)創立 40 周年記念行事として、同学会から研究委託をされたもので、消音室、残響室などの施設は東大生産技術研究所に寄付された。設計監理は東大施設部が担当され、送風機の選定その他は同学会の冷房委員会各位のお世話になり、また模型実験についてはわれわれの研究室の小山義翁氏、実測その他は朝生周二、大木貞二、板本守正の 3 氏の労を多とした。ここに深く感謝する次第である。

(1962 年 3 月 13 日受理)

文 献

- 1) Brüel P.V. Sound Insulation and Room Acoustics, 1951 P.97
- 2) Davis D.D. Acoustical Filter and Mufflers Harris 編 Handbook of Noise Control 21 p.20
- 3) Beranek LL.: Acoustics 1954
- 4) 五十嵐寿一、遠山政祐: Fundamentals of Acoustic Silencers (1) 東大航研報告 No. 339 (1958)
- 5) Beranek ほか