

桐朋学園(女子部)スタジオの音響計画について

久保田 喜八郎

小西 康之

谷口 正弘

§ 1. はじめに

1.1 昨38年9月に竣工した桐朋学園女子部の校舎新築工事にあたり、視聴覚教育の施設として、スタジオが計画された。

この設計を、計画研究部で担当したので、ここにその設計過程と竣工後の音響調査結果について報告し、今後の参考に供したい。

1.2 このスタジオの設置目的は、主として学校放送および録音技術(将来はTV技術の計画もある)の教育を行う施設とすることなので、その用途は多目的に亘ると思われるが、音響設計上の主条件として、4人位の室内楽が行える規模にするという条件が与えられた。

この条件に基づいて完成したスタジオは、不整形室で大きさは床面積約40m²、容積約155m³、これに日常の校内放送用としてアナウンスブース(床面積4m²)と調整室(同14m²)が付属している。(付図参照)

1.3 竣工後、次の4項について音響調査を行った。

- (1) 残響時間測定
- (2) 騒音測定
- (3) 遮音試験
- (4) 衝撃音(固体伝達音)試験

その結果、当初に計画した音響条件はほぼ満足されているが、二、三改良すべき点が認められた。

§ 2. 室内音響設計

2.1 音響設計の過程を一応、室内音響設計と、遮音・防振設計に分けて、以下に述べたい。

2.2 スタジオの大きさと形

スタジオの大きさは、その使用目的から決定するのが原則であるが、過去多くの音響研究者によって人数に対応する容積の推奨値が提案されている。提案値は人によりまちまちで、音楽スタジオの場合、4人前後の演奏者に対して80m³~280m³の広い範囲に亘っている¹⁾。どの推奨値が妥当か、選択することはむづかしい問題であるが、一応の目安にはなる。

実際には、おおよその面積規模が定まれば、室の形、すなわち室の各稜の寸法比と、問題とする音の波長の点から、おのずと容積は定まってくる。すなわち、波長の点からすれば、問題とする音の拡散が十分に行えるだけの大きさが必要であり、一方、ある適正な寸法比の組合わせ(固有振動数の一様化)から、3辺のうち1辺の長さが定まれば、他の2辺の長さが決定できる。

いま、スタジオ施設部分として与えられた面積および階高は、各々 8,100×(8,100+2,700), 6,000 で、この範囲内にスタジオ、アナウンスブース、調整室をおさめなければならない。スタジオの周波数特性域をなるべく低音域まで及ぼしたい、すなわち、できるだけ大きくとるという方針からすると、そのとれる1辺の長さは最大限 8,100 である。が、実際には防音、防振層として少な

くとも300は必要とするので、7,500が最大辺の長さである。寸法比を1:1.25:1.6 (H:W:L)²⁾として他の2辺の長さを求めると、

$$H \text{ (高さ)} = 4,690$$

$$W \text{ (幅)} = 5,860$$

となる。したがって、床面積約44m²、容積約206m³の規模となる。

適正な寸法比による固有振動数の一様化をさらに向上させ、伝送特性を平坦にさせるため、また鳴電現象の防止という点から、壁面および天井面の傾斜が必要となる。

図-2.1のように θ を定めたとき、 $\tan \theta = 0.1 \sim 0.16$ 、すなわち $\theta = 10^\circ$ 前後で最も良い伝送特性が得られるといわれている。⁽³⁾

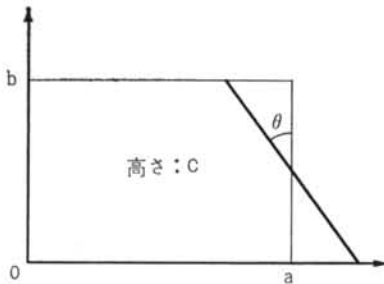


図-2.1

以上のことから、まずスタジオの形、大きさが決定された。

与えられた面積の残りの部分にアナウンスブースと調整室をおさめるための配分の考え方としては、アナウンスブースは、主として日常の校内放送用として使用するので、4m²~5m²の広さで十分とし、調整室は設置する音響機器の寸法・数により決定されるが、他面、ステレオ方式でモニターする場合に、スピーカー間隔として少なくとも2.5mを必要とするので、この条件にもとづいて設計が行われた。

この結果、付図のようなスタジオ平面計画が得られた。いずれの室も不整形となるので、dead spaceが生じるのは免れないが、後に述べる遮音のための前室として利用できよう。

各室の床面積・容積・室内表面積は、表-2.1のとおりである。

2.2 残響時間

スタジオの最適残響時間は、一般に、室容積に対応してその推奨値が与えられている。推奨者によってその値には多少の相異はあるが、室容積155m³の音楽スタジオに対して大体0.6~0.7秒である。

したがって、スタジオの設計残響時間を0.6秒とした。一方、アナウンスブースのそれは、0.2秒以下になるように設定した。

上記の残響時間が得られるように、吸音材料と各々の材料の面積配分の決定は、次の式に従って行われる。

すなわち、各材料の吸音率、面積をそれぞれ α_i 、 S_i ($i=1, 2, \dots$)とし、所要の吸音力を A 、室内の総表面積を S とすれば、

$$\left. \begin{aligned} \sum \alpha_i \cdot S_i &= A \\ \sum S_i &= S \end{aligned} \right\}$$

なる関係が成り立つ。

この式が数学的に実用性をもつのは、 α_i 、または S_i のいずれかが定っており、しかもせいぜい $i \leq 4$ の範囲である。したがって、おおよその残響調節を行う方法として、 $i=2$ として、

- (1) α_i を先に定める。すなわち、材料をまず選択する。
- (2) S_i を先に定める。すなわち、各材料のおおよその面積配分を、前もって定めておく。

の二通りの方法が考えられる。

スタジオの場合は、(2)の方法により決定できる。すなわち、板振動を利用した低音吸収材(例えば合板)と高音吸収を狙う繊維状材料(例えばガラスウール、岩綿)の面積比を、経験的に6:4、もしくは7:3として、残響時間の与えられた周波数特性に従って α_{freq} を決定し、そのような吸音特性を持つ材料を選定する。その後細部に亘って検討すればよい。

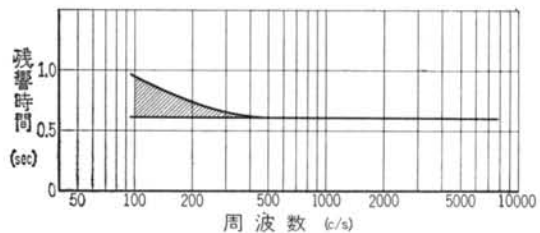
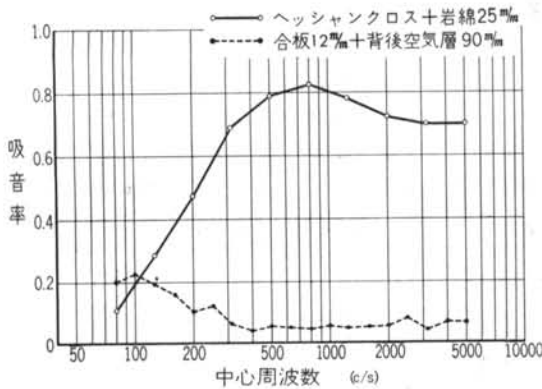


図-2.2 スタジオ最適残響時間の周波数特性

図-2.2に与えられた残響時間の周波数特性に対し、面積比を7:3として概算し、選択された材料は、
 ・合板12mm厚、胴縁間隔450mm、背後空気層90mm
 ・有孔ハードボード5mm厚、孔径9mm、孔間隔15mm
 背後に岩綿ラス張りフェルト50mm厚充てん
 である。これらの吸音特性を図-2.3に示す。

アナウンスブースの設計も、この方針で行われた。

材料の種類、面積配分、吸音力、残響時間の詳細な計算結果を表-2.1に示す。



図一2.3 材料吸音特性(設計値)

2.3 音の拡散

スタジオ内での音圧分布の均一性ということは、重要な音響特性である。拡散性を与える原則的な二つの手段のうち、ここでは吸音面のランダム配置を用いた。(付図の展開図参照)

§ 3. 遮音設計

3.1 遮音設計上の事項として、

- (1) スタジオ外からの騒音・振動の遮断
- (2) 各室相互間の遮音

使用材料	S m ²	125 c/s		250 c/s		500 c/s		1000 c/s		2000 c/s		4000 c/s	
		α	A	α	A	α	A	α	A	α	A	α	A
防音扉	2.3												
視窓：ガラス12mm	3.2	0.03	0.96	0.03	0.96	0.03	0.96	0.03	0.96	0.02	0.64	0.02	0.64
(5-9φ-15)有孔ハードボード+岩綿50mm													
壁	18.8	0.35	6.58	0.60	11.28	0.70	13.16	0.70	13.16	0.70	13.16	0.60	11.28
ヘッシャンクロス+岩綿25mm	17.5	0.28	4.90	0.58	10.20	0.79	13.80	0.80	14.00	0.72	12.60	0.70	12.30
天井													
合板12mm(釘打間隔150)+90mm空気層		0.20		0.12		0.06		0.06		0.06		0.08	
壁	76.7		15.35		9.20		4.60		4.60		4.60		6.14
天井	20.7		4.14		2.48		1.24		1.24		1.24		1.66
アスタイル+コンクリート	37.8	0.03	1.13	0.03	1.13	0.05	1.89	0.05	1.89	0.04	1.51	0.04	1.51
床													
計	177.0		33.06		35.25		35.65		35.85		33.75		33.53
R.T. (秒)			0.62		0.58		0.57		0.57		0.61		0.61

表一2.1(a) スタジオ残響時間計算表(容積 155m³)

使用材料	S m ²	125 c/s		250 c/s		500 c/s		1000 c/s		2000 c/s		4000 c/s	
		α	A	α	A	α	A	α	A	α	A	α	A
防音扉	1.90												
視窓：ガラス12mm	1.60	0.03	0.05	0.03	0.05	0.03	0.05	0.03	0.05	0.02	0.03	0.02	0.03
(5-9φ-15)有孔ハードボード+岩綿25mm		0.28		0.58		0.79		0.80		0.72		0.70	
壁	9.57		2.68		5.55		7.56		7.66		6.99		6.70
天井	1.52		0.43		0.88		1.20		1.21		1.11		1.06
合板12mm(釘打間隔150)+90mm空気層		0.20		0.12		0.06		0.06		0.06		0.08	
壁	8.99		1.80		1.08		0.54		0.54		0.54		0.72
天井	2.53		0.51		0.31		0.15		0.15		0.15		0.20
アスタイル+コンクリート	4.05	0.03	0.12	0.03	0.12	0.05	0.20	0.05	0.20	0.04	0.16	0.04	0.16
床													
計	30.16		5.59		7.99		9.70		9.81		9.00		8.87
R.T. (秒)			0.28		0.19		0.15		0.15		0.16		0.17

表一2.1(b) アナウンスブース残響時間計算表(容積 10.7m³)

(3) 空気調和設備等の防音・防振

があって、スタジオ内で許容される騒音の音圧レベルと関連して、各々の設計条件が与えられる。この許容騒音の音圧レベルは、NC曲線で抑えることが大体慣習になっており、放送スタジオではNC-15~20以下であることが要求されている。ここでは、このスタジオが営業用でないので、NC-20以下になることを目標とした。

3.2 スタジオ周辺は、視聴覚資料室、自習室、ロビーおよび庭園で、ロビー以外では大きな騒音源は無い。

ロビーで、どの程度の騒音が発生するかは推量の域を出ないが、このスペースの大部分は、生徒ないしは来訪者が談話をする用途に当てられているので、騒音源としては人の話し声、音圧レベルで示すと 150c/s~2400c/s の範囲で、75dB程度であろう。

パワの大きい交通機関騒音に関して、スタジオの位置が道路より約60m離れているので、地上交通機関については大きな問題とはならないが、高度 500 m~1000m で前記周波数範囲において 80~95dB にも達する航空機の飛行騒音に対しては、考慮する必要がある。

これらの騒音に対し、NC-20の曲線に関連して、少なくとも 50~60dB の遮音量が要求され、これに対応するためには 20cm 厚程度のコンクリート壁が適当である。

3.3 スタジオとアナウンズブースは、外からの固体伝達音に対して遮断を図らねばならない。

この騒音は、くつとか机、椅子などの床との衝突、扉の開閉による枠との衝突、あるいは設備機械の振動が原因となって生じ、構造体を伝達してくるものである。その室への侵入経路は、室がコンクリート構造体と接触する部分を介してくる仕方と、コンクリート構造体からいったん放射されて空気伝達音となって侵入する仕方の二通りがある。前者に対しては、防振ゴム等のコンクリートの密度と異なる材料を挿入することにより、また、後者に対しては、コンクリート構造体を作る空間の中に遮音層を設けて、その中にスタジオ、アナウンズブースを造り上げることにより防げる。

防振材料を選択する際の設計条件として、

- (1) 固有振動数を可聴周波数以下、すなわち、10c/s前後とする
- (2) 1 支持点200kg程度の荷重に耐える
- (3) 固体伝達音をほぼ 100% 反射する

のように定め、これに適合するものとして、ゴムを選んだ。防振ゴムの詳細を図-3.1に示す。

使用した防振ゴムの固有振動数、撓み量の計算結果を

表-3.1に示す。

遮音層としてどの程度の性能を持たせたらよいかという問題は、コンクリート躯体を伝達する音のエネルギーの大きさ、またその放射の仕方などの点で未解決な問題が多く、今後の研究課題の一つである。したがって、遮音層としては経験的に、プラスターボード6mm厚3層目違い張りとして計画された(付図の詳細図参照)。

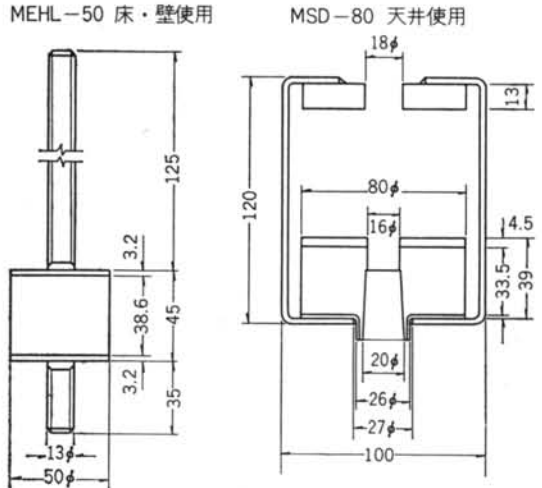


図-3.1 (a) 防振ゴム詳細

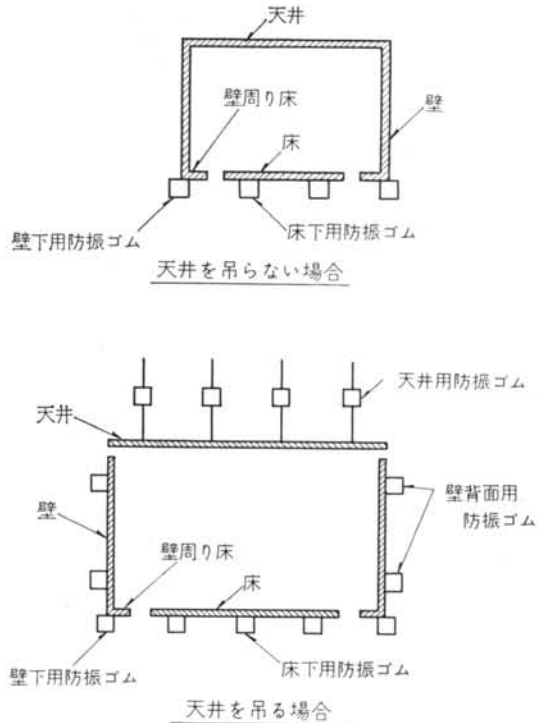


図-3.1 (b) 防振ゴム取付け部分

室名および 部 分	部 分 総 重 量 kg	防振ゴム 取付個数	使用防振ゴム	1個当りの 荷重方 向動的バ ネ定数 kg/mm	動 的 撓み量 mm	固 有 振動数 CPS	静 的 撓み量 mm	
ス タ ジ オ	天 井 用	2016	12	MSD-80-C-中軟	100	1.68	12	約 2.5
	床 下 用	7536	40	MEHL-80-C-中軟	56.5	3.4	9	約 4.5
	1 壁 下 用	0.8(790+1641.6)=1940	9	MEH-80-C-中軟	56.5	3.82	8	約 5
	1 壁背面用	0.2(790+1641.6)= 491	15	MEH-50-C-硬	12.5	2.62	10	約 4.5
	2 壁 下 用	0.8(471+1083.6)=1245	5	MEH-80-C-硬	99.5	2.5	10	約 4
	2 壁背面用	0.2(471+1083.6)= 310	12	MEH-50-C-中軟	7.2	3.6	8	約 5
	3 壁 下 用	0.8(193+ 431.9)= 500	3	MEH-80-C-中軟	56.5	2.95	9	約 4
	3 壁背面用	0.2(193+ 431.9)= 125	4	MEH-50-C-硬	12.5	2.5	10	約 4
	4 壁 下 用	0.8(447+1054.7)=1200	5	MEH-80-C-硬	99.5	2.42	10	約 4
	4 壁背面用	0.2(447+1054.7)= 302	12	MEH-50-C-中軟	7.2	3.5	8	約 4.5
ア ス ナ ブ ウ ィ ン ス	床 下 用	743	6	MEHL-80-C-中軟	56.5	2.2	10	約 3
	壁 下 用	1500	12	MEH-80-C-中軟	56.5	2.2	10	約 3

表-3.1 防振計算表

3.4 スタジオ～アナウンスブース間では、アナウンスブースからすればスタジオ内での楽器音が、スタジオの方からみればアナウンスの声がそれぞれ騒音となろう。

音楽を騒音とすると、その周波数特性がどういふものかは一概にはいえないが、150c/s～1200c/sの範囲の音圧レベルは、室内楽の場合85～90dB程度と想定される。

一方、人の普通の話し声(男)は同じ周波数で約65dBである。したがって、この間の遮音量としては大きい方の騒音、すなわち、85～90dBの騒音に対して、NC-20以下にするために、約55～60dBが必要である。

スタジオ～調整室、アナウンスブース～調整室では、調整室で生ずる騒音が対象となろう。その騒音は、モニターしていることから生ずるものと、音響機器の操作等から生ずるもので、70～80dBと想定される。したがって、この間の遮音量も50dBは必要となろう。

このような数値に対しては、コンクリート壁のような重い壁が適当であり、厚さ15～20cmで満足される。しかし、この3室の間にはいずれも視窓があるので、間仕切壁の遮音性能は、この部分によって左右されよう。

ガラス厚10mm、ガラス間隔100mmの二重ガラス窓の透過損失値は、500c/sで44dBである。そして一般に、ガラス間隔が増加すれば透過損失値は大きくなる傾向を示している(図-3.2)ので、設計ではガラス間隔を最大

限にとり、その平均間隔は300mm～370mmとし、ガラス厚は12mmと8mmとした。

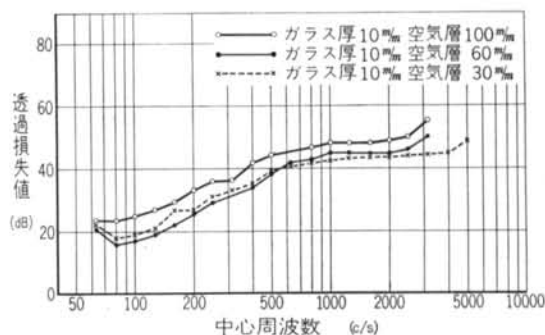


図-3.2 二重ガラス窓遮音特性(設計値)

二重構造をとる場合には、それぞれのガラスが独立に支持されていること、共鳴透過を防止するため一方のガラスを傾けることは重要なことである。

詳細を 図-3.3 に示す。

この構造で、実際にはどんな透過損失値を持つか試験する余裕がなかったのは、設計上まずいことであった。

3.5 スタジオおよびアナウンスブースの出入口の遮音性能としては、間仕切壁と同程度のものが要求される。

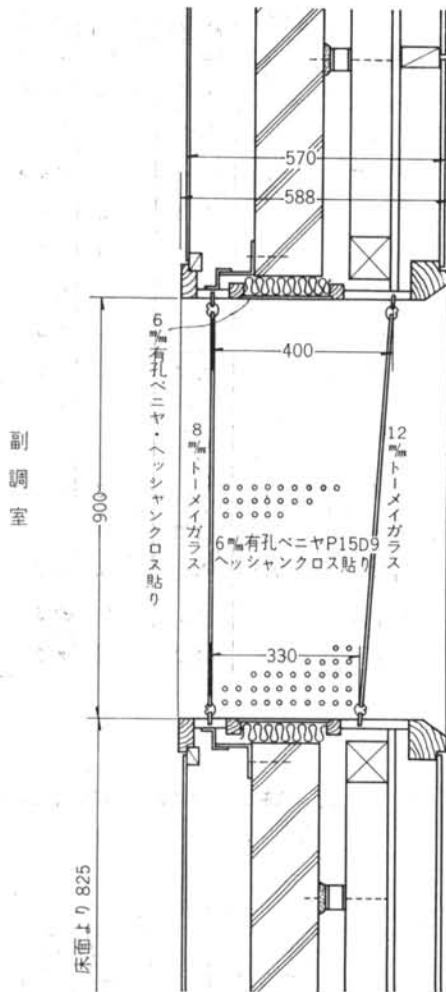


図-3.3 防音窓詳細(副調整室～スタジオ)

1枚の扉でこれだけの性能を持たせることは、扉が極めて重くなること、費用が高くつくこと等で得策ではない。そのため、平面計画で生じた dead space を前室として利用し、図-3.4 に示す鋼製扉を2枚用いている。この扉によれば、扉周辺に隙間がないとき図-3.4 下表のような透過損失特性を持っているので、前室を挟む2枚の扉により設計条件を満足できよう。

3.6 空気調和装置による騒音の発生源は、送風機、吹出口が主であって、他にダクトの振動(外部振動によるものとダクト内の気流の乱れによるもの)があり、別の問題としては、外部騒音のダクト内侵入、各室相互間のダクト連結による騒音伝達がある。

主騒音源以外の問題に対しては、次の方針に従ってダクト設計が行われた。ダクト系統図を図-3.5 に示す。

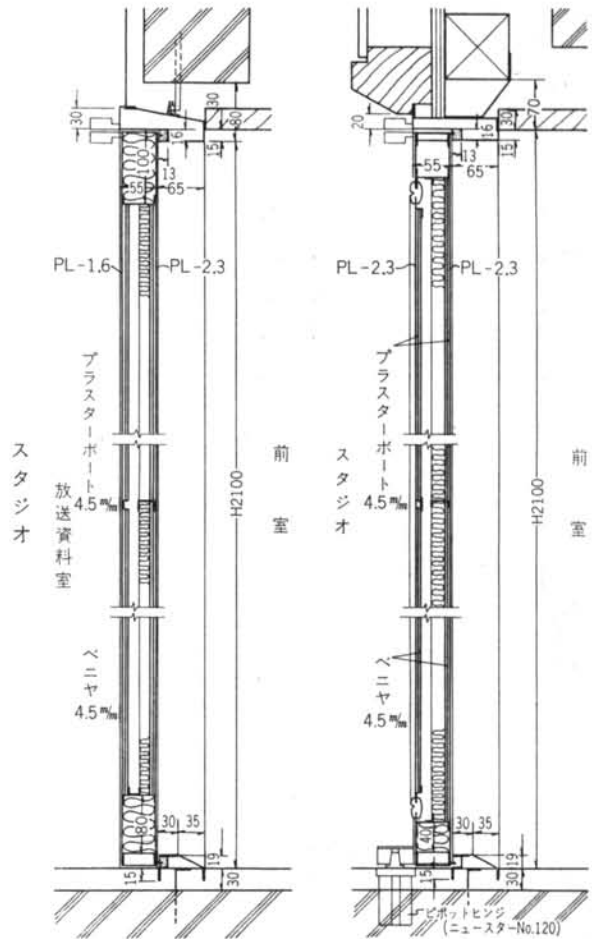


図-3.4 鋼製扉詳細

f c/s	75~150	150~300	300~600	600~1200	1200~2400	2400~4800
T. L.	19	23	29	32	23	29

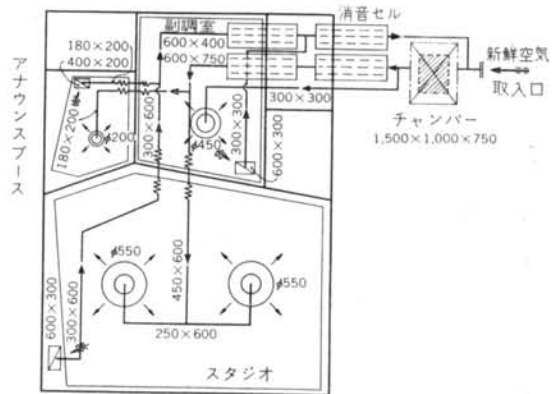


図-3.5 ダクト系統図

- ダクトによる振動伝達防止は図-3.5のように送風機出口、スタジオまたはアナウンスブースへ入る所にキャンパス継手を用いることにより、また構造体を伝わる音、振動に対しては、ダクトの支持方法として前述した防振の手法を用いて解決を図る。
- ダクトの途中でダクト内へ侵入する騒音の遮断に関しては、3.3項の遮音層の問題と同様に、どの程度の遮音構造をとるべきか不明な点が多く、また従来の方法でもあまり事故も生じていないので、普通の方法とした。ダクトは0.8mm厚鉄板製で、ガラスウール25mm厚で保温している。
- ダクト内の気流の乱れ防止は、ダクト設計上の問題として解決を図り、また吹出口での騒音発生防止のために、風速はできるだけ小さくなるように設計する。
- 共通ダクトによる各室相互間の騒音伝達防止のためには、分岐点と吹出口との距離をできるだけ長くすることで解決を図る。

3.7 主騒音源である送風機の騒音に対し、消音計画を行うに際して設けた条件として、1つの吹出口の直下、床より高さ1.5mに位置する受音点の音圧レベルをNC-20以下にすると定め、また、計算方法は、ASHRAE Guide chap 14, 1961に依ることとした。

次に、スタジオの送風機騒音に対する消音計画計算表(表-3.2)を示し、その説明(a.~f.)を述べる。

項目	c/s							
	37.5 75	75 150	150 300	300 600	600 1200	1200 2400	2400 4800	4800 ~
(1) 送風機のPWL	95	94	92	89	87	85	83	78
(2) 分岐点における減衰A	1	1	1	1	1	1	1	1
" B	0	0	0	0	0	0	0	0
" C	3	3	3	3	3	3	3	3
(3) 直角曲りによる減衰(2ヶ所)	0	0	8	16	10	6	6	6
(4) 直管ダクト減衰量(6m)	3.5	3.5	2	1	0	0	0	0
(5) 吹出口開放端反射	9	5	1	0	0	0	0	0
(6) (2)+(3)+(4)+(5)	16.5	12.5	15	21	14	10	10	10
(7) 吹出口でのPWL	78.5	81.5	77	68	73	75	73	68
(8) 受音点での音圧レベル	73.5	77	72.5	64	69	71	69	64
(9) 許容音圧レベルNC-20	54	43	35	28	23	20	17	16
(10) 所要消音量	19.5	34	37.5	36	46	51	52	48
(11) プレナムチャンパーによる減衰量	0	9	12	17	20	17	17	17
(12) 消音器(1),(2)	28	24	38	68	78	118	107	101
(13) 消音量総計(11)+(12)	28	33	50	85	98	135	124	118
(14) 従ってこの計画でも良い								
(15) 受音点の音圧レベル	45.5	44	22.5	0	0	0	0	0

表-3.2 スタジオ送風機騒音の消音計画計算表

<表-3.2の説明>

- a. 消音計画を進めるに先立って、送風機の騒音について実測を行った。その結果を図-3.6に示す。

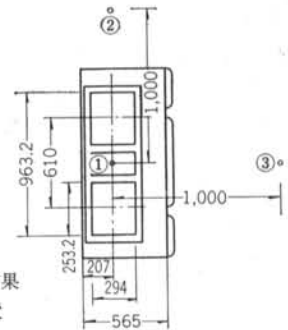
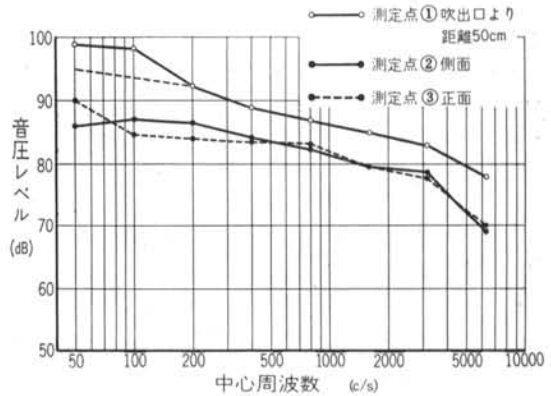


図-3.6 送風機騒音測定結果とその測定点位置

吹出口での測定では、マイクロホンの吹出気流による影響が低周波数で現われていると考えられるので、他の測定点での測定結果の特性を参考にして点線のように修正し、計算表ではこれを用いている。

なお、図-3.6では音圧レベルで、表-3.2ではパワレベル(PWL)で表わしているが、音の強さを、前者ではwatt/cm²、後者ではwatt/m²の単位とし、基準値をそれぞれ10⁻¹⁶ watt/cm²、10⁻¹² watt/m²としているので、この場合、数値そのものはいずれも同じである。

すなわち、音圧レベル≡音の強さのレベル、として、音圧レベルは

$$L = 10 \log_{10} \frac{i}{10^{-16}} \quad \text{dB} \quad i \text{の単位watt/cm}^2$$

一方、パワレベル(PWL)は

$$PWL = 10 \log_{10} \frac{I}{10^{-12}} \quad \text{dB} \quad I \text{の単位watt/m}^2$$

と定義する。I=10⁴×iである。

- b. (2)~(5)までは前記 Guide の資料に基づいて、ダクトによる自然減衰量を計算した。その総計を(6)に示す。

c. 受音点での音圧レベルは、室内に供給されるエネルギーを W watt/sec とすれば、完全拡散室で

$$L = 10 \log_{10} \frac{W}{10^{-12}} \left(\frac{Q}{4\pi l^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha})}{\bar{\alpha} \cdot S} \right) \text{ dB}$$

で表わされる。

ここで、 Q ：方向係数、 l ：音源から受音点までの距離(m)、 $\bar{\alpha}$ ：室内の平均吸音率、 S ：室内総表面積(m²)とする。

この式で、 $\left(\frac{Q}{4\pi l^2}\right)$ の項は、音源からの直接音(L_1)に、 $\left(\frac{4(1-\bar{\alpha})}{\bar{\alpha} \cdot S}\right)$ の項は、拡散音(反射音)(L_2)に、関係する量である。

いま、吹出口は2個所である(付図天井伏図参照)から、受音点の音圧レベルのうち、直接音によるものは

$$L_1 = PWL(1 \text{ 個}) + 10 \log_{10} \frac{Q}{4\pi l^2} \text{ dB}$$

である。〔設定条件のもとでは、受音点の音圧レベルは吹出口1個所(直上にあるもの)の影響のみを受け、他の吹出口は無視し得る。〕

一方、拡散音によるものは、

$$L_2 = PWL(2 \text{ 個}) + 10 \log_{10} \frac{4(1-\bar{\alpha})}{\bar{\alpha} \cdot S} \text{ dB}$$

である。

そして、受音点音圧レベルは

$$L = 10 \log_{10} \frac{(L_1 \text{ と } L_2 \text{ のエネルギー和})}{10^{-16}}$$

である。

L_1 と L_2 の第2項の値を計算し、 L_1 、 L_2 、および L を求めると表-3.3となる。

c/s	37.5 75	75 150	150 300	300 600	600 1200	1200 2400	2400 4800	4800 ~
L_1	63.5	67.5	64	56	62	65	63	58
L_2	73.5	76.5	72	63	68	70	68	63
L	73.5	77	72.5	64	69	71	69	64

表-3.3 スタジオ

d. (8)と(9)を比較して所要の消音量が求まり、これに対してプレナムチャンパー、消音器を計画する。

e. 消音器は断面750×600を断面150×150のセル、20個に分割した長さ2mのセル型消音器である。

各々のセルの内壁には、岩綿保温帯25mm厚でライニングしている。

この消音器の消音性能試験結果を図-3.7に示す。

参考までに、セル型消音器の設計式の、

$$\text{減衰量} = K \frac{P}{S} \text{ dB/m}$$

による計算値を併せ示しておく。

ここで、 K ：ライニング材の吸音率により定まる定数、 P ：セルの周長(m)、 S ：セルの断面積(m²)。

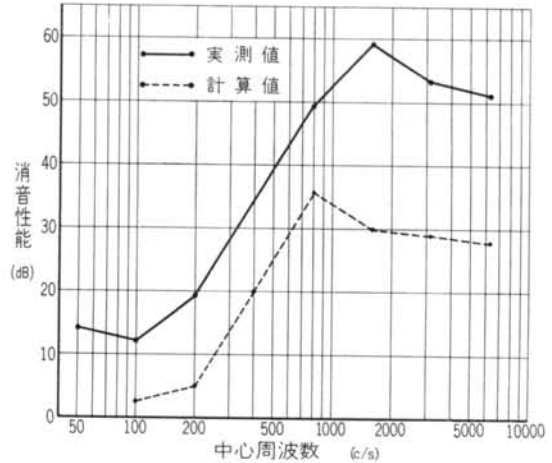


図-3.7 消音器消音性能

f. 計画では、この消音器を2段挿入することにより、一応計算上では設計条件を満足するであろう。75c/s~150c/sのバンドでは、わずかに所要遮音量に対し不足するが、計算は安全をみてあるので問題はないと考える。

アナウンスブースについても、同様の計算を行った。その結果を表-3.4、表-3.5に示す。

項目	c/s							
	37.5 75	75 150	150 300	300 600	600 1200	1200 2400	2400 4800	4800 ~
(1) 送風機のPWL	95	94	92	89	87	85	83	78
(2) 分岐点における減衰	11	11	11	11	11	11	11	11
(3) 直角曲りによる減衰	0	0	0	4	8	5	3	3
(4) 直管ダクト減衰量	3	3	2	1	0	0	0	0
(5) 吹出口開放端反射	14	9	5	1	0	0	0	0
(6) (2)+(3)+(4)+(5)	28	23	18	17	19	16	14	14
(7) 吹出口でのPWL	68	71	74	72	68	69	69	64
(8) 受音点での音圧レベル	66	68.5	71	69	65.5	67	67	62
(9) 許容音圧レベルNC-20	54	43	35	28	23	20	17	16
(10) 所要消音量	12	25.5	36	41	42.5	47	50	46
(11) プレナムチャンパーによる減衰量	0	9	12	17	20	17	17	17
(12) 消音器(1)。(2)	28	24	38	68	78	118	107	101
(13) 消音量総計(11)+(12)	28	33	50	85	98	135	124	118
(14) 従ってこの計画でも良い								
(15) 受音点の音圧レベル	38	35.5	21	0	0	0	0	0

表-3.4 アナウンスブース送風機騒音の消音計画計算表

c/s	37.5	75	150	300	600	1200	2400	4800
	75	150	300	600	1200	2400	4800	~
L_1	55	60	64	63	60	62	63	58
L_2	66	68	70	68	64	65	65	60
L	66	68.5	71	69	65.5	67	67	62

表-3.5 アナウンスブース

3.8 吹出口のディヒューザーによる発生騒音は気流の吹出速度と関係があつて、騒音対策上、その速度は小さいことが望ましい。しかし、小さくすることによって、ダクト、吹出口の断面が大きくなるので、経済的に限度があろう。

ディヒューザーの型は、室内での給気の拡散性、および温度差を大きくとり風量を少なくするという点から、アネモスタット型ディヒューザーを用いることに定められた。

吹出口発生音の吹出気流速度と吹出口断面積との関係については、勝田高司氏等の研究⁵⁾があり、これによると、吹出口断面積を $S(\text{m}^2)$ 、吹出気流速度を $v(\text{m/sec})$ として、 $S=1(\text{m}^2)$ 当りの v に対する吹出口発生騒音の PWL は、次式で表わされる。

$$PWL = 57 \log v + 30 \quad \text{dB}$$

$$3\text{m/sec} \leq v \leq 10\text{m/sec} \quad \dots\dots\dots(1)$$

また、 S を任意とすると

$$PWL = 57 \log v + 30 + 10 \log S \quad \text{dB} \dots\dots(2)$$

である。

この式で明らかのように、 PWL に対して v が支配的であるから、他の条件の許す限り v を小さくした方が有利である。

いま、条件として、

- (1) スタジオの換気回数 N を 15回/h とする
- (2) 前項と同様の受音点での音圧レベルを $NC-20$ 以下とする

を与える。

(1)の条件から所要換気量 $Q(\text{m}^3/\text{h})$ は室容積 $V\text{m}^3$ として

$$Q = N \times V \quad \text{m}^3/\text{h} \quad \dots\dots\dots(3)$$

一方、吹出口を 2 個として

$$Q = 2 \times S \times v \times 3.6 \times 10^3 \quad \text{m}^3/\text{h} \quad \dots\dots\dots(4)$$

したがって(3)、(4)式から

$$S \times v = 0.323 \quad \text{m}^3/\text{sec} \quad \dots\dots\dots(5)$$

でなければならない。

一方、(2)の条件を満たすための吹出口で発生する騒音の許容パワレベルは、極く安全側を考慮して、次のようになる。

すなわち、前項で述べたように、受音点音圧レベルのうち、直接音、拡散音は周波数バンドの表示を f_i として ($i=1\sim 8$)、それぞれ

$$L_{1(f_i)} = (PWL - \Delta L_{(f_i)}) + 10 \log_{10} \frac{Q}{4\pi l^2} \quad \text{dB}$$

.....(6)

$$L_{2(f_i)} = (PWL - \Delta L_{(f_i)}) + 10 \log_{10} \frac{4(1-\alpha)}{\alpha \cdot S} + 3 \quad \text{dB}$$

.....(7)

である。(最後の項の 3 は吹出口が 2 箇所ある、すなわち同じ大きさの PWL が 2 つあることを意味する。)

また、周波数バンド f_i は NC の音圧レベルを与えているバンドに対して、若い方から f_1, f_2, \dots, f_8 とする。例えば、37.5c/s~75c/s を f_1 、75c/s~150c/s を f_2 とする。

$\Delta L_{(f_i)}$ は吹出口発生騒音の PWL に対して各バンドレベルを求めるための補正值で、表-3.6 (4) に与えられている。

ここで、 $L_1=L_2$ となる場合を考慮して

$$\left. \begin{aligned} L_1 + 3 &\leq NC - 20 \text{の音圧レベル} \\ L_2 + 3 &\leq NC - 20 \text{の音圧レベル} \end{aligned} \right\}$$

の 2 式が同時に満足されれば、設定条件を十分に満たす。

したがって、 $(L_1+L_2)/2+3 \leq NC-20$ の音圧レベルとして L_1, L_2 の内容を代入すると

$$PWL + \frac{1}{2} \left\{ 10 \log_{10} \frac{Q}{4\pi l^2} + 10 \log_{10} \frac{4(1-\alpha)}{\alpha \cdot S} \right\} - \Delta L_{(f_i)} + 4.5 \leq NC - 20 \text{の音圧レベル} \dots\dots(8)$$

∴ $PWL \leq (NC - 20 \text{の音圧レベル})$

$$- \frac{1}{2} \left\{ 10 \log_{10} \frac{Q}{4\pi l^2} + 10 \log_{10} \frac{4(1-\alpha)}{\alpha \cdot S} \right\} + \Delta L_{(f_i)} - 4.5 \quad \dots\dots\dots(9)$$

となり、等号の成立つときが PWL の許容値である。

上式の各項の値を表-3.6 (2)、(3) に示し、この値の最大値を許容パワレベルとすると、

$$PWL \approx 63 \quad \text{dB} \quad \text{となる。}$$

項目	c/s							
	37.5	75	150	300	600	1200	2400	4800
(1) $NC-20$	54	43	35	28	23	20	17	16
(2) $10 \log_{10} \frac{Q}{4\pi l^2}$	15	14	13	12	11	10	10	10
(3) $10 \log_{10} \frac{4(1-\alpha)}{\alpha \cdot S}$	8	8	8	8	8	8	8	8
(4) $\Delta L_{(f_i)}$	2	5	12	18	22	28.5	35.5	41.5
(5) PWL	63.0	54.5	53.0	51.5	50.0	53.0	47.0	62.0

表-3.6 スタジオ

この値を用いて(2){左開きの不等号を入れて}、(5)式から v および S の許容値を求めると、

$v \leq 5.54 \text{ m/sec}$, $S \geq 0.12 \text{ m}^2$ となる。

すなわち、この条件を満たすように v , S を決定すれば、設計条件を満たす。

いま、設計ではアネモスタットディヒューザー #55 を選定している。この径は550であるから、 $S=0.238\text{m}^2$ 、したがって(5)式から、 $v=1.36\text{m/sec}$ となって、 S , v の許容値を満たしている。

故に、このディヒューザーが良い。

同様に、アナウンスブースの吹出口の発生騒音について検討すると、条件として

(1) 換気回数として $N=14\text{回/h}$ とする

(2) スタジオの場合と同じとする

を与える。この条件から、次の条件式を満たす v , S を決定する。すなわち、吹出口1箇所として

$$V \times 14 = S \times v \times 3.6 \times 10^3 \quad \dots\dots\dots(1)$$

$V=11\text{m}^3$ であるから

$$S \times v = 0.043 \text{ m}^3/\text{sec} \quad \dots\dots\dots(1)$$

一方、許容パワレベルの式は

$$PWL \leq (NC - 20 \text{の音圧レベル})$$

$$- \frac{1}{2} \left\{ 10 \log_{10} \frac{Q}{4\pi l^2} + 10 \log_{10} \frac{4(1-\alpha)}{\alpha \cdot S} \right\} + 4L(f) - 3 \quad \dots\dots\dots(2)$$

である。(1), (2)式より v , S の許容値を求めると、最大パワレベルを61dB (表-3.7) として

$$v \leq 4.58 \text{ m/sec}$$
, もしくは $S \geq 0.01 \text{ m}^2$

である。

吹出口はアネモスタットディヒューザー #20 としているので、 $S=0.03\text{m}^2$ 、したがって、 $v=1.43\text{m/sec}$ となり、許容値を十分満たす。

故に、設計条件を満足する。

項目	c/s							
	37.5	75	150	300	600	1200	2400	4800
(1) NC-20	75	150	300	600	1200	2400	4800	9600
(2) $10 \log_{10} \frac{Q}{4\pi l^2}$	54	43	35	28	23	20	17	16
(3) $10 \log_{10} \frac{4(1-\alpha)}{\alpha \cdot S}$	13	11	10	9	8	7	6	6
(4) $\Delta L(f)$	2	3	4	4	4	4	4	4
(5) PWL	2	5	12	18	22	28.5	35.5	41.5
	60.5	53.0	51.0	49.5	48.0	51.0	54.5	59.5

表-3.7 アナウンスブース

3.9 空気調和ダクトと同様に、電気関係の配管も、騒音、振動を伝達する媒体と考えられる。

とくに、スタジオ・アナウンスブース～調整室の電気配線は、壁を貫通する配管を通して行われるから、配管

自体、および配管による隙間は、各室相互間の遮音性能に影響を与える原因となる。

その他、照明器具として蛍光灯を用いる場合には、それに付属する安定器の騒音発生が問題となろう。

このような問題に対して、設計では

(1) 配管は金属製のみでなく、途中に、異質(密度の異なった材料、設計ではビニールパイプ)の管を挿入する。

(2) 管の構造体への支持方式に防振の考慮を払う。

(3) 各室相互を直接に結ぶ配管内には、通線後、必ず詰物をする。

(4) 蛍光灯の安定器は、すべて前室へおさめる。のような考慮を折り込んでいる。

§ 4. 音響調査結果

4.1 完成したスタジオが設計どおりになっているかどうか確かめるために、以下の音響調査を実施し、その結果に対して検討を加えた。

4.2 スタジオおよびアナウンスブースの残響時間測定結果

a) 測定期日: 昭和38年9月10日

b) 測定装置および測定方法:

<音源装置>

1. 白色雑音発生器WN-3 (日本電子測器)
2. スペクトロメーター2111 (Brüel & Kjær)
3. テープレコーダー 777 (ソニー)
4. スピーカーCS-30A, R-25E, PT-5 (パイオニア)

<受信装置>

1. マイクロホンMS-3 (三研)
2. テープレコーダーKP-3 (ソニー)
3. スペクトロメーター2111 (Brüel & Kjær)
4. レベルレコーダー2305 (Brüel & Kjær)

上記音源装置1, 2, 3を用いて、あらかじめオクターブバンドノイズをテープに録音しておき、現場にて再生し、音源とした。その残響音を受音装置1, 2にて録音し、後に3, 4の測定器で残響時間を $1/3$ オクターブバンドごとに分析して求めた。

測定点の数は、スタジオでは4点、アナウンスブースでは1点とした。一つのバンドの試験音の数は、オクターブバンド中心周波数で400c/sまでは20個、それ以上の周波数では10個とした。

c) 測定条件:

室内は使用状態のままとし、それに測定者2人在室の状態とした。

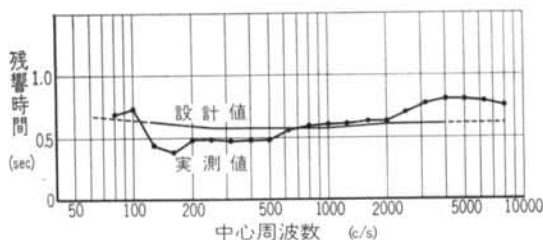
d) 測定結果:

スタジオの測定結果として、測定点4点の平均値、その標準偏差を表一4.1にかかげ、また図一4.1に示す。

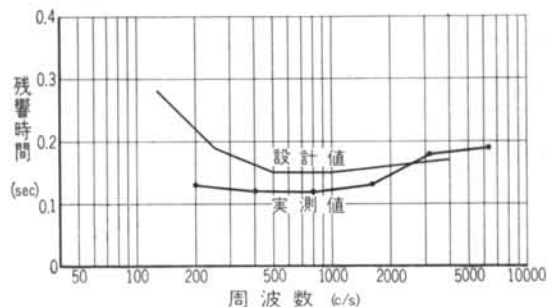
図一4.2はアナウンスブースの測定結果を示す。

中心周波数 cps	残響時間 sec	標準偏差	中心周波数 cps	残響時間 sec	標準偏差
80	0.716	0.164	1000	0.595	0.025
100	0.674	0.109	1250	0.612	0.025
125	0.452	0.060	1600	0.630	0.034
160	0.383	0.053	2000	0.635	0.026
200	0.484	0.074	2500	0.705	0.027
250	0.490	0.045	3150	0.773	0.040
315	0.476	0.031	4000	0.815	0.033
400	0.488	0.053	5000	0.813	0.032
500	0.487	0.030	6300	0.794	0.019
630	0.563	0.035	8000	0.750	0.027
800	0.587	0.028			

表一4.1 スタジオ残響時間測定値



図一4.1 スタジオ残響時間



図一4.2 アナウンスブース残響時間

e) 測定結果に対する検討:

スタジオの残響時間測定結果は、図一4.1にみられるように、設計残響時間に対して若干相異している。すなわち、 $1/3$ オクターブバンド中心周波数で、200c/s~500c/sでは0.5秒と設計値を下廻り、500c/s~2000c/sではほぼ設計値に一致し、2000c/sを越えると設計値を上廻っている。

全体の周波数特性をみたときの特異現象として、高周波数域で残響時間が伸びすぎていること、および160c/s付近で極端な低下が起きていること、がみられる。

前者の現象は、天井面の吸音面仕上材が設計と施工と相異していることに原因がある。すなわち、設計では、

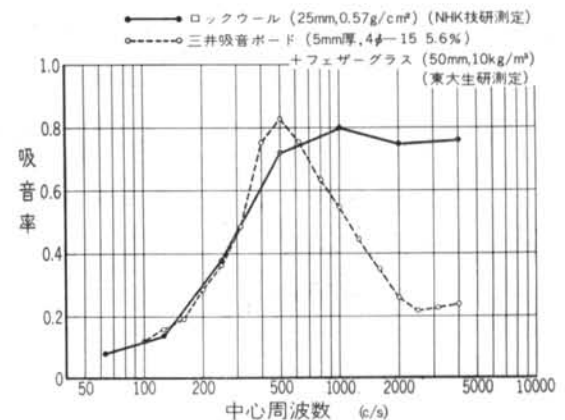
- ・岩綿25mm厚ヘッシャンクロス張り

であったのが、施工した材料は、

- ・有孔ハードボード5mm厚、孔径4mm、孔間隔15mm、背後に岩綿25mm厚充てん

となっており、孔径が問題である。

上記2つの材料の吸音特性は図一4.3のようになっており（この図では前記有孔ハードボードの充てん材として岩綿25mm厚の吸音特性資料がないので、フェザーグラス50mm厚で代用しているが、共鳴吸収点付近を除けば、ほぼ同じと考えられる）、後者の材料では高周波数域での吸音率が前者の材料の $2/3$ 程度である。



図一4.3 使用材料吸音率

これを基にして数値的に裏付けを行ってみると、残響時間が0.6秒と0.8秒になるための吸音力*は、それぞれ33.5m²セービン、26.0m²セービンとなり、その差は7.5m²セービンである。

一方、天井吸音面の材料の相異による吸音力の差は、その面積17.5m²、設計材料の吸音率0.7、施工材料のそれが0.2であることから、

$$17.5 \times (0.7 - 0.2) = 8.75 \text{m}^2 \text{セービン}$$

となり、両者の差に多少のずれは生じているが、ほぼ一致し、当然、高周波数域で0.6秒から0.8秒へ伸びることを裏付けている。

160c/s近辺の特異現象の原因調査として、スタジオの一隅にスピーカーをおき、純音を用いて、合板12mm厚、

背後空気層90mm、大きさ450×450、同じく450×680の2種類の板、各々5枚について、その振動スペクトル測定**を実施した。

板近傍の音圧スペクトルと板の振動加速度スペクトルの測定結果2例を図-4.4に示す。

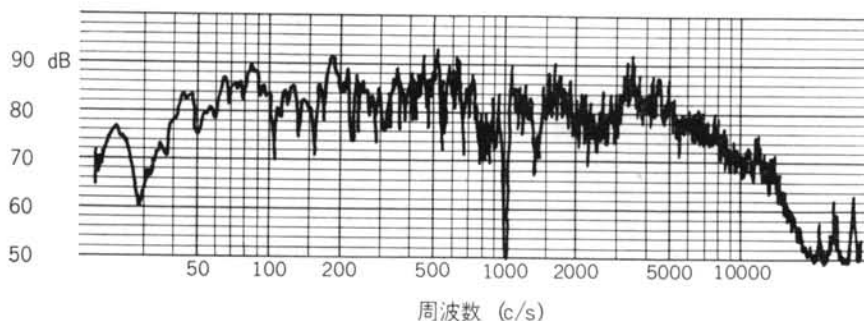
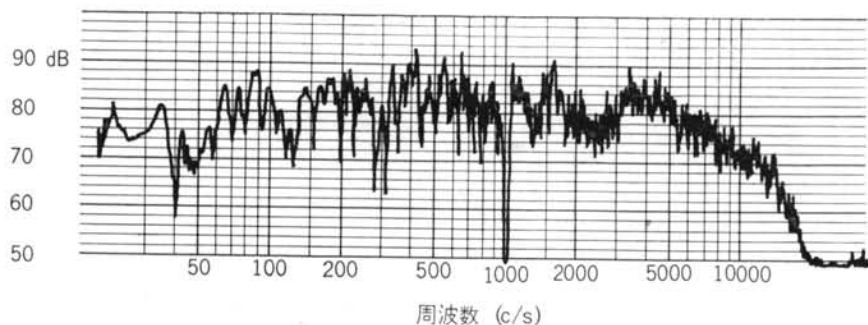


図-4.4 (a) 音圧レベル(0dB=2×10⁻⁴dyne/cm²)

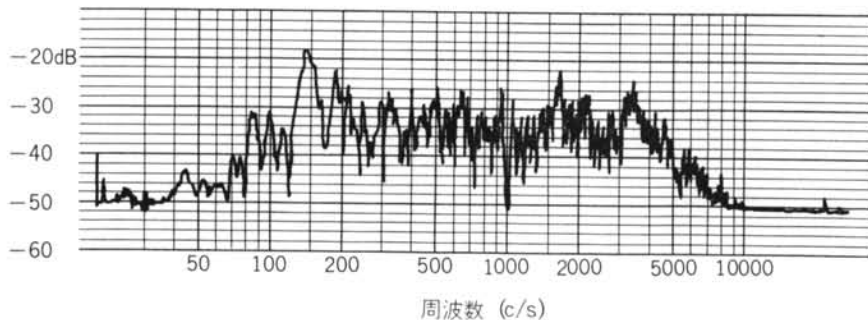
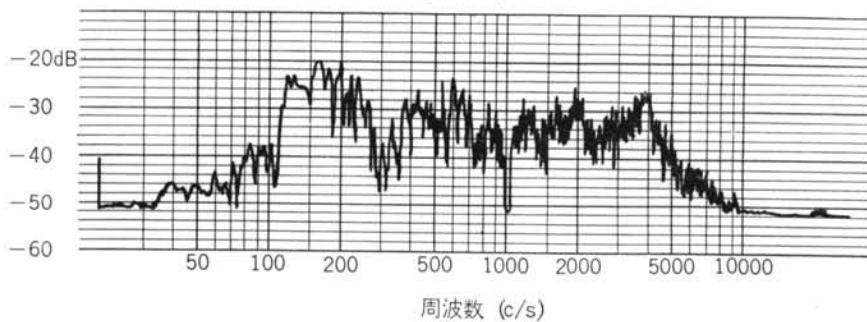


図-4.4 (b) 正方形板の振動 (0dB=1g)

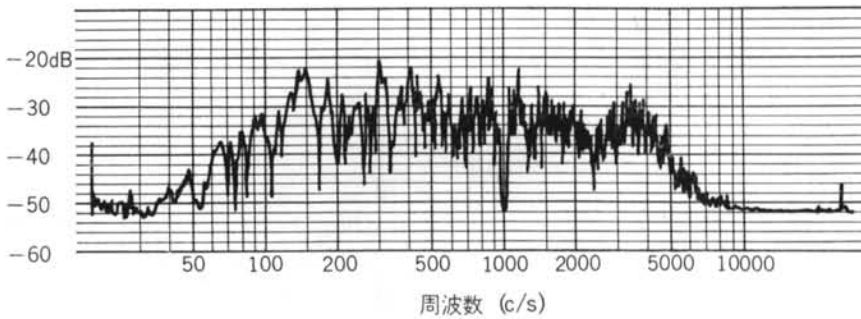
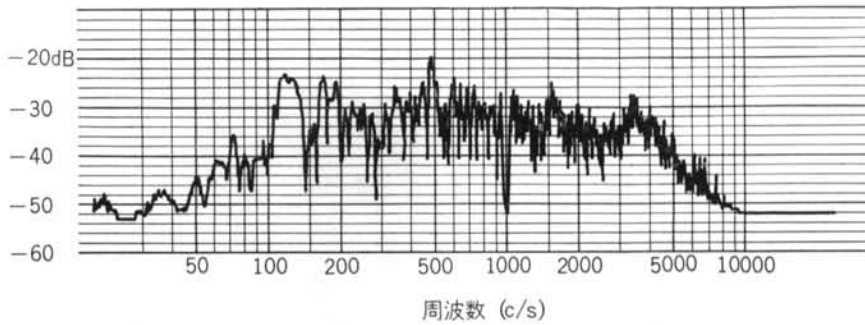


図-4.4 (c) 矩形板の振動 (0dB=1g)

この音圧レベルに対して板振動の加速度の比***をとると、図-4.5のようになる。

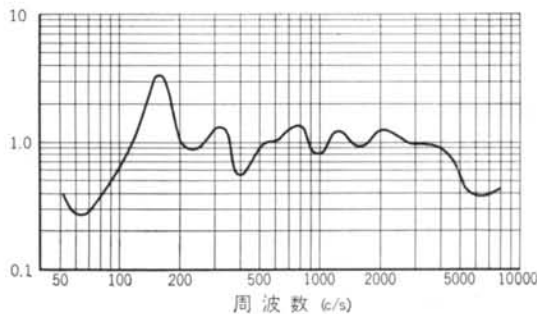


図-4.5 (a) 正方形板の振動—音圧比

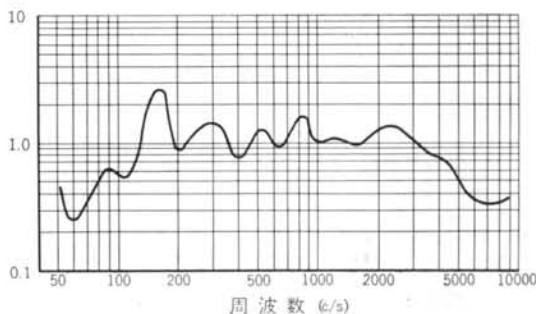


図-4.5 (b) 矩形板の振動—音圧比

図にみるように、160c/sでいずれもピーク値をとっており、他の周波数に比べ、この比が大きいことが解る。とくに、450×450の板において著しい。すなわち、これは板の共鳴現象がこの周波数で生じていることを示している。いいかえれば、この近辺で板振動による吸音効果が大きく現われたので、残響時間の低下が起きたと考えられる。

この2つの特異現象に対し、実用的には、前者はスタジオの音響特性上問題となるので改修を要するが、後者の現象は使用上支障ないと思われる。

アナウンスブースの残響時間については、設計条件を満たしていると考えられる。

* この計算は2.2項参照。

** 測定装置は次のとおりである。

〈音源装置〉

1. ビートフリクェンシイオシレーター1014
2. スピーカーCS-30A (パイオニア)

〈受音装置〉

1. コンデンサーマイクロホン4131
2. 振動ピックアップ4348
3. 振動ピックアッププリアンプ1606
4. スペクトロメーター2111
5. レベルレコーダー2305

以上、スピーカーを除き、他は Brüel & Kjær 製品である。

*** 比の基準のとり方は、音圧レベル115dB に対して振動加速度 1 g を 1 とした。

4.3 騒音測定結果

a) 測定期日： 昭和38年9月12日

b) 測定装置および測定方法：

〈受音装置〉

1. コンデンサーマイクロホン4131 (Brüel & Kjær)
2. スペクトロメーター2111 (Brüel & Kjær)

上記の装置により、室内での騒音の音圧レベルを $1/3$ オクターブバンドごとに直読した。

測定点は、スタジオではアネモ吹出口の直下2点と室中央1点とし、アナウンspbースではアネモ吹出口直下とアナウンsp卓上各1点とし、マイクロホンは床より1.5mの高さとした。

c) 測定条件：

測定は授業終了直後から実施し、空気調和装置の運転中、および停止中について行った。なお、室内は測定者1人在室の状態である。

d) 測定結果：

スタジオ、アナウンspbースでの測定結果を、それぞれ図-4.6、図-4.7に示す。

e) 測定結果に対する検討：

照明器具として用いた蛍光灯については、前に述べたように、騒音発生源となる安定器をスタジオ入口の前室にすべておさめたので、騒音発生はないものと考えたがスタジオ内でかすかに聴きとれる音が発生している。すなわち、図-4.6に示す如く、空調機運転中、消灯時にはみられないが、点灯時にはバンド中心周波数 1600c/s に山を持つ騒音が発生している。このことから、騒音発生源は蛍光灯であることが確認された。

この発生原因のくわしいことは不明であるが、蛍光灯には近接導体というものがあって、ここに原因があると思われる。

そこで、この近接導体を管の中に封じ込めた特殊蛍光灯・FLR-2-40 (東芝製) に替えたところ、この騒音は全く認められなくなった。

スタジオ、アナウンspbースでの暗騒音は、いずれも設計条件NC-20以下を十分満足している。しかし 3.7項で送風機の騒音について計算した結果によれば、低周波数域でその影響が現われ、測定結果を上廻るはずである。

そこで、3.7項の消音計算過程を顧みれば、とくに計

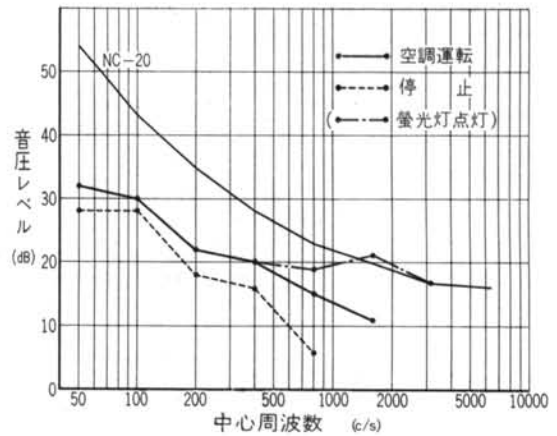


図-4.6 スタジオ騒音値

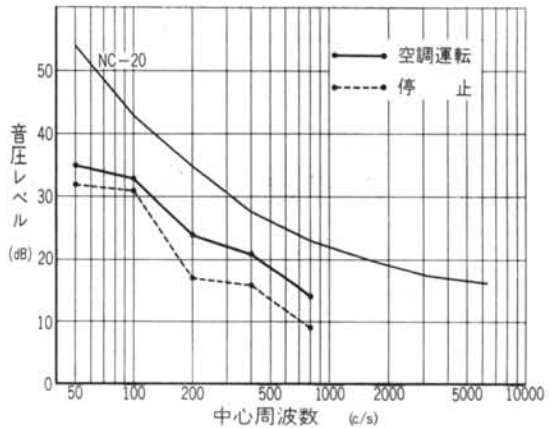


図-4.7 アナウンspbース騒音値

算表(2)項は、計算方法として全くおかしい。この計算の考え方は、ダクトが分岐する際、騒音のエネルギーが各々の断面積に比例して分割されるとし、しかも周波数(波長)を全く無視している。すなわち、音のエネルギーを粒子的に扱っており、波動的な考慮を無視しているのである。したがって、波長の長い音に対しては安全側に考えている。この点に、実測値との相異が生じていると思われる。

この問題に限らず、ダクト内での音の減衰に関する問題は、今後の研究課題の一つであろう。

4.4 遮音試験結果

a) 測定期日： 昭和38年9月11日

b) 測定装置および測定方法：

〈音源装置〉

1. 白色雑音発生器WN-3 (日本電子測器)
2. スペクトロメーター2111 (Brüel & Kjær)

3. テープレコーダー 777 (ソニー)

4. スピーカー CS-30A (パイオニア)

〈受信装置〉

1. コンデンサーマイクロホン4131 (Brüel & Kjær)

2. スペクトロメーター2111 (Brüel & Kjær)

各室相互の間仕切壁および扉の試験における音源室・
受音室の相互関係は 図-4.8 のとおりとした。

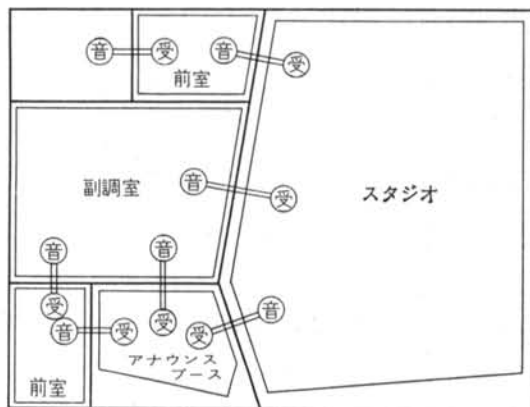


図-4.8 各部遮音測定 (音源・受音の関係)

音源側での測定点の数は、調整室の場合5点、スタジオの場合界壁の近傍3点とし、一方、受音側としては、スタジオは3点、アナウンスブースは界壁近傍3点とした。扉の試験の場合は、音源側・受音側とも扉近傍3点とした。

音源としては、あらかじめオクターブバンドノイズをテープに録音しておき、音源出力が常に一定であるように音源室での基準点に置いた指示騒音計 (N-1106リオン) で監視しながら再生した。音圧レベル測定は、 $\frac{1}{3}$ オクターブバンド中心周波数80c/s \sim 8000c/sにわたりスペクトロメーターで直読した。

e) 測定結果:

スタジオ・アナウンスブース \sim 調整室, スタジオ \sim アナウンスブースの測定結果を 図-4.9に, 扉のそれを 図-4.10に示す。

d) 測定結果に対する検討:

遮音設計上, 実効遮音量として要求された値は150c/s \sim 2400c/sの範囲で, スタジオ \sim アナウンスブースでは55 \sim 60dB, スタジオ・アナウンスブース \sim 調整室では50dBであった。

この設計条件に対して測定結果は, 低音域でわずかに不足をきたしている。すなわち, スタジオ \sim アナウンスブースでは55dB以上となっている周波数範囲は315c/s以上であり, スタジオ \sim 調整室, アナウンスブース \sim 調

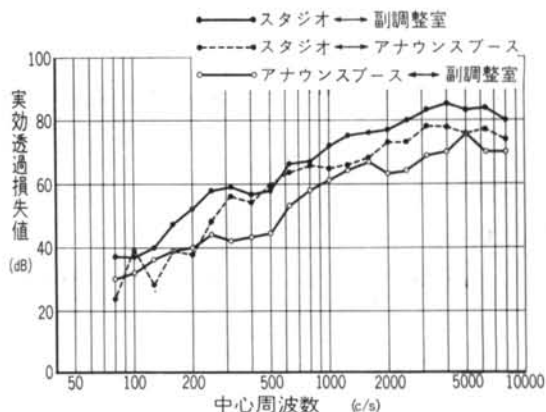


図-4.9 壁の実効透過損失

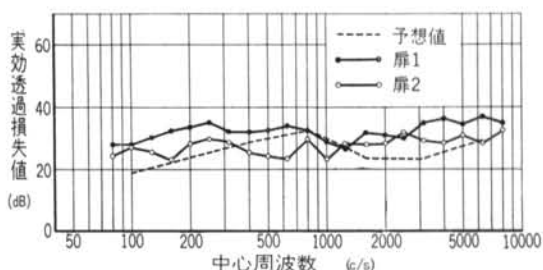


図-4.10 遮音扉の実効透過損失

整室で50dB以上はそれぞれ200c/s以上, 630c/s以上の範囲である。とくに, アナウンスブース \sim 調整室に悪い結果がでている。

この原因として,

1. 窓自体が弱体であったか
2. 窓枠と構造体の取付けに隙間が生じているのではないか
3. 共通ダクトによるクロストークか
4. コンクリート壁を含めて弱体であったか

が考えられるが, 4を除いた他の3項の場合が, 有力な原因と思われる。

これらのことに関して原因調査を行ったところ, スタジオ \sim アナウンスブース, スタジオ \sim 調整室では, 窓から離れた壁近傍と窓面および窓枠の取付け近傍の受音レベルに, 3 \sim 5dBの差が生じているので, 1, 2の原因によるものと考えられる。アナウンスブース \sim 調整室では1 \sim 3に原因があることは確実であるが, どれが主なものは現在のところ確認できない。しかし, 耳で聴いた感じでは, 2の原因が主であるらしい。

この問題については, 今後の再調査事項とし, また実用上の支障の有無についても, 使用状態に注意して判断を下したい。

扉は前室を挟んでその構造に2種類あり、その相異の一つは、扉の片面の表面鉄板をゴムパッキングで浮かしたか浮かさないかで、もう一つはその鉄板厚が2.3mmと1.6mmの違いである。(図-3.3参照)

測定結果では、この相異による遮音性能の差が125c/s~1000c/sの範囲で明瞭に現われており、鉄板を浮かした扉(鉄板厚2.3mm)の方に良い結果が得られている。この効果が、鉄板の厚みによるものか、鉄板を浮かし

たことによるものか、はっきりしないが、もし浮かしたことにより効果が良くなるとしたら、この機構は興味ある事実である。

図-4.10で鉄板を浮かした扉の(扉1)透過損失値(実験室測定結果)と測定結果とを比較してみると、鉄板を浮かさない扉(扉2)は中音域で劣っている。

出入口に要求された遮音性能55~60dBの設計条件に対して、測定結果では十分満足することを示している。

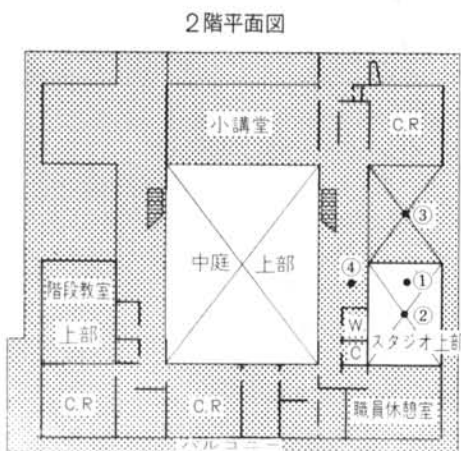
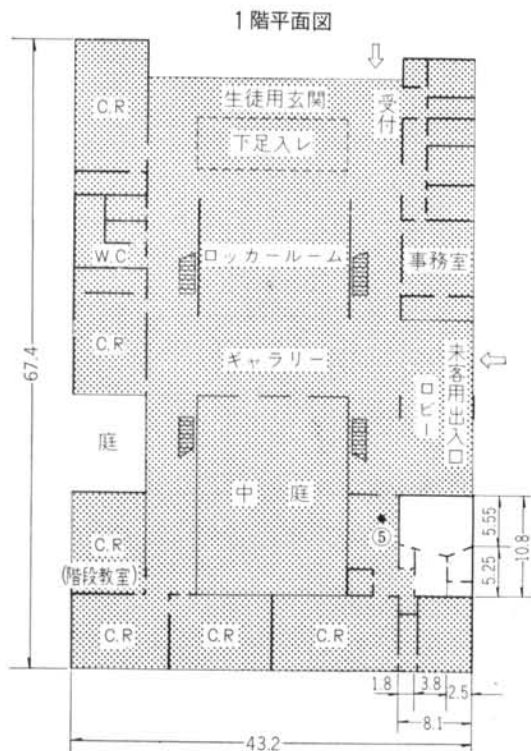


図-4.11 衝撃音試験位置

4.4 衝撃音試験結果

a) 試験期日: 昭和39年1月16日

b) 試験装置および試験方法:

〈音源装置〉

1. 標準衝撃試験機(タッピングマシン) 3204(Brüel & Kjaer)

〈受音装置〉

1. コンデンサーマイクロホン4131(Brüel & Kjaer)
2. スペクトロメーター2111(Brüel & Kjaer)

上記試験機により図-4.11に示す位置に衝撃を与え、それに伴ってスタジオ内に生ずる騒音の音圧レベルを、スペクトロメーターで直読した。マイクロホンの位置は室中央で、高さ1.5mである。

c) 測定条件:

衝撃試験機のたたく床の仕上げは、スタジオ屋上、および2階バルコニーはモルタル、2階および1階の廊下はアスタイルである。

d) 測定結果:

各衝撃点に衝撃を与えたとき、スタジオ内に生じた騒音のオクターブバンドレベルを図-4.12に示す。

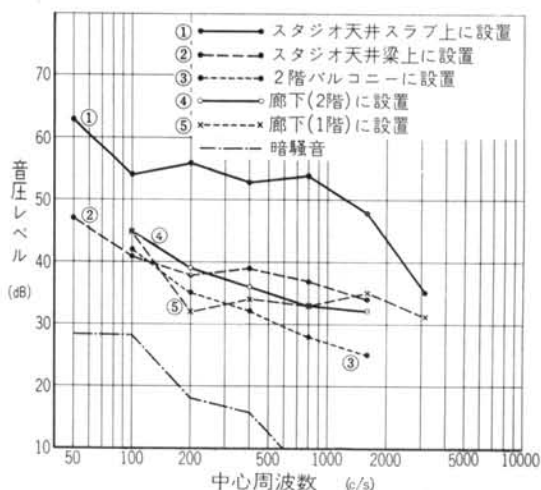


図-4.12 標準タッピングマシンによるスタジオ内騒音

e) 測定結果に対する検討:

標準衝撃試験機である地点を衝撃したとき、ある室で測定される騒音レベルがどの程度なら問題はないか、また、どの程度なら浮き構造、遮音層をとった意味があらわれるか、その基準となるものがないので、詳しい検討はできない。

この衝撃音伝達に関する問題には不明な点が多いので測定結果をここでは参考程度にとどめ、簡単に所見だけを述べておきたい。

前記各衝撃点のうち、スタジオ屋上のときは音のくる方向として上部からが圧倒的に多く、またこの場合、梁上よりは板上をたたいたときに大きいレベルが観測されたことは興味深い。

衝撃点が1, 2階廊下のときには、スタジオ出入口の方向から音が聞こえる。

これは、浮き構造をとっていない前室にいったん騒音が放射されて、それが扉を通してくるか、または、扉の枠が構造体から完全に浮いていないため、そこへ固体音が伝達されてスタジオ内へ放射されるか、いずれかの原因によるものと考えられる。

この問題については、調査も不十分なので、今後の調査事項としたい。

§ 5. 結 語

5.1 設計条件に対する調査結果について、次の結論を下した。

1. 残響時間に関して、スタジオでは2つの特異現象が生じている。すなわち、高周波数域での時間が伸びすぎていることと、160c/s近辺が極端に短くなっていることである。この2点に対し、前者について

は改修すべきであるが、後者の現象は実用上支障ないと考えられる。この現象を解決するには、板振動吸音を特定の周波数に限らないようにするため、いろいろな大きさの板を用いるべきである。

2. スタジオ、アナウンスブースでの暗騒音レベルは設計条件NC-20を十分満足している。
3. 遮音設計条件に対し、各室相互の間仕切壁の遮音性能は、いずれも低周波数域で不満足であり、とくに、アナウンスブース～調整室は良くない。扉については、条件を満たしていると考えられる。
4. 衝撃音に対して、スタジオ、アナウンスブースの浮き構造の効果の程度は、調査不十分のため評価できない。

5.2 今後に残された問題としては、

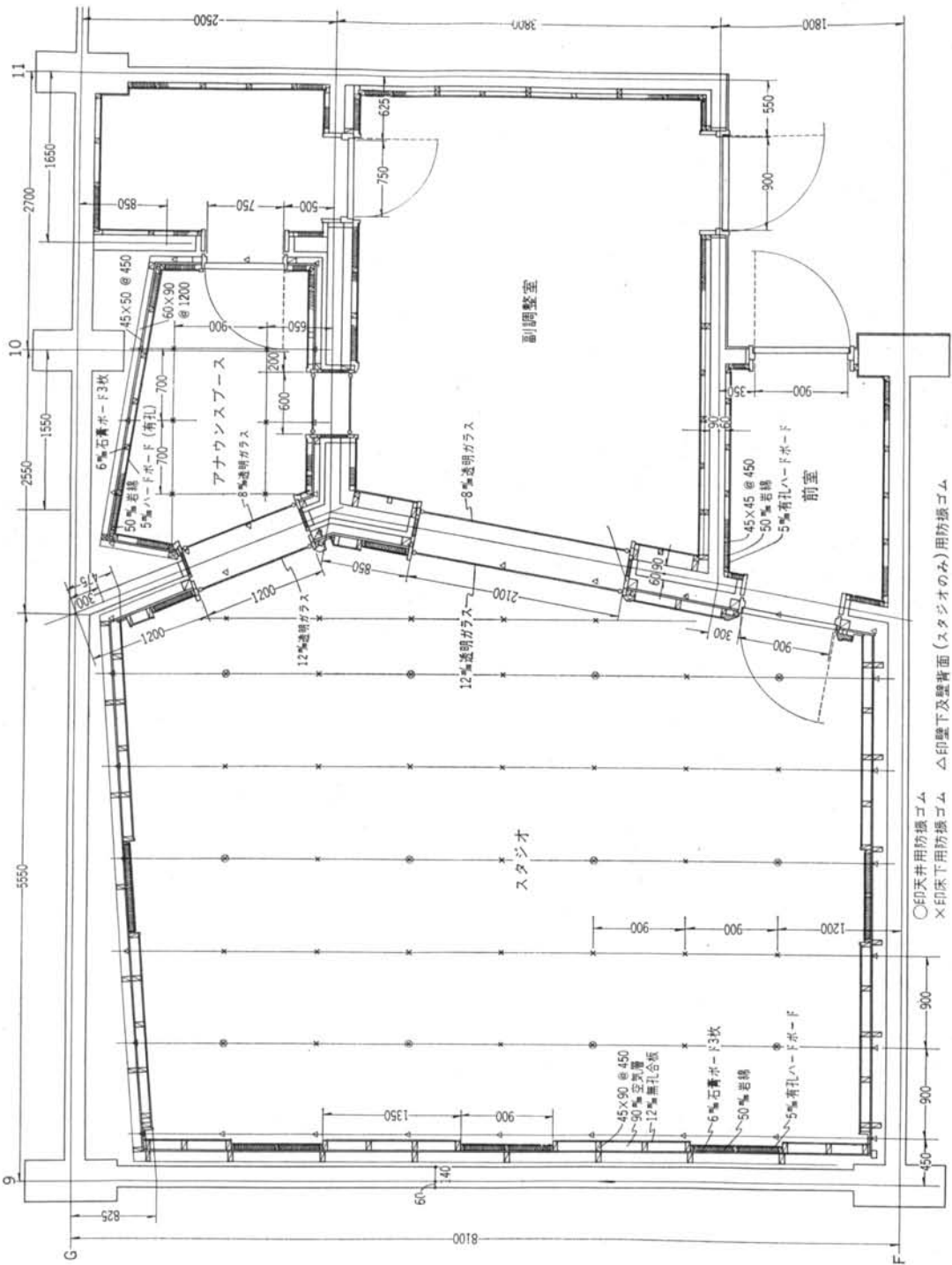
1. 音の拡散性に対する評価に関するもの
2. 空気調和ダクト内の音の減衰に関するもの
3. 固体伝達音に対する浮き構造、遮音層の効果の評価するための基準に関するもの
4. ある地点に衝撃が加えられたとき、他の地点で観測されるコンクリート構造体伝達音の性質に関するもの

があり、これらの問題について、今後研究を進めてゆきたい。

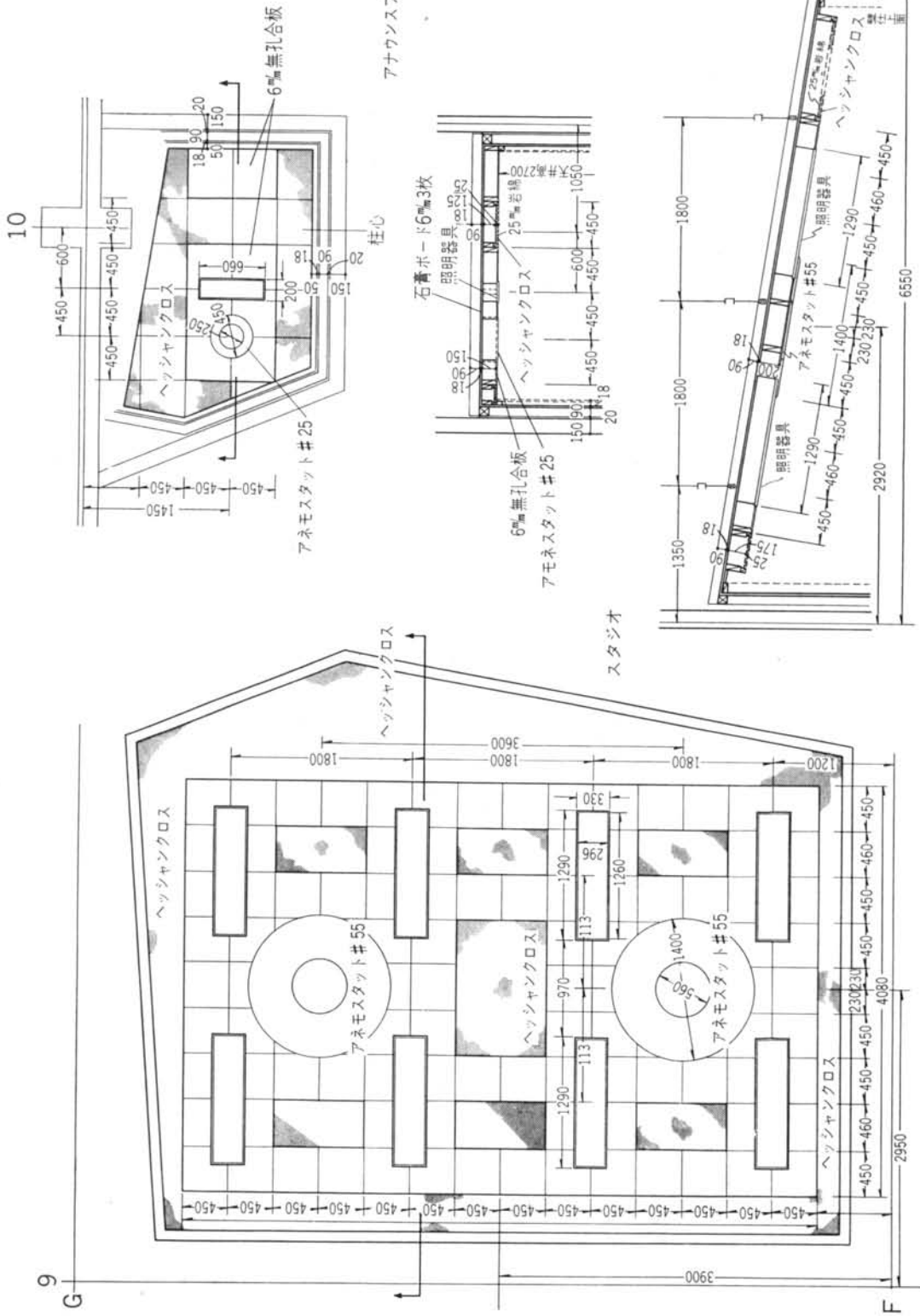
5.3 おわりに、このスタジオ計画時にご指導いただいたNHK技研音響研究部・牧田康雄、永田穂、山本照二の各氏、設計図面作製に当ってご助力をいただいた本社設計部・柳沢芳夫氏、また空気調和・電気設備の実施設計を担当してくれた永井志郎、高橋光夫の各氏、工事を担当し終始ご協力願った平松幸一工事課長以下の各氏に感謝の意を表する次第である。

<参考文献>

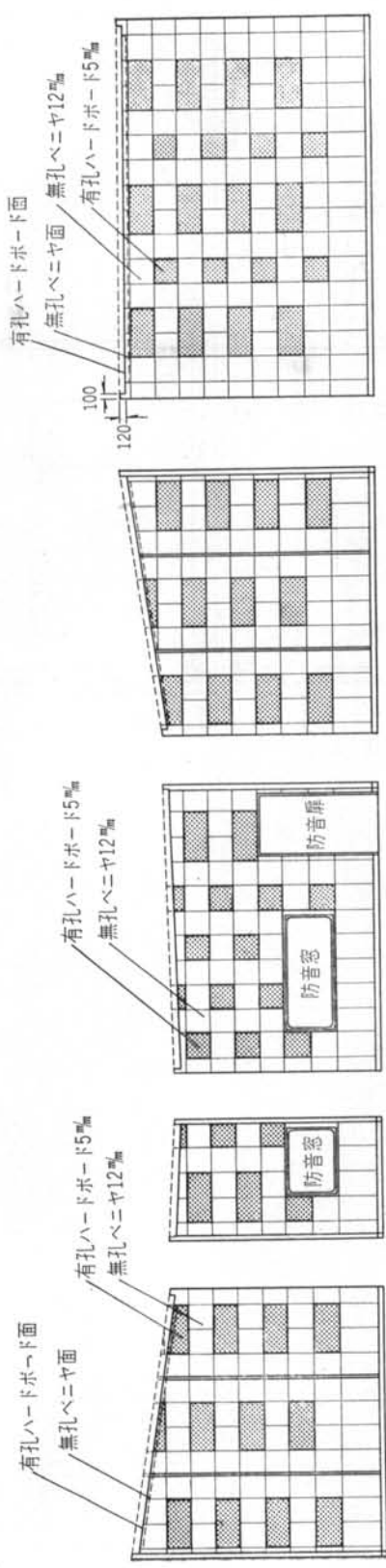
- 1) Sound Insulation: Brüel: P238
- 2) Acoustical Engineering: Olson: P544
- 3) モデルルームによる定常態伝導特性の研究: 二村紫山: 東北大音響研究会, 1953-3
- 4) NHK技研資料による
- 5) ダクト系の騒音制御について: 勝田高司, 後藤滋, 寺沢達二: 衛生工業協会誌 Vol. 32 第6号, 1958-6



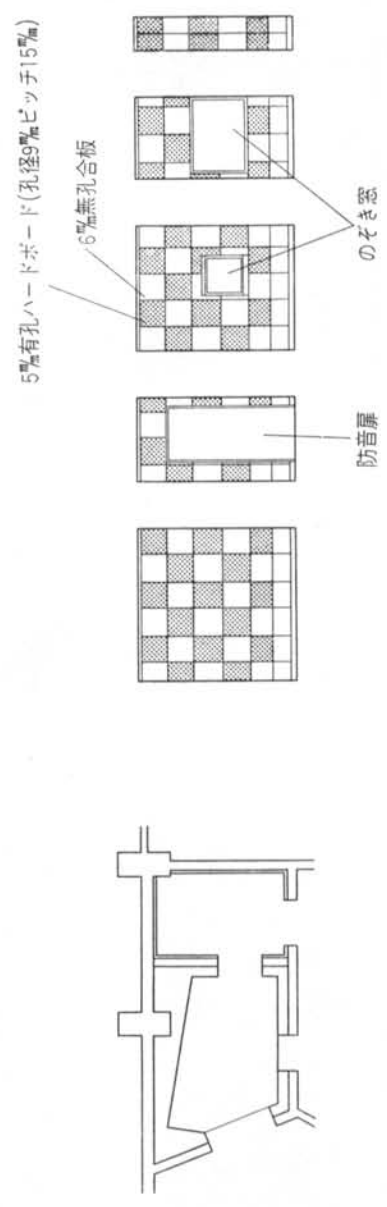
付図一1 スタジオ平面図



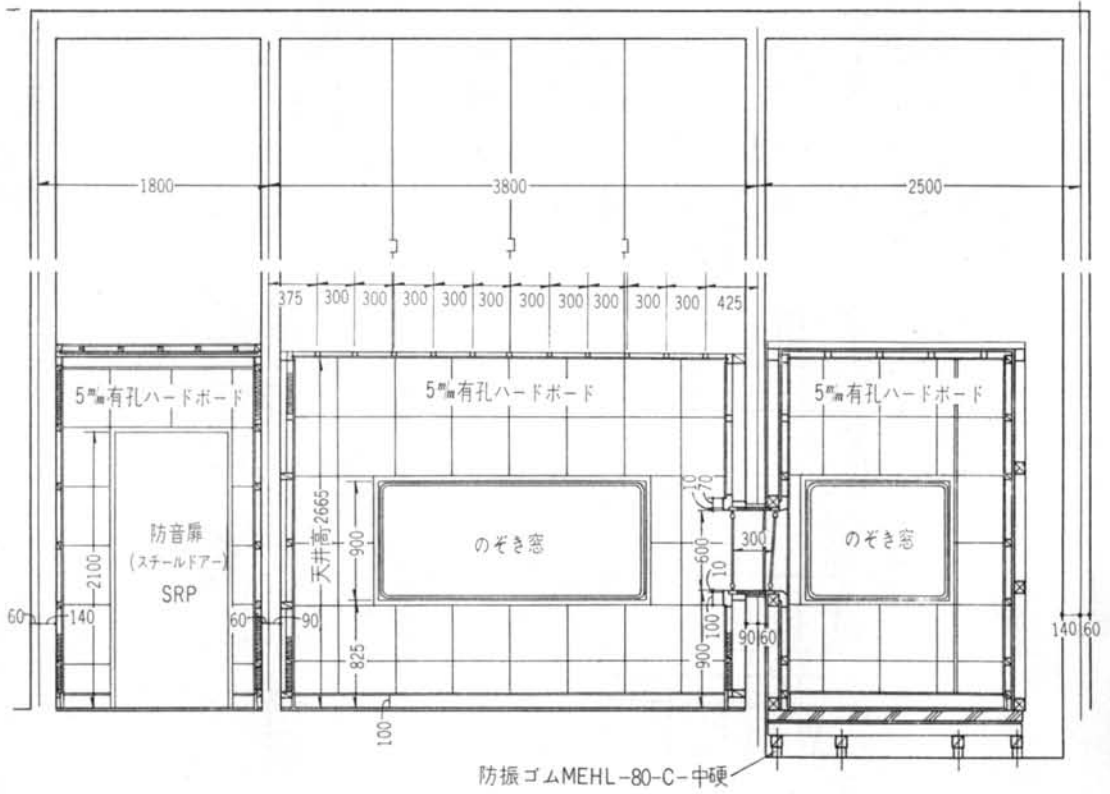
付図—3 スタジオ, アナウンスブース各状図



付図—4 スタジオ展開図



付図—5 アンナンスブース展開図



付図-6 前室, 副調整室, アナウンスブース断面図