

## 地下劇場における空調設備の騒音防止対策と施工

### Preventive Measure Against Noise caused by Air Conditioning System in the Underground Theater

岩田 雅次\*  
Masatsugu Iwata

#### 要 約

今回施工した地下多目的ホールは、地下階にあるため外部からの侵入騒音は建築構造上比較的しや断しやすい条件にあったが、逆に建物内で発生した建築設備機器等からの騒音に関しては外部へ逃がすことが建築計画上難しく、劇場内へ侵入してくることとなる。よって劇場の維持運営上必要な空調機器・送排風機類やポンプなどからの発生音は、防振装置や消音設備によりできるだけ抑え劇場の環境維持をすることになる。

ここに施工前に設計図書を検討し、騒音計算による各値から消音設備の施工仕様を再確認し、一部の設計変更・増設を行った。竣工後の騒音測定結果と設計計画値との比較においてもほぼ机上計算値に近い値が得られ、使用した消音設備機器と計算経験式が十分に役立つことが技術的に明らかになった。

排風機等の発生騒音が外部へ逃げることなくダクト・配管等を伝わり、地下劇場内や上層住宅部分へ伝搬することとなる。これらの問題がありながら建築計画上、劇場用空調機器等は地下劇場の専有面積部分内に設置したので最も騒音を避けなければならない部分に隣接して配置されている。

以上の計画上の制約から、建築計画上の騒音対策仕様と設備騒音対策仕様とは同時に進め、かつ一元化し報告する必要がある。しかし当報告では、建築設備の騒音対策のみについて述べる。

#### 目 次

- §1. はじめに
- §2. 施設概要
- §3. 基本計画
- §4. 騒音測定
- §5. 測定結果と検討
- §6. おわりに

#### §1. はじめに

劇場・ホール等の騒音対策計画は、場内の許容騒音値を定め、原設計図書を検討してそれらの許容騒音値を十分満足できる基本計画を立てておく必要がある。

当劇場は地下3階から地上1階の一部へ設置するという条件のもとにあり、外部からの暗騒音の影響が少なくすすむと思われるが、逆に当劇場のための空調機器、送

#### §2. 施設概要

##### 2-1 建築概要

建物用途：地下3階～1階；劇場・ホール・関連諸室  
2階；ビデオスタジオ  
3階～10階；住宅

建物構造：鉄骨鉄筋コンクリート造

規 模：延床面積 6980㎡、劇場部分1937㎡、  
最大客席数294席

\*東京建築(支)新宿(出)係長

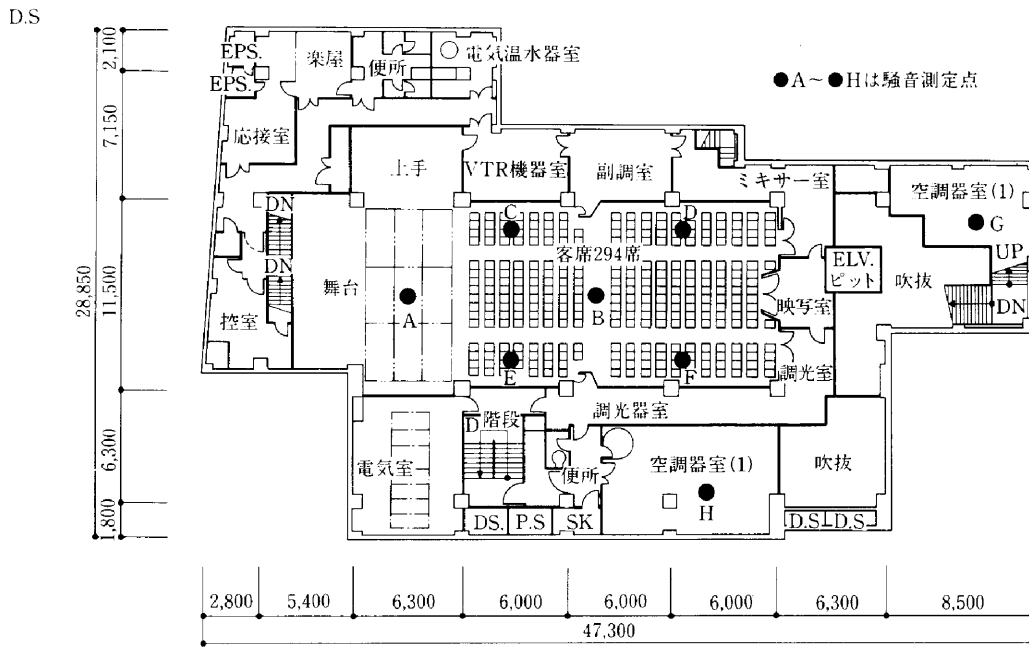


Fig.1 地下1階平面図

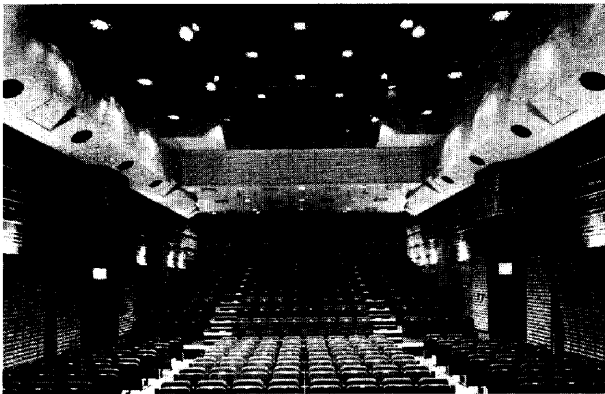


Photo 1 劇場(舞台より客席をみる)

Fig. 1 に地下1階平面図を、Photo 1 に劇場内全景を示す。

2-2 主要設備機器仕様 (劇場関連)

- 熱 源：吸収式冷温水発生機 100USRT
- 空 調 器：エアハンドリングユニット2台
- 受水槽室：地下3階15m<sup>3</sup>、5m<sup>3</sup>各1基  
揚水ポンプ5.5kW (自動交互運転) 2組
- 電 気 室：地下1階受変電設備容量825kVA
- 発 電 機：水冷4サイクルディーゼルエンジン100kVA
- ポ ン プ：湧水・汚水用ピット内設置

2-3 設計条件

Table 1 に設計条件を示す。

2-4 空調換気系統図

Fig. 2 に空調換気設備のダクト系統図を示す。

2-5 空調機器仕様

劇場用の空調機器等の仕様概要を Table 2 に示す。

§ 3. 基本計画

2-3 に示した設計目標騒音値である NC-25 を満足させるため、諸設備機器からのホール内への騒音伝搬をどのように抑えるか、その基本対策をここに示す。

3-1 基本計算式

① 音圧レベル

一つの音源から室内に放出された騒音によって生じる音圧分布は次式により求める。

$$SPL = PWL + K_r \dots\dots\dots(1)$$

$$K_r = 10 \log \left[ \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] \dots\dots\dots(2)$$

$$R = \frac{S\bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} \dots\dots\dots(3)$$

ここに

SPL：室内の受音点の音圧レベル (dB)

PWL：音源のパワーレベル (dB)

K<sub>r</sub>：放射係数 (dB)

Q：指向係数

r：音源と受音点の距離 (m)

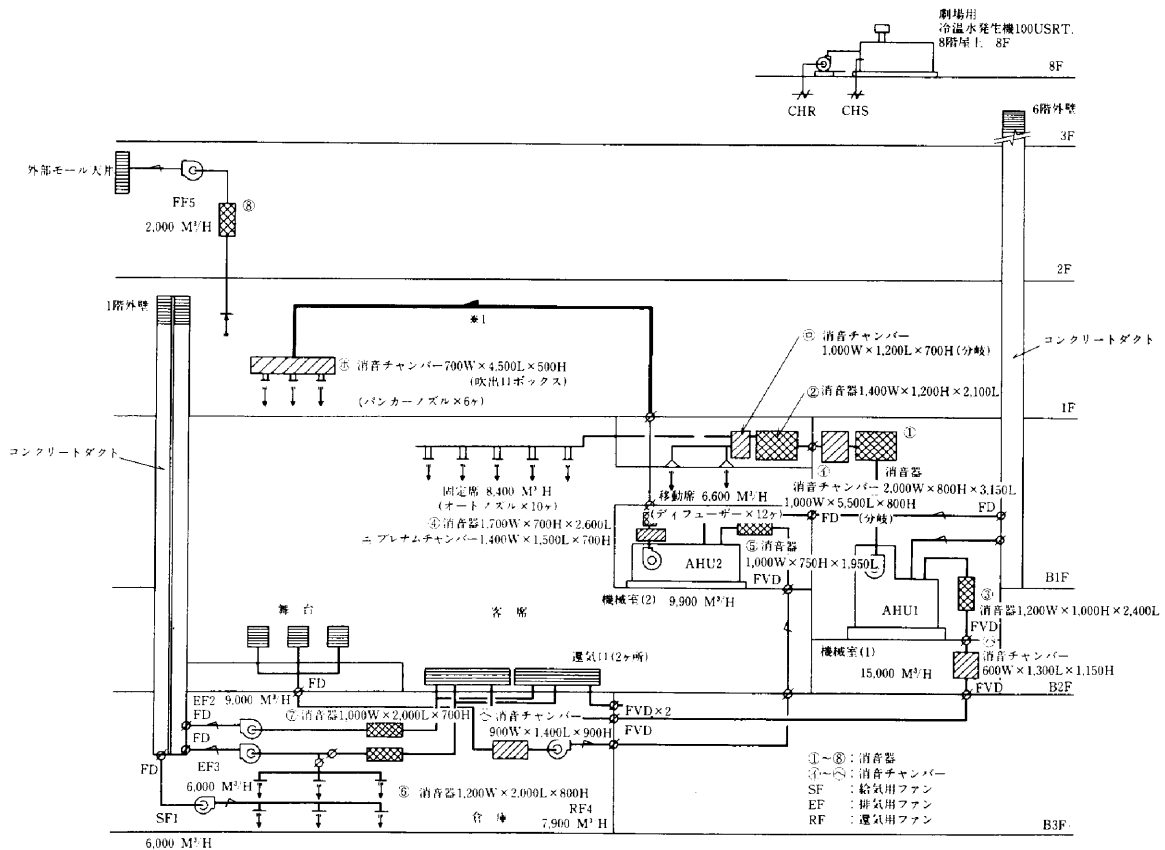


Fig.2 劇場ダクト系統図

Table 1 設計条件

場所	条件 設計 目標騒音値 (NC)	室内条件				外気条件				必要換気量
		夏期		冬期		夏期		冬期		
		温度	湿度	温度	湿度	温度	湿度	温度	湿度	
客席部	25	26℃	55%	22℃	45%	32.5℃	63%	-0.7℃	48%	15,000 m³/h
舞台部										

R: 室定数

S: 室内の全表面積 (m²)

$\bar{\alpha}$ : 室内の平均吸音率 (各周波数毎の値を使用)

(2)送風機の発生騒音値

$$PWL = Kw + 10 \log Q + 20 \log P + C \dots\dots\dots(4)$$

PWL: 送風機の発生騒音によるパワーレベル推定値

Kw: 比騒音出力 (単位風量・単位圧力のパワーレベル)

Q: 送風機の送風量 (m³/h)

P: 送風機の全静圧 (mm Aq)

C: 送風機の運転状態による補正係数 (dB)

一般的には、この推定式(4)を用いるが今回は、メーカーからデータを提示してもらいこれを使用する。

なお、ここでは Table 3に空調器及び送風機の発生騒音パワーレベルのメーカーからの推奨値を示す。

### 3-2 基本計画

設備機器からの発生する騒音源の特性をそれぞれの伝搬音のどの部分で把握するかということは、あらかじめ用意された設計図書及び計算書から、その基本対策が必要十分であるか、確認することから検討していく。

単なる騒音レベルという定量的な量だけでなく、周波数的特性 (バンドレベル)、時間的特性 (変動・継続時間

等)、空間的特性(方向、拡散、進行波、定圧波)なども明確にする必要がある。それらを JIS Z 8731にて整理し、評価騒音レベル等の形にて表わしておくのが一般解である。しかし、建築工事の着工時において、基本設計時までさかのぼる検討は相当複雑な作業であり、遡及していくことは現実的でない。よって音の伝搬条件の差異による騒音エネルギーの寄与の割合(寄与係数)を考慮した計算手法により判断していくこととした。

また、施工の責任性という立場から、音の伝搬系全体の対策をきめこまかく行う必要があり、できるだけ個々の音源に近い位置での特性(音色、継続時間、ひん度、周波数特性)を整理し、かつ騒音の伝搬経路を分割整理して基本対策を立てた。これを Table 4 に示す。

ポンプ類の発生騒音については、ピット内設置のものはしゃ音性が期待できるので考慮せず、建築上の固体伝搬に関して、配管にフレキシブル継手や防振ハンガーを

Table 2 主要設備機器仕様表

機器名	記号	電動機容量	静圧、揚程	風量、揚水量	用途	設置場所
客席用 エアハンドリング ユニット	AHU-1	11 kW	40mmAq	15,000m <sup>3</sup> /h	客席用	空調器室(1)
舞台用 エアハンドリング ユニット	AHU-2	5.5kW	40mmAq	9,900m <sup>3</sup> /h	舞台用	空調器室(2)
給気ファン	SF-1	1.5kW	20mmAq	6,000m <sup>3</sup> /h	倉庫給気用	地下3階倉庫
排気ファン	EF-2	3.7kW	20mmAq	9,000m <sup>3</sup> /h	客席排気用	地下3階倉庫
排気ファン	EF-3	1.5kW	20mmAq	6,000m <sup>3</sup> /h	客席 倉庫排気用	地下3階倉庫
換気ファン	RF-4	2.2kW	31mmAq	7,900m <sup>3</sup> /h	AHU-1 換気用	地下3階倉庫
排気ファン	EF-5	0.4kW	15mmAq	2,000m <sup>3</sup> /h	舞台排気用	外部モール内天井
ポンプ	P-1	5.5kW	60 m	230ℓ/min	住宅用揚水	受水槽室2台
ポンプ	OP-1	5.5kW	60 m	230ℓ/min	劇場用揚水	受水槽室2台
ポンプ	P-2	1.5kW	20 m	150ℓ/min	湧水用	ピット内6台
ポンプ	P-3~5	2.2kW	4 m	100ℓ/min	汚水用	ピット内10台
ポンプ	AP-1	7.5kW	17 m	1,640ℓ/min	冷却水 循環用	10階屋上1台
ポンプ	AP-2	18.5kW	45 m	1,260ℓ/min	循環 温水用	8階屋上1台

Table 3 空調器及び送風機の発生騒音PWL推定値(dB)

機器	騒音源	オクターブバンド (Hz)								
		63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000	
AHU-1	給気側	95.2	95.2	93.2	90.2	86.2	82.2	77.2	72.2	
〃	換気側	95.2	95.2	93.2	90.2	86.2	82.2	77.2	72.2	
AHU-2	給気側	92.0	92.0	90.0	87.0	83.0	79.0	74.0	69.0	
〃	換気側	86.0	86.0	84.0	81.0	77.0	73.0	68.0	63.0	RF-4
SF-1	給気側	81.0	81.0	79.0	76.0	72.0	68.0	63.0	58.0	
EF-2	排気側	82.8	82.8	80.8	77.8	73.8	69.8	64.8	59.8	
EF-3	〃	81.0	81.0	79.0	76.0	72.0	68.0	63.0	58.0	

Table 4 主要機器に対する騒音対策

主要機器	防振対策	しゃ音, 吸音対策	設備上の対策	その他の註記
空調器 (AHU-1)	スプリング 防振架台	機械室: グラスウール貼 扉:エアタイト仕様	ダクト:消音器, 消音チャンバー取付	外気取入: 6階外壁
空調器 (AHU-2)	"	"	"	"
給気ファン (SF-1)	防振ハンガー吊	"	"	取入れガラリ: 1階外壁
排気ファン (EF-2)	"	"	"	排気ガラリ: 1階外壁
排気ファン (EF-3)	"	"	"	"
排気ファン (EF-4)	スプリング 防振架台	"	"	"
排気ファン (EF-5)	防振ハンガー吊	—	"	"
ポンプ類 (22台)	防振スプリング 架台	機械室: グラスウール貼	フレキシブル継手 使用	4ポール使用
冷温水発生機	防振パッド2重敷	機械回り:しゃ音壁		
キューピクル	トランス防振パッド敷	室内:グラスウール貼	フレキシブル導体 使用	
発電機 (100kVA)				屋外設置

適宜使用することで、劇場への影響を防止した。また、地上設置型ポンプについては、内壁や染にグラスウールボード (750mm) を内貼りし、反射音の発生を防ぐとともに、スプリング防振架台を採用した。

電気室については舞台上手の上部に配置されているため、屋外型のキューピクルを採用し、トランスの微振動に対し防振パッド敷及びフレキシブル導帯を使用した。電気室内も床を除く内壁面は、全面グラスウールボード貼りとし、反射音による共鳴を防止した。なお、Fig. 2 に示した舞台用排気ファン (EF-5) の騒音対策は、送風機自体を劇場外部へ設置したことで騒音対策の検討から外し、試算結果も影響のないことが確認された。なお、EF-5 の吸込側に取付けた消音器⑧は、舞台からの騒音を外部へ出さないためのものである。

### 3-3 騒音対策

騒音対策上の最大の課題とは、プラン上前述した建築的制約から、空調器室等がロビーや廊下を隔て近接しており、空調器室の床面積も制約されているために、消音器及び消音チャンバーの設置スペースが十分確保できず、かつダクト長に対する騒音の距離減衰が期待できないことである。また、劇場への給気ダクトは主ダクトの面風速を騒音対策上抑える必要があるが、ダクト経路の

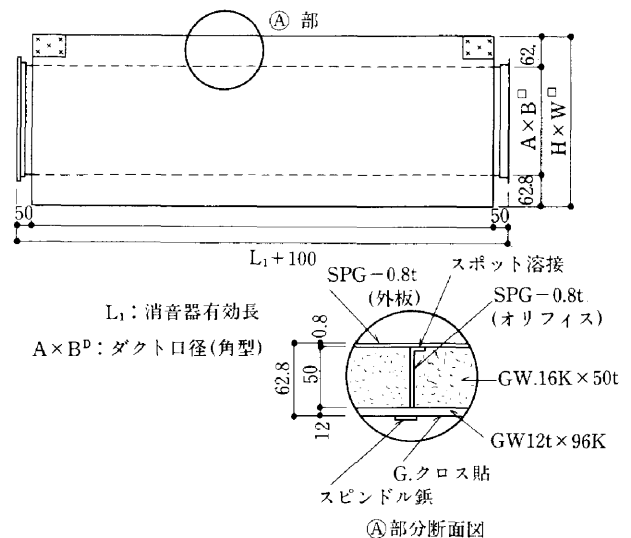


Fig.3 消音器構造略図

スペースが制約されているので、有効にスペースを確保できるように、ダクト材質は鉄板製からグラスウールボード材へ一部変更し、吸音効果も期待した。グラスウールダクトから外部側への透過騒音は、その影響があった場合に、しゃ音効果のある鉄板ラッキング等の対策を将来

Table 5 消音器リスト及び減衰値(dB)

No.	形状(mm)W×H×L	オクターブバンド(Hz)								
		63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000	
①	2,000× 800×3,150	-15.6	-24.0	-31.2	-34.8	-39.6	-38.4	-33.6	-28.8	AHU-1 SA 取付
②	1,400×1,200×2,100	-12.8	-19.0	-27.0	-31.0	-32.6	-30.0	-28.2	-26.8	"
③	1,200×1,000×2,400	-14.7	-21.4	-30.0	-29.6	-25.6	-20.7	-14.2	-11.4	AHU-1 RA 取付
④	1,700× 700×2,600	-16.4	-25.4	-36.4	-42.8	-40.1	-34.4	-32.1	-27.4	AHU-2 SA 取付
⑤	1,000× 750×1,950	-13.2	-19.4	-28.8	-33.6	-31.8	-28.6	-26.4	-24.4	AHU-2 RA 取付
⑥	1,200× 800×2,000	-12.4	-18.0	-24.8	-23.6	-19.6	-14.2	-10.8	- 8.8	EF-3 EA 取付
⑦	1,000× 700×2,000	-12.8	-19.0	-27.0	-28.0	-24.6	-18.0	-14.2	-10.8	FF-2 EA 取付

Table 6 消音チャンバーリスト及び減衰値(dB)

No.	形状(mm)W×H×L	オクターブバンド(Hz)								
		63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000	
㊦	1,000×5,500× 800	- 4.0	- 7.0	-10.0	-14.0	-15.0	-14.0	-12.0	-11.0	AHU-1 SA 分岐用
㊧	1,000×1,200× 700	- 3.0	- 6.0	- 8.0	-12.0	-13.0	-11.0	-10.0	- 9.0	"
㊨	600×1,300×1,150	- 3.0	- 6.0	- 8.0	-12.0	-13.0	-11.0	-10.0	- 9.0	AHU-1 RA 消音用
㊩	1,400×1,500× 700	- 3.0	- 6.0	- 8.0	-12.0	-13.0	-11.0	-10.0	- 9.0	AHU-2 SA 分岐用
㊪	700×4,500× 500	- 3.0	- 6.0	- 8.0	-12.0	-13.0	-11.0	-10.0	- 9.0	"

考慮することとした。Fig. 2 の※1の太線部分がダクト材質の変更した部分を示す。

それゆえ騒音のダクト内伝搬に対する対策は、消音器等による期待値で対応する。現在市販又は公開されている空調ダクト用の消音装置は各種あるが、限られたスペースと省エネルギー対策から、膨張吸収型の消音器を施工計画に採用した。その場合の消音量は、メーカーから推奨された値を計算に取り入れた。その構造図を Fig. 3 に、ダクト系統図を Fig. 2 に示す。また、計画した消音器リストとその減衰量を Table 5 に、消音チャンバーリストと減衰量を Table 6 に示す。なお、消音器③の取付状況を Photo 2 に示す。

3-4 消音計算

便宜上、音源は部屋の容積(または面積)に比べて小さいのが一般的であり、当計画に対しても音源を点とみなして(1)式をもって室内の音圧レベルを求める。送風機のパワーレベルの推定式として(4)式を採用し、ダンパーの発生騒音の算出として次式を採用する。

$$PWL=L\theta+10\log A+55\log V$$

PWL: 気流騒音のオーバーオールパワーレベル (dB)

Lθ: ダンパーの羽根角度による定数

V: ダクト内の平均風速 (m/s)

A: ダクト断面積 (m²)



Photo 2 消音器③

その他分配比係数、開放端反射、放射係数等を算出し、前述の3-3の騒音対策に沿って数値騒音値の合成計算を試行した。その結果を Table 7 に示す。

Table 7 から各騒音レベルはオクターブバンド毎に許容値以下となっており、Fig. 2 に示した仕様に变更后施工準備を行うと同時に、設計監理者に承認を受け施工した。

Table 7 騒音計算結果

No.		オクターブバンド(Hz)								備考
		63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000	
1	客席用給気ダクト SA	38.9	32.4	27.7	20.1	19.4	14.0	7.2	8.2	消音器等も含む
2	〃 換気ダクト RA	40.2	30.5	24.8	15.7	7.2	5.6	4.0	4.1	〃
3	舞台用給気ダクト SA	49.0	39.0	35.3	25.2	18.6	17.8	15.0	12.3	〃
4	〃 換気ダクト RA	40.9	34.3	30.7	17.7	11.0	7.9	5.1	2.3	〃 RF-4連動
5	給気ファン	39.0	24.0	17.1	1.6	-13.2	-17.4	-25.3	-31.6	SF-1稼動
6	排気ファンの合成値	27.0	5.1	-2.7	-14.2	-32.4	-39.3	-45.6	-49.6	EF-2, EF-3稼動
No. 1~6の合成値		50.9	41.3	37.0	27.4	22.6	20.0	16.5	14.3	オーバーオール 32.7(A) 51.5(C)
NC25に対する許容値		54.0	44.0	37.0	31.0	27.0	24.0	22.0	21.0	

§ 4 . 騒音測定

竣工後に、劇場の空調器及び送排風機を全稼動させ、JIS Z 8731の騒音レベル測定法に準拠して測定を行った。

4-1 騒音測定計画

使用機器：リオン(株) NA-23 SOUND LEVEL METER

騒音レベル測定範囲27~130dB(A)

35~130dB(C)

使用周波数範囲20~10kHz

1/1オクターブフィルター31.5~8kHz (A,C)

フィルター特性：ANSI S1-11・1966 クラス1

測定点：Fig. 1 に測定点 A~H を示す。なお G 及び H 点は参考値として設定した。

測定方法：オクターブバンド毎に音圧レベルは A 及

Table 8 暗騒音値(dB)

No.	測定点	測定場所	オクターブバンド(Hz)								オーバーオール
			63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000	
1	A	舞台中央	30	30	24	18	16	12	10以下	10以下	22(A) 40(C)
2	B	客席中央	38	30	22	18	16	14	12	11	〃

Table 9 全機器稼動運転時の測定値(dB)

No.	測定点	測定場所	オクターブバンド(Hz)								オーバーオール
			63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000	
1	A	舞台中央	50	44	36	30	26	20	14	10以下	34(A) 56(C)
2	B	客席中央	48	40	34	32	26	20	12	10以下	34(A) 56(C)
3	C	固定席	48	42	37	30	26	20	12	10以下	34(A) 58(C)
4	D	移動席	48	42	34	28	22	20	12	10以下	32(A) 56(C)
5	E	固定席	48	42	36	30	24	20	12	10以下	34(A) 58(C)
6	F	移動席	46	42	36	26	24	18	12	10以下	32(A) 56(C)
7	G	空調器室(1)	72	70	60	58	54	48	42	32	60(A) 80(C)
8	H	空調器室(2)	74	74	64	54	52	46	40	30	62(A) 80(C)

びC特性について測定、オーバーオールについてはFASTで測定する。

4-2 測定結果

4-1に述べた測定計画に従い下記の日時に測定作業を行い、Table 8及びTable 9の測定結果を得た。

測定日時：平成元年1月24日(火) 午前9時～午前11時

室 温：19.5℃ 相対湿度55%

4-3 騒音値の比較

計算値と測定結果の比較をTable 10に示す。なお、A、B点は客席及び舞台の中心にあり、測定結果からも比較対象点とすることができる。暗騒音と対象点での測定結果との補正は、JIS Z 8731解表1「暗騒音の影響に対する指示の補正」を使用する。

4-4 騒音のオクターブ分析

測定点A及びBの測定値と計算値を比較し、NC曲線上にプロットした表をFig. 4、Fig. 5に示す。

§5. 測定結果と検討

オクターブバンドレベルによる騒音測定値を比較すると、劇場内に入る騒音特性が把握できる。Fig. 4、Fig.

5からオクターブバンド分析すれば、設計騒音目標値であるNC-25に対してほぼ満足できる結果となった。Table 10に示す比較値を検討すると、設備機器関係の低周波域での騒音対策が一般に難しいと言われているが、この比較値からほぼ計算値に近い数値が測定されており、消音器の性能効果が発揮されていることが判断できる。

しかしながら、B点(客席中央)における測定では500Hz附近で、NC-25をわずかに上回っている。これは他の測定点の測定結果(Table 9参照)から考えると、客席上部のオートノズルの風切り音の影響ではないかと推察できる。

なお、送風機からの発生騒音量を機械室の騒音測定値から逆算推定することは、騒音測定値が機械室自体の反射、吸収やダクトの透過減衰その他の要因等により合成された騒音であるため、計算発生騒音量と測定値からの逆算推定値は比較になり得ないということで今回の検討では行っていない。

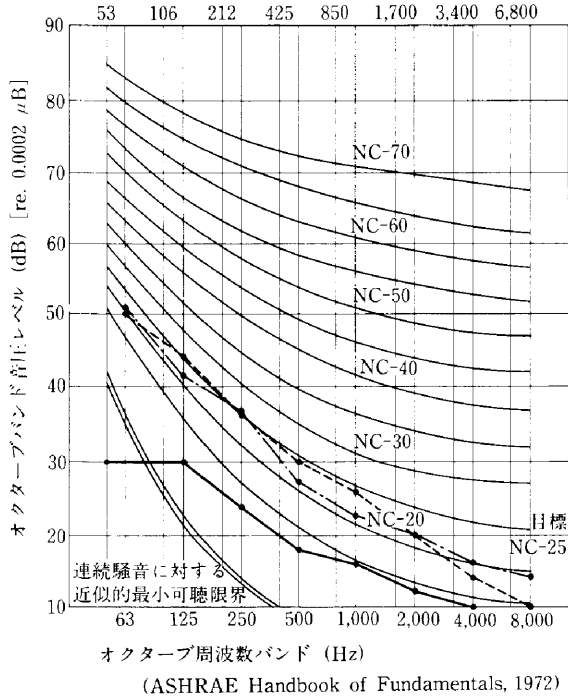
全般的にはおおむね良好な結果が得られたが、これは今回使用した消音器の拡散のくり返しによる減衰消音という構造が十分効果を発揮したものと判断できる。

Table 10 比較表(測定点A、B)dB

No.	摘 要	測定点	オクターブバンド(Hz)								オーバーオール	
			63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000		
1	暗 騒 音	A	30	30	24	18	16	12	10以下	10以下	22 (A) 40 (C)	Table 8 No1より
2	"	B	38	30	22	18	16	14	12	"	22 (A) 40 (C)	" No2より
3	測 定 値	A	50	44	36	30	26	20	14	"	34 (A) 56 (C)	Table 9 No1より
4	"	B	48	40	34	32	26	20	12	"	34 (A) 56 (C)	" No2より
5	No1 と No3 の 差	A	20	14	12	12	10	8	4	0	8 (A) 16 (C)	
6	No2 と No4 の 差	B	10	10	12	14	10	6	0	0		
7	No5の数値による補正	A	0	0	0	0	-0.45	-0.75	-2.3	—	-0.75 (A) 0 (C)	JIS Z 8731による
8	No6 "	B	0	0	0	0	0	-1.25	—	—		
9	実 測 値	A	50	44	36	30	25.55	19.25	11.7	10以下	33.25 (A) 56 (C)	
10	"	B	48	40	34	32	26	18.75	12	"	34 (A) 56 (C)	
11	計 算 値		50.9	43.3	37.0	27.4	22.6	20.0	16.5	14.3	32.7 (A) 51.5 (C)	Table 7より



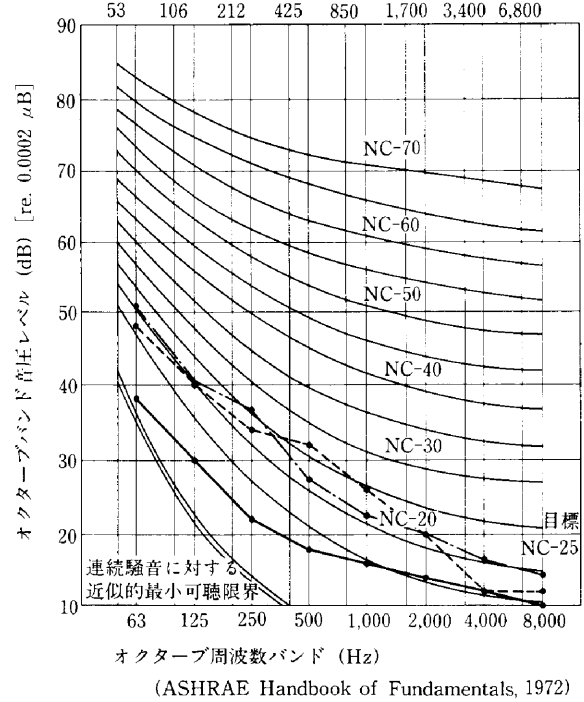
測定点：A 舞台中央（全機器運転）  
測定年月日：平成元年1月24日 午前9時 温度19.5℃ 湿度55%



摘要	凡例	63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000	オーバーオール
暗騒音	—	30	30	24	18	16	12	10以下	10以下	22(A) 40(C)
測定値	---	50	44	36	30	26	20	14	10以下	34(A) 56(C)
計算値	---	50.9	41.3	37.0	27.4	22.6	20.0	16.5	14.3	

Fig.4 騒音のオクターブ分析(NC曲線による評価)

測定点：B 客席中央（全機器運転）  
測定年月日：平成元年1月24日 午前9時 温度19.5℃ 湿度55%



摘要	凡例	63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000	オーバーオール
暗騒音	—	38	30	22	18	16	14	12	10以下	22(A) 40(C)
測定値	---	48	40	34	32	26	20	12	10以下	34(A) 56(C)
計算値	---	50.9	41.3	37.0	27.4	22.6	20.0	16.5	14.3	

Fig.5 騒音のオクターブ分析(NC曲線による評価)

## § 6. おわりに

今後、劇場・ホールに限らず、騒音の低減に対する要求度はますます強くなっていくと思われる。また、建物のグレードをあげるという一般的傾向からも、しゃ音・防音・防振については、設計上の要求もさることながら、施工者側に対しても技術的要求が強くなるであろうと思われる。

しかしながら、騒音の感じ方にも実際には個人差があり、絶対的基準が確立できにくいという面もあるので、竣工時に発生する諸々の要求に対しては苦心するところである。

竣工引渡し後、当劇場は催しに何度か使用されているが、主催者側から騒音に対してのクレームもなく、満足された設備と思われる。

最後に、この報告書をまとめるにあたって資料提供に御協力いただきました株式会社横峯建築設計事務所、(株)日本消音研究所ならびに関係者各位様に厚くお礼申し上げます。

す。

## 参考文献

- 1) 坂本守正：空調設備の消音設計，空調設備騒音研究会；理工学社，1980
- 2) 管工事管理技術テキスト：管工事管理技術研究会，1976
- 3) ビルの環境衛生管理：財団法人ビル管理教育センター，1987
- 4) 実務的騒音対策指針：日本建築学会編；技報堂出版，1982