

## 座席列上の音響伝達特性とその近似計算法\*

飯田一博<sup>†</sup>・大崎重義・安藤四一<sup>\*\*</sup>

(神戸大学工学部)

(昭和 62 年 2 月 2 日受理)

**内容梗概** オーディトリウムにおいて座席列上の音響伝達特性の測定を行い、入射方向及び、伝搬距離との定量的関係について検討した。その結果、入射方向が一定であれば、座席列上の音響伝達特性は、音源から 5m 以上離れば距離に無関係に一定になることが分かった。更に、座席列上の音響伝達モデルと伝達特性の近似計算法について検討し、伝達特性は、受音点と座席列の等価反射面までの距離及び、座席列からの反射音の振幅により近似計算できることを示した。

## 1. はしがき

室内音場のコンピュータシミュレーションは、短時間に多くの情報が得られ、設計へのフィードバックが容易であることから、近年、室内音響設計に広く用いられるようになってきた。しかし、これまでの、幾何音響学に基づいたシミュレーションは、波動性を無視しているため、その精度に問題が残っている。

特に、複雑な形状を持つ座席面については、便宜的に完全吸音面として扱ったり、あるいは、残響室法により測定された吸音力を用いることが多く、その取扱いは室内音場シミュレーションにおける大きな課題の一つである。

座席列上の音響伝達特性の研究は、古くは Békésy<sup>1)</sup> に見られるが、1964 年に Schultz and Watters<sup>2)</sup> と Sessler and West<sup>3)</sup> が実際のオーディトリウムでの測定と模型実験を行い、座席列上を伝搬する直接音が低音域で著しく減衰することを報告している。

その後、安藤・高石・多田<sup>4)</sup> は、座席列を 2 次元の周期的構造体でモデル化し、正面方向から到来する直接音の伝達特性の理論計算を平面波入射の条件で行い、低音域における鋭い減衰を報告している。

更に、筆者らは<sup>5)</sup>、この理論計算を任意の入射方向に拡張し、入射方向と伝達特性の定性的関係を明らかにしている。

また、河井・寺井<sup>6)</sup> は、円筒波入射の条件で、2 次元

の積分方程式の数値計算を行い、座席列上の伝搬音が低音域で減衰することを示している。

しかし、これらの研究のうち、実験的研究では入射角との対応が考慮されておらず、一方、理論計算では用いたモデルの境界条件の設定に問題が残っているため、オーディトリウムの設計段階で定量的に伝達特性を予測するまでには至っていない。

本論文では、実際のオーディトリウムにおける M 系列信号を用いたインパルスレスポンスの測定により、入射方向及び伝搬距離と座席列上の音響伝達特性との定量的関係を明らかにする。

更に、座席列上の音響伝搬モデルについて検討し、伝達特性の近似計算法を示す。

## 2. オーディトリウムにおける測定

## 2.1 測定方法

## 2.1.1 音源・受音点配置

測定は神戸大学六甲台講堂(多目的小ホール)で行った。音源と受音点の配置を Fig. 1 に示す。各受音点における水平角  $\phi$  は  $90^\circ$  (正面方向) 又は  $45^\circ$  (斜め前方からの入射) になるようにしている。ここで、水平角  $\phi$  は座席列に平行な直線と入射音線を水平面に投影して得られる直線のなす角 (Fig. 2) と定義する。

また、各受音点で一定の入射角  $\theta$  ( $\theta=80^\circ, 85^\circ, 89^\circ$ ) を得るため、音源の高さを調節した。受音点の高さは座席に座った人の耳の位置(床から 110 cm) とした。

なお、座席はモケット張りで、列の間隔は 80 cm, underpass (座席と床の間のすきま) は 23 cm であり (Fig. 2), オーディトリウムの座席として標準的なものである。

\* A simple method of calculating sound transmission over the theater seats.

\*\* Kazuhiro Iida, Shigeyoshi Osaki and Yoichi Ando (Faculty of Engineering, Kobe University, Kobe, 657)

† 現在, 松下通信工業(株)

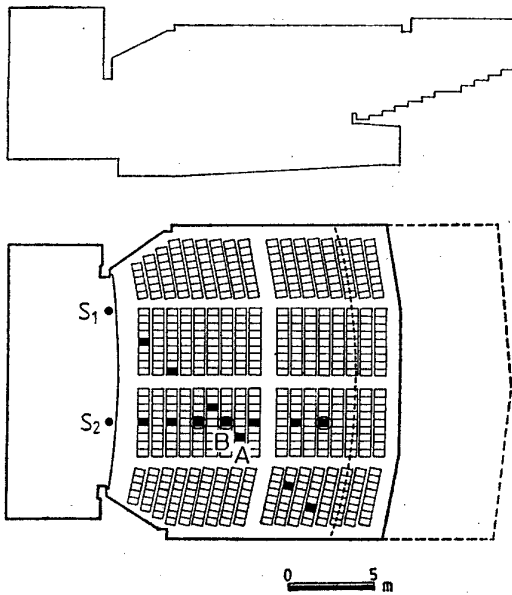


Fig. 1 Locations of the sound source and the receiving point for measurement of sound transmission characteristics over the seat rows.

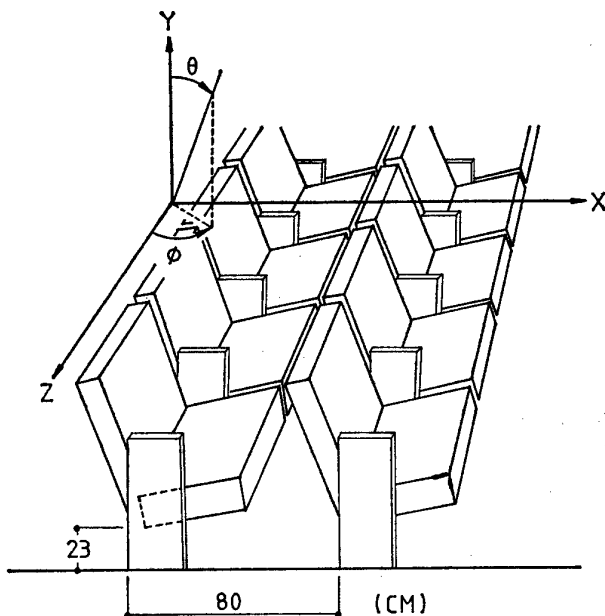


Fig. 2 Geometry of seat rows.

### 2.1.2 M 系列信号と高速 Hadamard 変換を用いたインパルスレスポンス測定法

インパルスレスポンスの測定は、SN 比の良さとオーディトリウムでの収録が比較的短時間で済むという利点から音源に M 系列信号を用いた測定法により行った。

この測定法は 1981 年に Alrutz<sup>7)</sup> により発表された。M 系列信号入力に対する音響系の応答に入力信号を逆コンボリューションして系のインパルスレスポンスを算出するもので、演算過程に高速 Hadamard 変換を導入することにより処理の高速化を行っている。

ここで用いる M 系列信号は  $n$  段の shift register の数点のタップの出力を modulo 2 の加算器を介して初段に feedback した論理回路により生成される 2 進数列で、タップのとり方により最大の繰り返し周期  $L=2^n -$

1 を持つ M 系列 (maximum-length sequence) が得られる。音響信号としてはこの回路を一定の clock  $\sigma$  で駆動し、2 進出力を  $0 \rightarrow +1$ ,  $1 \rightarrow -1$  の 2 値信号に変換して用いる。

M 系列信号  $\{m_i\}$  は疑似ランダム性を有しており、次の式が成り立つ。

$$\sum_{i=0}^{L-1} m_i = -1 \quad (1)$$

$$\Phi_m(l) = \sum_{i=0}^{L-1} m_i m_{i+l} = \begin{cases} L; & l=kL \quad (k \text{ は整数}) \\ -1; & l \neq kL \end{cases} \quad (2)$$

M 系列信号をインパルスレスポンス  $h(t)$  の系に入力したときの出力を  $y(t)$  とし、それぞれの  $\sigma$  ごとのサンプル値を  $h_i, y_i$  で表せば次のようになる。

$$y_i = \sum_{j=0}^{L-1} m_{i-j} h_j \quad (3)$$

ただし、 $t > \sigma \cdot L$  で  $h(t) = 0$  であることが必要である。ここでベクトル

$$\mathbf{y} = \begin{pmatrix} y_0 \\ y_1 \\ \vdots \\ y_{L-1} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{h} = \begin{pmatrix} h_0 \\ h_1 \\ \vdots \\ h_{L-1} \end{pmatrix}$$

及び、次の要素を持つ  $L \times L$  行列  $M$

$$M(i, j) = m_{i-j}$$

を導入すれば式 (3) は、

$$\mathbf{y} = M \cdot \mathbf{h} \quad (4)$$

と表せる。

これより、行列  $M$  の逆行列  $M^{-1}$  が存在すれば  $\mathbf{h}$  を計算できる。

( $\tilde{M}i, j$ ) =  $m_{j-i}$  とおけば、

$$\begin{aligned} (\tilde{M} - [1]) \cdot M &= \begin{bmatrix} L & -1 \\ \vdots & \vdots \\ -1 & L \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} -1 & \dots & -1 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ -1 & \dots & -1 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} L+1 & 0 \\ \vdots & \vdots \\ 0 & L+1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

従って、

$$M^{-1} = \frac{1}{L+1} (\tilde{M} - [1]) \quad (6)$$

となり、インパルスレスポンス  $\mathbf{h}$  は、式 (4) の両辺に左から  $M^{-1}$  をかけて、次式のように求まる。

$$\begin{aligned} \mathbf{h} &= \frac{1}{L+1} (\tilde{M} - [1]) \cdot \mathbf{y} \\ &= \frac{1}{L+1} \left( \tilde{M} \mathbf{y} - \begin{bmatrix} \bar{y} \\ \vdots \\ \bar{y} \end{bmatrix} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

ただし、 $\bar{y} = \sum_{i=0}^{L-1} y_i$

この式は系の出力に音源信号を逆コンボリューションしたものであるが、括弧内の第 1 項は出力  $\mathbf{y}$  と M 系列との相互相関を表すものになっている。

演算速度を高めるために式 (7) を次のように変形する。

$$\begin{bmatrix} 0 \\ h_0 \\ \vdots \\ h_{L-1} \end{bmatrix} = \frac{1}{L+1} \left( U \begin{bmatrix} 0 \\ y_0 \\ \vdots \\ y_{L-1} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \bar{y} \\ \vdots \\ \bar{y} \end{bmatrix} \right) \quad (8)$$

ただし,

$$U = \begin{bmatrix} 1 & \dots & 1 \\ \vdots & & \vdots \\ 1 & & \tilde{M} \end{bmatrix}$$

このとき, 行列  $U$  は置換行列  $P$  及び  $n$  次の Sylvester type の Hadamard 行列  $H_{2^n}$  により次のように表せる<sup>8)</sup>.

$$U = QW$$

ここで,

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 1 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}$$

$W = PH_{2^n}P^T$ ,  $P$  は置換行列

また, 第2項は第1項の演算過程で求まるので式(8)の計算には3回のベクトルの並べ換え及び1回のベクトルと行列との積が必要となる。 $n$  次の Hadamard 行列と  $2^n$  次の任意のベクトルの積は高速 Hadamard 変換を用いることにより,  $n \cdot 2^n$  回の加算で行えるので高速処理が可能となる。なお,  $n$  次の Sylvester type の Hadamard 行列は次式で定義される  $\pm 1$  の要素からなる行列である。

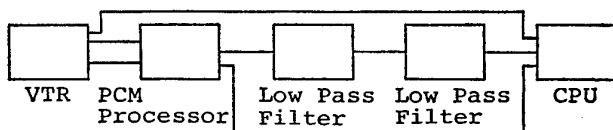
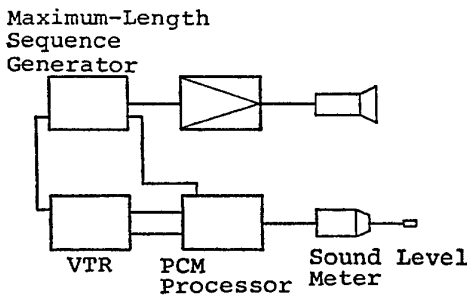


Fig. 3 Block diagram of the measurement system.

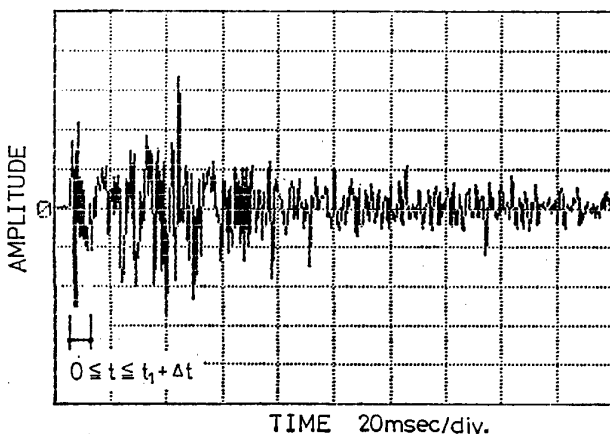


Fig. 4 Example of the measured impulse response.

$$H_{2^n} = \begin{bmatrix} H_{2^{n-1}} & H_{2^{n-1}} \\ H_{2^{n-1}} & -H_{2^{n-1}} \end{bmatrix}, H_1 = (1)$$

測定のプロックダイアグラムを Fig. 3 に示す。今回の測定には系列長 8191, クロック  $333 \mu\text{s}$  の M 系列信号を用いた。

### 2.1.3 音響伝達特性の算出

こうして求めたインパルスレスポンス (Fig. 4) を  $h(t)$  とおき, このうち, 直接音とその直後に到来する反射音の重なっている部分 (これらは時間軸上で分離できない) を分析範囲として取り出し,  $h'(t)$  とする。すなわち,

$$h'(t) = \begin{cases} h(t); & 0 \leq t \leq t_1 + \Delta t \\ 0; & \text{その他の場合} \end{cases} \quad (9)$$

ここで,  $t_1$ : 直接音到来直後の座席列からの反射音群の遅れ時間の最大値

$\Delta t$ : インパルスに対するスピーカの応答時間

ただし,  $t=0$  は直接音の到達時間とする。

また, 音源から 1 m の点で測定したインパルスレスポンス  $g(t)$  より直接音を取り出したもの (この場合, 直接音は分離できる) を  $g'(t)$  とする。すなわち,

$$g'(t) = \begin{cases} g(t); & 0 \leq t \leq \Delta t \\ 0; & \text{その他の場合} \end{cases} \quad (10)$$

$h'(t)$  及び  $g'(t)$  より, 座席列上の音響伝達特性  $U_0(\omega; \theta, \phi)$  は次のようにして得られる。

$$U_0(\omega; \theta, \phi) = 20 \log d \cdot |H'(\omega; \theta, \phi)| / |G'(\omega; \theta, \phi)| \quad (11)$$

ここで,

$H'(\omega; \theta, \phi)$ :  $h'(t)$  のフーリエ変換

$G'(\omega; \theta, \phi)$ :  $g'(t)$  のフーリエ変換

$d$ : 直接音の経路長 [m]

## 2.2 測定結果

座席列上の音響伝達特性の測定結果を Fig. 5~7 に

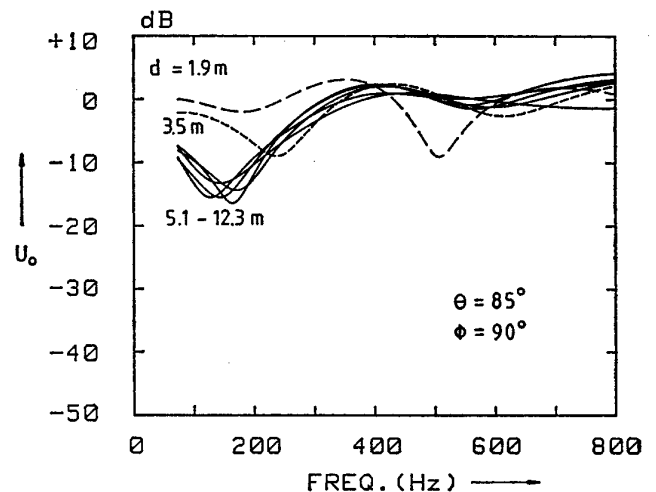


Fig. 5 Measured transmission characteristics of the direct sound over seat rows as a parameter of the distance between the sound source and the receiving point  $d$ .

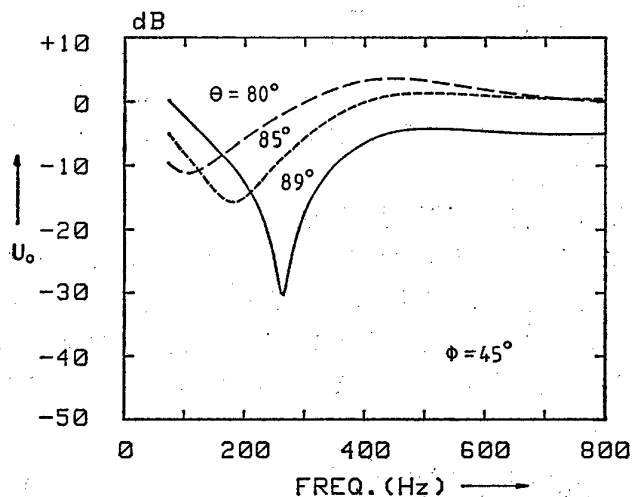


Fig. 6 Measured transmission characteristics of the direct sound over seat rows as a parameter of the angle of incidence  $\theta$ .

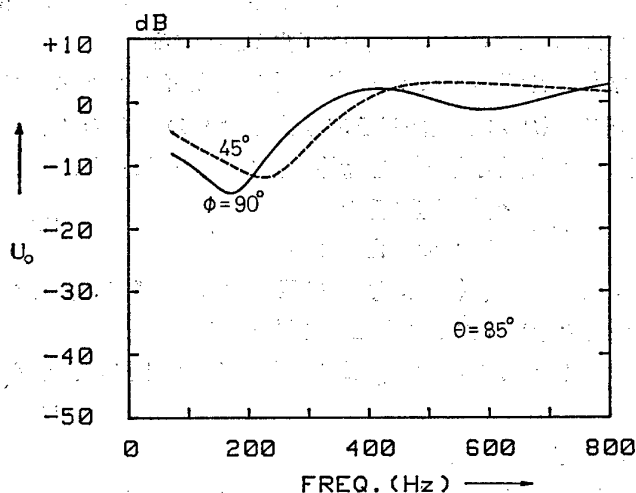


Fig. 7 Measured transmission characteristics of the direct sound over seat rows as a parameter of the horizontal angle  $\phi$ .

示す。

Fig. 5 は入射角  $\theta=85^\circ$ 、水平角  $\phi=90^\circ$  の場合の測定結果である。パラメータは音源と受信点の距離  $d$  である。縦軸の 0 dB は自由空間における音圧レベルであり、距離減衰を補正している。これより、音源からの距離が 5 m 以上になると、伝達特性は受信点間ではほぼ一定となり、100~200 Hz で約 15 dB の超過減衰が生じていることが分かる。また、音源から 5 m 以内の受信点では、距離が短くなると、減衰の生じる周波数が高くなっている。

Fig. 6 は受信点 A で水平角  $\phi$  を  $45^\circ$  に固定し、入射角  $\theta$  を  $80^\circ$ 、 $85^\circ$ 、 $89^\circ$  と変化させた結果である。これより、入射角が大きくなり、擦過入射に近づくほど、超過減衰は大きくなり、減衰の生じる周波数は高くなることが分かる。

Fig. 7 は受信点 B で入射角  $\theta$  を  $85^\circ$  に固定し、水平角  $\phi$  を  $45^\circ$  と  $90^\circ$  に変化させた結果である。これより、正面方向からの入射 ( $\phi=90^\circ$ ) の方が斜め方向 ( $\phi=$

$45^\circ$ ) より超過減衰は大きく、減衰の生じる周波数は低いことが分かる。

### 3. 座席列上の音響伝搬モデルと近似計算法

#### 3.1 近似計算法の誘導

筆者らは、これまでに、2次元モデルにおける座席列上の音響伝達特性の理論計算を平面波入射の条件で行い、低音域における減衰は散乱波を無視しても、直接波と鏡面反射波だけで十分近似できることを示している<sup>9)</sup>【付録】。しかし、そこでは、1) 入射波を平面波としている、2) アンダーパスを考慮していないという二つの理由により、定量的な検討ができなかった。

そこで、今回の球面波による測定結果を用いて、座席列上の音響伝達モデル及び近似計算法について検討する。

各受信点で測定した、直接音とその直後に到来する座席列からの反射音が重なっている部分を  $P(\omega; \theta, \phi)$  とすると、次のように表せる。ただし、音源の強さは  $1(\text{W}/\text{m}^2)$  とする。

$$P(\omega; \theta, \phi) = (1/d) \exp[-jk d] \{1 + (d/r) |R(\omega; \theta, \phi)| \times \exp[-j(\Psi(\omega; \theta, \phi) + k(r-d))]\} \quad (12)$$

ここで、

$d$ : 直接波の経路長 [m]

$r$ : 座席列からの反射音の経路長 [m]

$R(\omega; \theta, \phi)$ : 座席列の反射伝達関数

$$R(\omega; \theta, \phi) = |R(\omega; \theta, \phi)| \exp[-j\Psi(\omega; \theta, \phi)]$$

Fig. 5 に示したように、音源から 5 m 以上離れると伝達特性は受信点間ではほぼ一定になることから、式(12)の直接音と座席列からの反射音の位相差  $\Psi(\omega; \theta, \phi) + k(r-d)$  及びその振幅  $(d/r) |R(\omega; \theta, \phi)|$  がそれぞれ受信点間ではほぼ一定であると考えられる。

ここで、 $k2\Delta(\omega; \theta, \phi) \equiv \Psi(\omega; \theta, \phi) + k(r-d)$  なる  $\Delta(\omega; \theta, \phi)$  を導入して位相差を受音点と座席列の等価反

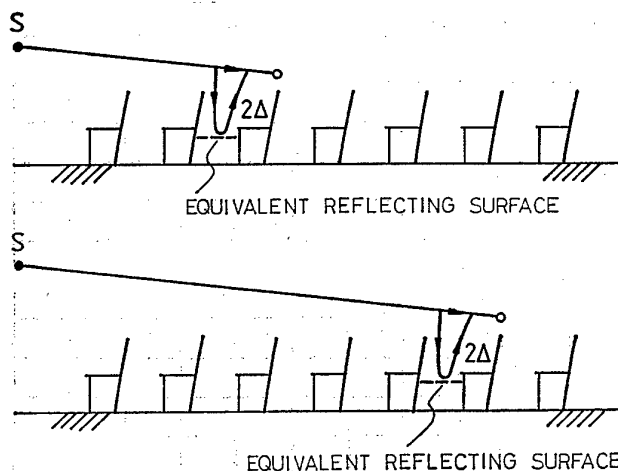


Fig. 8 A model for the reflection of seat rows with an equisurface.

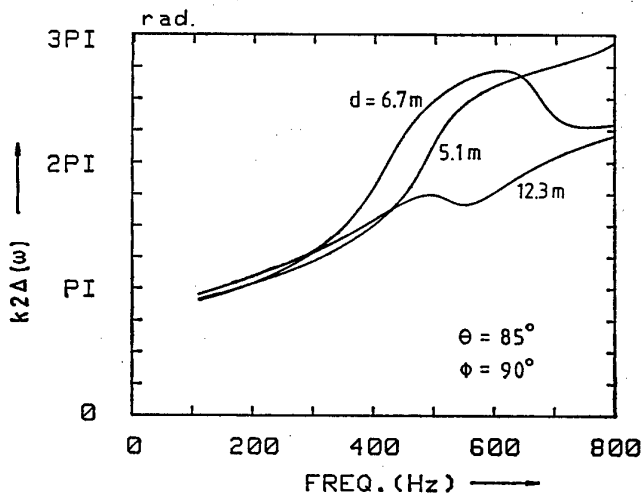


Fig. 9 Measured phase for the reflection of seat rows as a parameter of the distance between the sound source and the receiving point  $d$ .

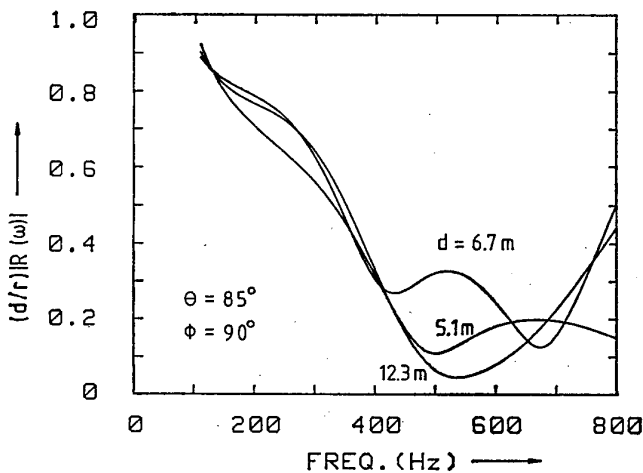


Fig. 10 Measured amplitude for the reflection of seat rows as a parameter of the distance between the sound source and the receiving point  $d$ .

射面との距離に換算し、更に  $|R_s(\omega; \theta, \phi)| = (d/r)|R(\omega; \theta, \phi)|$  とおくと、式(12)は次のように書き換えられる。

$$P(\omega; \theta, \phi) = (1/d) \exp[-jkd] \{1 + |R_s(\omega; \theta, \phi)| \times \exp[-jk2\Delta(\omega; \theta, \phi)]\} \quad (13)$$

つまり、Fig. 8 に示すような、伝搬距離とは無関係に入射方向により決定される等価反射面を持つ音響伝搬モデルを考える。

Fig. 9 は  $\theta=85^\circ$ ,  $\phi=90^\circ$  の入射方向で、音源から 5m 以上の受音点のうち、通路の影響の少ない 3 点 (Fig. 1 丸印) における直接音と座席列からの反射音の位相差  $k2\Delta(\omega; \theta, \phi)$  を示したものである。また、Fig. 10 に座席列からの反射音の振幅  $|R_s(\omega; \theta, \phi)|$  を示す。

これらより、音源からの距離が 5m 以上になると、低音域での位相差  $k2\Delta(\omega; \theta, \phi)$  及び振幅  $|R_s(\omega; \theta, \phi)|$  は受音点間でほぼ一定になることが分かる。 $\Delta(\omega; \theta, \phi)$  及び  $|R_s(\omega; \theta, \phi)|$  を入射方向別に (1/3) oct. band でまとめた結果を Table 1, 2 に示す。

更に、このモデルの適用性を確かめるために、Table

Table 1 Measured values of  $\Delta(\omega; \theta, \phi)$  in meters.

Angles (deg.)		1/3 octave band center frequency (Hz)								
$\phi$	$\theta$	125	160	200	250	315	400	500	630	
90	80	0.71	0.61	0.53	0.49	0.50	0.47	0.41	0.34	
90	85	0.64	0.53	0.45	0.39	0.36	0.35	0.35	0.32	
90	89	0.63	0.51	0.43	0.36	0.30	0.25	0.19	0.16	
45	80	0.65	0.55	0.47	0.43	0.42	0.44	0.41	0.35	
45	85	0.62	0.51	0.43	0.38	0.33	0.30	0.27	0.22	
45	89	0.60	0.48	0.40	0.34	0.28	0.24	0.18	0.13	

Table 2 Measured values of  $|R_s(\omega, \theta, \phi)|$ .

Angles (deg.)		1/3 octave band center frequency (Hz)								
$\phi$	$\theta$	125	160	200	250	315	400	500	630	
90	80	0.69	0.58	0.46	0.34	0.32	0.52	0.68	0.87	
90	85	0.87	0.80	0.75	0.70	0.56	0.32	0.17	0.17	
90	89	1.08	1.02	0.98	0.95	0.86	0.63	0.55	0.56	
45	80	0.70	0.61	0.53	0.43	0.32	0.47	0.77	0.85	
45	85	0.91	0.84	0.81	0.81	0.84	0.80	0.60	0.41	
45	89	1.24	1.13	1.05	1.00	0.92	0.72	0.47	0.51	

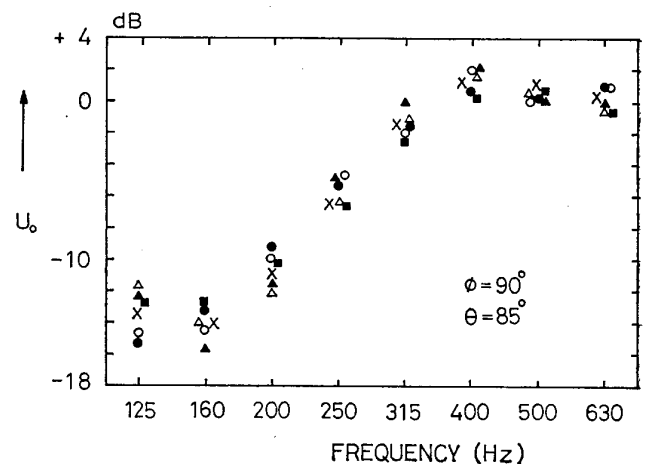


Fig. 11 Comparison between measured transmission characteristics ( $\bullet, \circ, \blacktriangle, \triangle, \blacksquare$ ) and inverse operation ( $\times$ ).

1, 2 と式(13)を用いて伝達特性を逆算し、測定値との比較を行った。Fig. 11 に  $\theta=85^\circ$ ,  $\phi=90^\circ$  の場合の結果を示す。式(13)による計算の誤差は  $\pm 2$  dB 以内であり、座席列上の音響伝搬モデルとして十分適用できると考える。

### 3.2 理論計算との比較検討

今回の座席列上の音響伝達特性の測定結果を理論計算結果と比較すると、これらは定性的には一致するが、定量的な一致は見られない。理論計算値 (式(A1)) は測定値に比べて、1) 最大減衰の生ずる周波数が低く、2) 最大減衰量大きい。

1) の原因としては、underpass (座席と床の間のすきま) が考えられる。underpass が大きくなると最大減衰周波数が高くなることは Sessler ら<sup>3)</sup> によって報告されている。理論計算では underpass を考慮していないため、測定値に比べ低くなっていると考えられる。

2) の原因としては、床面の音響アドミッタンス比が考えられる。床面の音響アドミッタンス比によって減衰量が変化することは安藤ら<sup>4)</sup> によって報告されている。理論計算では床面の音響アドミッタンス比を 0.01 と非常に小さくしたため、減衰量が測定値に比べて大きくなったものと考えられる。

以上より、理論計算で設定した境界条件が実際の座席列に適合していなかったことが、定量的な取扱いを困難にした原因であると言える。

ところが、ここで、測定結果より導いた予測式(13)と理論計算から導いた近似解式(A 2) [付録] を比較すると、座席列による超過減衰を表す部分が同じ形であることが分かる。

$$\{1 + |R_s(\omega; \theta, \phi)| \exp[-2jk\Delta(\omega; \theta, \phi)]\} : \text{式(13)}$$

より

$$\{1 + |R_0| \exp[-2jk(y \cos \theta + \phi_0/2k)]\} : \text{式(A 2)}$$

より

これらより、本論文で示した座席列上の音響伝搬モデルは理論計算に支持され、また逆に、理論計算において設定が困難であった境界条件を与えていることが分かる。

#### 4. ま と め

オーディトリウムにおいて座席列上の音響伝達特性の測定を行い、入射方向及び、伝搬距離との定量的関係について検討した。

その結果、入射方向が一定であれば、座席列上の音響伝達特性は、音源から 5 m 以上離れば距離に無関係に一定になることが分かった。

更に、座席列上の音響伝達モデルと伝達特性の近似計算法について検討し、伝達特性は、受音点と座席列の等価反射面までの距離  $\Delta(\omega; \theta, \phi)$  及び、座席列からの反射音の振幅  $|R_s(\omega; \theta, \phi)|$  により近似計算できることを示した。

今後、オーディトリウムでの測定を重ね、 $\Delta(\omega; \theta, \phi)$  及び  $|R_s(\omega; \theta, \phi)|$  のデータを蓄積することが必要となる。

#### 謝 辞

本研究に関して数々の有益な助言を賜った神戸大学工学部前川純一教授並びに測定に協力していただいた研究室の学生諸氏に深謝します。

#### 文 献

- 1) G. von Békésy, *Sensory Inhibition* (Princeton University Press, Princeton, 1967), Chap. 5.
- 2) T. J. Schultz and B. G. Watters, "Propagation of sound across audience seating," *J. Acoust. Soc. Am.* **36**, 885-896 (1964).
- 3) G. M. Sessler and J. E. West, "Sound transmission over theatre seats," *J. Acoust. Soc. Am.* **36**, 1725-1732 (1964).

- 4) Y. Ando, M. Takaishi and K. Tada, "Calculations of the sound transmission over the theater seats and methods for its improvement in the low-frequency range," *J. Acoust. Soc. Am.* **72**, 443-448 (1982).
- 5) 飯田一博, 安藤四一, 前川純一, "コンサートホールの座席列による低音減衰," 音講論集, 595-596 (1985. 10).
- 6) 河井康人, 寺井俊夫, "積分方程式による座席列上の音響伝搬の解析," 音響学会建築音響研資 AA86-03 (1986).
- 7) H. Alrutz, "Ein neuer Algorithms zur Auswertung von Messungen mit Pseudorauschsinalen," *Fortschritte der Akustik, DAGA '81*, Berlin 525-528 (1981).
- 8) A. Lempel, "Hadamard and M-sequence transforms are permutationally similar," *Appl. Opt.* **18**, 4064-4065 (1979).
- 9) Y. Ando and K. Kato, "Calculations on the sound reflection from periodically uneven surfaces of arbitrary profile," *Acustica* **35**, 321-329 (1976).

#### 付録 座席列上の音響伝達特性の理論計算

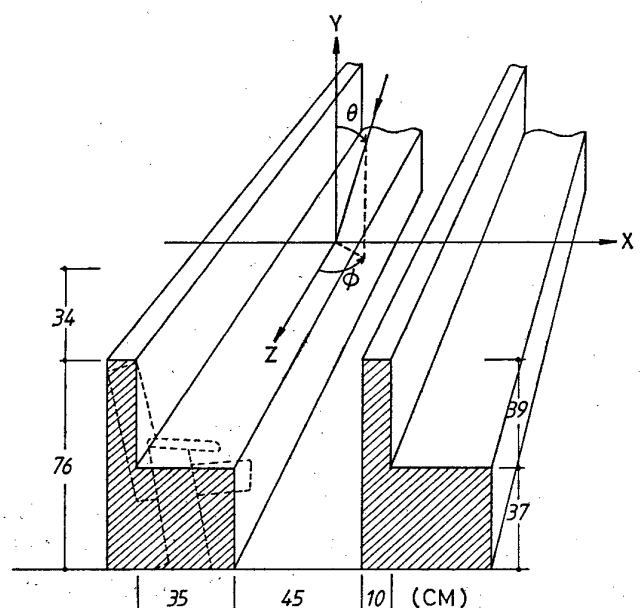
筆者らは、これまでに、座席列を 2次元の周期的構造体でモデル化し、安藤・加藤の周期的構造体による散乱音場解析の手法<sup>9)</sup> を用いて、任意の方向から入射する平面波の座席列上の音響伝達特性の理論計算を行っている。以下にその結果を簡単に記す。

**Fig. A 1** に示すような 2次元の周期的座席列モデルを考えると、 $y \geq 0$  における速度ポテンシャル  $\Phi_0$  は次のような形で与えられる。

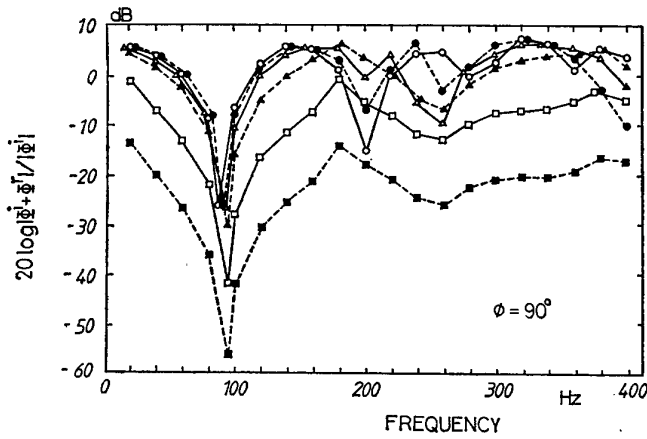
$$\begin{aligned} \Phi_0 &= \exp(j\alpha_0 y) \{ \Phi^i(x, y) + \Phi^r(x, y) \} \\ &= \exp(j\alpha_0 y) [ \exp \{ j(\alpha_0 x + \beta_0 y) \} \\ &\quad + \sum_{r=-\infty}^{\infty} R_r \exp \{ j(\alpha_r x - \beta_r y) \} ] \end{aligned} \quad (\text{A 1})$$

ここで、

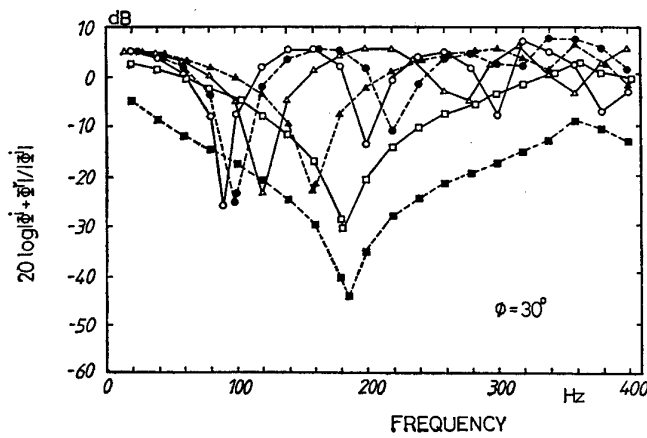
$$\begin{aligned} \alpha_0 &= k \sin \theta \sin \phi, \quad \beta_0 = k \cos \theta, \quad \gamma_0 = k \sin \theta \cos \phi \\ \alpha_r &= \alpha_0 + 2\pi r / l \\ \beta_r &= \begin{cases} (K^2 - \alpha_r^2)^{1/2}; & K^2 \geq \alpha_r^2 \text{ のとき} \\ -j(\alpha_r^2 - K^2)^{1/2}; & K^2 < \alpha_r^2 \text{ のとき} \end{cases} \end{aligned}$$



**Fig. A 1** Configuration of seat rows for the theoretical calculation.



**Fig. A2** Calculated values of the sound pressure over the seat rows as a parameter of the angle of incidence  $\theta$  ( $\phi=90^\circ$ ).  
 ○:  $10^\circ$ , ●:  $30^\circ$ , △:  $50^\circ$ , ▲:  $70^\circ$ , □:  $85^\circ$ , ■:  $89^\circ$ .



**Fig. A3** Calculated values of the sound pressure over the seat rows as a parameter of the angle of incidence  $\theta$  ( $\phi=30^\circ$ ).  
 ○:  $10^\circ$ , ●:  $30^\circ$ , △:  $50^\circ$ , ▲:  $70^\circ$ , □:  $85^\circ$ , ■:  $89^\circ$ .

$$K^2 = k^2 - \gamma_0^2$$

$\Phi^i$ : 入射波の速度ポテンシャル

$\Phi^r$ : 反射波の速度ポテンシャル

$R_r$ :  $r$  番目のスペクトル複素反射係数

$\gamma$ : 整数

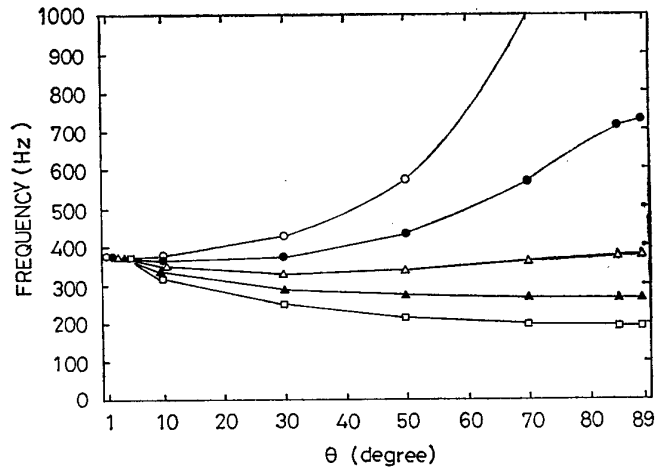
$l$ : 座席列の周期 [m]

座席面の音響アドミッタンス比は 0.05, 床面のそれは 0.01 とした。

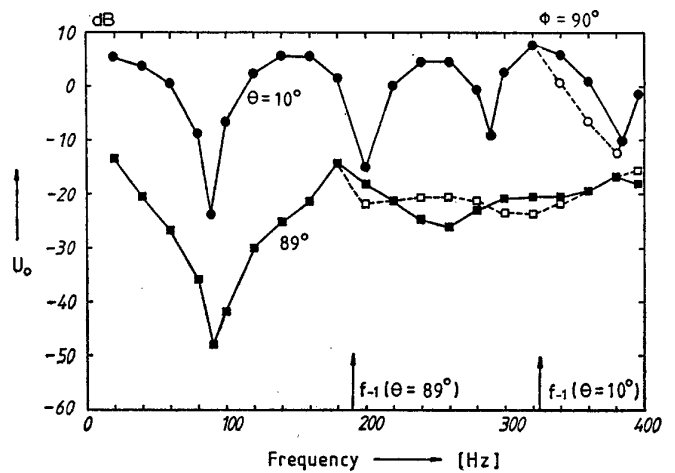
**Fig. A2** は水平角  $\phi$  が  $90^\circ$  (正面方向) の場合の座席列上の音響伝達特性の計算結果を入射角  $\theta$  をパラメータとして表したものである。この図より、減衰が最も大きくなるのは入射角にかかわらず 90 Hz 付近であるが、減衰量は入射角が  $70^\circ$  以上になると急激に大きくなること分かる。

一方、**Fig. A3** に示すように水平角が  $30^\circ$  の場合は入射角が大きくなるに従って最大減衰周波数は高くなる。

ここで、式(A 1) に示す理論解において散乱反射成分を無視し、入射波と鏡面反射成分だけに着目すると次の



**Fig. A4** Critical frequency as a function of the angle of incidence  $\theta$  and as a parameter of the horizontal angle  $\phi$ .  
 ○:  $\phi = \pm 1^\circ$ , ●:  $\pm 15^\circ$ , △:  $\pm 30^\circ$ , ▲:  $\pm 45^\circ$ , □:  $\pm 90^\circ$ .



**Fig. A5** Comparison between sound pressures calculated by Eq. (A 1) and approximation with only  $R_0$ , the specular reflection component.  
 ● and ■: Calculated by Eq. (A 1); ○ and □: approximation with only  $R_0$ .

ように書き換えられる。

$$\Phi_0' = \exp(j\alpha_0 l) (\exp[j(\alpha_0 x + \beta_0 y)] + R_0 \exp[j(\alpha_0 x - \beta_0 y)]) \quad (\text{A } 2)$$

ここで、

$R_0$ : 鏡面反射成分の複素音圧反射係数

$$R_0 = |R_0| \exp(-j\phi_0)$$

この近似解が厳密解と一致する周波数  $f$  は

$$f < \min f_{\pm 1} \quad (\text{A } 3)$$

$$f_{\pm 1} = \pm c / [l \{ (1 - \sin^2 \theta \cos^2 \phi)^{1/2} \mp \sin \theta \sin \phi \}] \quad (\text{A } 4)$$

となること、すでに示されている<sup>9)</sup>。

**Fig. A4** に入射方向と  $\min f_{\pm 1}$  の関係を、**Fig. A5** に式(A 1)による厳密解と式(A 2)による近似解を比較した結果を示す。これらより、低音域における座席列上の音響伝達特性は入射波と鏡面反射成分で十分近似できること分かる。