

複合円盤部材の応力波動解析と内部構造の 標定に関する研究

STUDY ON THE DETERMINATION OF LOCATION OF INCLUSION IN THE CIRCULAR DISC
BY MEANS OF STRESS WAVE ANALYSIS

大 島 俊 之^{*} 三 上 修 一^{**} 重 清 浩 司^{***} 能 町 純 雄^{****}
By Toshiyuki OSHIMA, Syuichi MIKAMI, Koji SHIGEKIYO and Sumio G. NOMACHI

The characteristics of natural frequency and dynamic response of composite circular disc, are obtained by means of Fourier-Hankel Transform and Duhamel integral equation. Integrating the incident wave for its current period as Duhamel integral, we can obtain the dynamic response of composite circular disc. The results obtained by this Duhamel integral are shown in numerical examples. In experimental study spectrum analysis and arriving time analysis of the stress wave through inclusion are done. The locations of the inclusion are determined by analyzing the reflected stress waves.

1. まえがき

老朽構造物の増加に伴って構造物の健全度を診断し適切な維持管理および補修改築を実施する必要性が近年高まっている。^{1), 2)} またこのような健全度診断を実施するためには、構造物の現況調査をより正確に得ることが重要であるが、構造物の健全度を診断する手法の一つとして一般に非破壊検査法が用いられる。また同様の目的から構造物の振動性状を解析することよりその構造の剛性や減衰係数の変化を同定しようとする研究が行なわれている。^{3), 4)} 鉄筋コンクリート部材のような複合材料部材に非破壊検査法を応用するためには応力波の透過、屈折、反射等の散乱挙動を明らかにする必要がある、また逆にこのような応力波の散乱挙動を応用して、内部構造を標定しようとする試みが丹羽ら^{5), 6)} によって行なわれている。このようなことから本研究では複合材料部材の動的特性の基礎的資料を得ることを目的として、複合円盤部材を対象に二次元応力状態での応力波動特性を検討した結果を報告する。理論的解析の基礎式は二層同心円柱に対して松岡ら^{7), 8)} により用いられたFourier-Hankel変換による解式を二次元応力問題に適用したものであり、これにモード解析法と入射波のDuhamel積分を応用した動的応答解析理論を付加したも

-
- * 工博 北見工業大学助教授 工学部開発工学科 (〒090 北見市公園町165番地)
 - ** 北見工業大学教務職員 工学部開発工学科 (〒090 北見市公園町165番地)
 - *** 工修 北海道開発コンサルタント(株) (〒062 札幌市豊平区月寒東4条9丁目)
 - **** 工博 日本大学教授 生産工学部土木工学科 (〒275 習志野市泉町1-2-1)

のである。実験的研究では18種類の相異なるInclusionを有する供試体について応力波の透過と反射を応用した解析結果について報告する。

2. 複合円盤部材の動的応答解析

(1) 基礎理論式

図1に示す中空円盤部材に対して円盤半径方向に r 軸、円周方向に θ 軸をとり、変位成分をそれぞれ u 、 v 、応力成分を σ_r 、 σ_θ 、 $\tau_{r\theta}$ とすると運動方程式は物体力を無視して次のようになる。

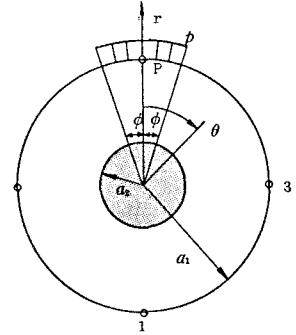


図1 中空円盤部材

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\sigma_\theta - \sigma_r}{r} + \frac{\partial \tau_{r\theta}}{r \partial \theta} &= \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \\ \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial r} + 2 \frac{\tau_{r\theta}}{r} + \frac{\partial \sigma_\theta}{r \partial \theta} &= \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ここで ρ は弾性体の密度、 t は時間である。また応力と変位の関係にはLaméの弾性定数 μ 、 λ を用い、極座標表示のHookeの法則を用いる。

動的応答解析では固有振動と強制振動とに分離して計算することとし、モード解析法における固有ベクトルの係数は初期条件を満足するように決定する。固有振動数は、構造の境界条件、適合条件から得られる固有値方程式に対して繰返し計算法を用いて得られる固有値から求められる。また、モード解析法における固有ベクトルの重み係数は初期条件を満足するように決定する。時間 t についてはLaplace変換による解法も考えられるが、ここではモード解析法を用いるので固有振動に対して各変位、応力成分を次のようにおく。

$$f(t) = \tilde{f} \sin \omega t \quad (2)$$

ただし ω は固有円振動数であり、固有値解析により決定される。

式(2)を式(1)に代入し、半径方向にHankel変換、円周方向にFourier変換を行い、円盤部材の内径を a_2 、外径を a_1 として式(1)を解くと、解は次のようになる。^{1), 2)}

$$\tilde{u} = \frac{1}{\pi} \sum_{m=0}^{\infty} C_m (\tilde{A}_{mr} + \tilde{B}_{mr}) \cos m\theta \quad (3)$$

$$\tilde{v} = \frac{1}{\pi} \sum_{m=1}^{\infty} (\tilde{A}_{mr} - \tilde{B}_{mr}) \sin m\theta \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \tilde{A}_{mr} = & \sum_{k=1}^2 \left\{ \frac{1}{N_\mu} \Psi_{mp}^{(K)}(N_\mu r) \left[\frac{1}{2\mu} \alpha_{mk} + (m+1) A_{mk} + (m-1) B_{mk} \right] \right. \\ & \left. + \frac{\mu}{2\mu+\lambda} \frac{1}{N_\alpha} \Psi_{mp}^{(K)}(N_\alpha r) \left[\frac{1}{2\mu} \beta_{mk} + (m+1) A_{mk} - (m-1) B_{mk} \right] \right\} \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tilde{B}_{mr} = & \sum_{k=1}^2 \left\{ -\frac{1}{N_\mu} \Psi_{ms}^{(K)}(N_\mu r) \left[\frac{1}{2\mu} \alpha_{mk} + (m+1) A_{mk} + (m-1) B_{mk} \right] \right. \\ & \left. + \frac{\mu}{2\mu+\lambda} \frac{1}{N_\alpha} \Psi_{ms}^{(K)}(N_\alpha r) \left[\frac{1}{2\mu} \beta_{mk} + (m+1) A_{mk} - (m-1) B_{mk} \right] \right\} \quad (6) \end{aligned}$$

ここで $C_0=1/2$ 、 $C_m=1$ ($m \neq 0$)、 $N_\mu^2 = \rho \omega^2 / \mu$ 、 $N_\alpha^2 = \rho \omega^2 / (2\mu + \lambda)$

また式中の関数 $\Psi_{mp}^{(K)}$ 、 $\Psi_{ms}^{(K)}$ は

$$\Psi_{mp}^{(K)}(N_\alpha r) = \frac{R_{m+1,m}^{(K)}(Nr)}{R_{m,m}^{(K)}(Na_K)} \quad , \quad \Psi_{ms}^{(K)}(N_\alpha r) = \frac{R_{m+1,m}^{(K)}(Nr)}{R_{m,m}^{(K)}(Na_K)} \quad (7)$$

$$R_{n,m}^{(K)}(Nr) = J_n(Nr) Y_m(Na_{K-1}) - (-1)^{m+n} Y_m(Nr) J_n(Na_{K-1}) \quad (8)$$

ここで J_m 、 Y_m はそれぞれ m 次の第1種、第2種Bessel関数で $n=m-1, m, m+1$ 、 $k=1, 2$ 、 $a_0=a_2$ である。さらに式中の係数 α 、 β 、 A 、 B は円盤の内外表面の変位及び応力で与えられる次のようなものである。

$$\alpha_{mK} = \int_0^{2\pi} \tau_{r\theta} \Big|_{r=a_K} \sin m\theta \, d\theta \quad (9)$$

$$\beta_{mK} = \int_0^{2\pi} \sigma_r \Big|_{r=a_K} \cos m\theta \, d\theta \quad (10)$$

$$A_{mK} = \frac{1}{2a_K} \int_0^{2\pi} \{ \tilde{u} \Big|_{r=a_K} \cos m\theta + \tilde{v} \Big|_{r=a_K} \sin m\theta \} \, d\theta \quad (11)$$

$$B_{mK} = \frac{1}{2a_K} \int_0^{2\pi} \{ \tilde{u} \Big|_{r=a_K} \cos m\theta - \tilde{v} \Big|_{r=a_K} \sin m\theta \} \, d\theta \quad (12)$$

式(3)～(12)で与えられる解は左右対称の条件を満足する。以上において中空円盤についての解を示したが、円盤の場合も全く同様にして求められ、式(5)、(6)で $a_2=0$ とすることにより与えられる。このとき K は1のみとなり、式中の関数は次のようになる。

$$R_{n,m}^{(1)}(Nr) = J_n(Nr) \quad (n = m-1, m, m+1) \quad (13)$$

(2) 動的応答解析

本研究では図2に示すような複合円盤部材の解析を対象としているので、まず次の適合条件を満足しなければならない。

$$\begin{aligned} \text{中空円盤に対して} \quad \tilde{A}_{mr} \Big|_{r=a_K} &= a_K A_{mK} \\ \tilde{B}_{mr} \Big|_{r=a_K} &= a_K B_{mK} \end{aligned} \quad (14)$$

$$\text{円盤に対して} \quad \tilde{A}_{mr} \Big|_{r=a_2} = a_2 A_{m2} \quad , \quad \tilde{B}_{mr} \Big|_{r=a_2} = a_2 B_{m2} \quad (15)$$

さらに円盤の内外面の境界条件として

i) 複合円盤の外面で

$$\tau_{r\theta} \Big|_{r=a_1} = 0 \quad \therefore \alpha_{m1} = 0 \quad (16)$$

$$\sigma_r \Big|_{r=a_1} = p(\theta, t) \quad (17)$$

ii) 複合円盤の内面(境界面)では

$$\begin{aligned} u^1 \Big|_{r=a_2} &= u^2 \Big|_{r=a_2} \quad , \quad v^1 \Big|_{r=a_2} = v^2 \Big|_{r=a_2} \\ \therefore A_{m2}^1 &= A_{m2}^2 \quad , \quad B_{m2}^1 = B_{m2}^2 \end{aligned} \quad (18)$$

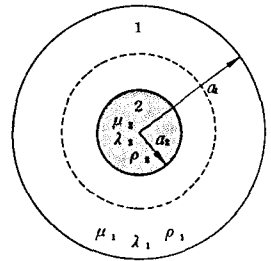


図2 複合円盤部材

$$\tau_{r\theta}^1 \Big|_{r=a_2} = \tau_{r\theta}^2 \Big|_{r=a_2} \quad \therefore \quad \alpha_{m2}^1 = \alpha_{m2}^2 \quad (19)$$

$$\sigma_r^1 \Big|_{r=a_2} = \sigma_r^2 \Big|_{r=a_2} \quad \therefore \quad \beta_{m2}^1 = \beta_{m2}^2 \quad (20)$$

ただし式(14)～(20)の右肩の添字 1, 2 はそれぞれ媒体 1, 2 を示し、右下の添字 1, 2 はそれぞれ境界面 1, 2 を示す。従って複合円盤部材の固有円振動数 ω ($=2\pi f$) は式(14)～(20)で与えられる固有値方程式の根として求めることができる。

境界での応力と変位からなる動的応答ベクトル $\{\mathbf{u}\}$ は固有振動部分を $\{\mathbf{u}\}_o$ 、強制振動部分を $\{\mathbf{u}\}_s$ とすると次式となる。

$$\{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{u}\}_s + \{\mathbf{u}\}_o \quad (21)$$

$\{\mathbf{u}\}_s$ は強制力の加振振動数を f_p とすれば、

$$\{\mathbf{u}\}_s = \{\mathbf{u}\}_s \sin \omega_p t \quad (\omega_p = 2\pi f_p) \quad (22)$$

また複合円盤の固有円振動数を ω_i ($i=1, 2, \dots$) とすれば

$$\{\mathbf{u}\}_o = [\mathbf{V}] \{\mathbf{U}_i \sin \omega_i t\} \quad (23)$$

ここで $[\mathbf{V}]$ は固有ベクトルからなるマトリックス、 $\{\mathbf{U}_i\}$ は未知係数ベクトルである。変位速度、応力速度は式(21)を t で微分して、

$$\{\dot{\mathbf{u}}\} = \omega_p \{\mathbf{u}\}_s \cos \omega_p t + [\mathbf{V}] \{\mathbf{U}_i \omega_i \cos \omega_i t\} \quad (24)$$

ここで初期条件 ($t=0$) より

$$\mathbf{U}_i = \frac{1}{\omega_i} [\mathbf{V}]^{-1} (\{\dot{\mathbf{u}}(0)\} - \omega_p \{\mathbf{u}\}_s^*) \quad (25)$$

ただし $\{\dot{\mathbf{u}}(0)\}$ は初期速度を示し、周期的強制力がない場合は () 内の第 2 項が消える。

本研究の計算では計測から得られた入射波の初期速度データを入力することにより、Duhamel 積分を用いて時刻歴応答を求める方法によって動的応答解析を行なっている。

(3) 内部構造の違いによる固有振動数の変化

複合材料部材中を伝播する応力波の速度はその波長と部材の寸法の比および波長と強化材料の配置の関係により分散することは良く知られている。⁹⁾ さらにその伝播する応力波は内部構造の影響を受けながら受信点に到達する。すなわち応力波は入射初期に入射センサーの共振周波数に近い振動数で振動しながら伝播するとともに、その後構造全体の固有振動の影響を受け、内部の情報をもらいながら到達する。したがって地震学で行なわれているように到達した応力波のスペクトル解析結果から内部構造による影響を検出す

表 1 軸対称モード ($m=0$) の固有振動数の比較 (Hz)

Branch	$a_2=0$	$\frac{a_2}{a_1} = 1/6$	$\frac{a_2}{a_1} = 1/4$	$\frac{a_2}{a_1} = 1/3$
1	1427	1397	1371	1343
2	2956	2902	2858	2828
3	3238	3796	3570	3251
4	4020	5709	5248	4804
5	5608	6496	6102	5710
6	6199	7573	6958	6758
7	6913	9414	9067	7445
8	8502	9891	10812	10155
9	10684	11339	12283	11876
10	10880	13138	12559	15387
11	11622	16599	14492	17685
12	13025	17110	15596	19019
13	14715	19314	16280	20632
14	15297	19869	19978	22034
15	18642	21342	21637	25343

表 2 逆対称モード ($m=1$) の固有振動数の比較 (Hz)

Branch	$a_2=0$	$\frac{a_2}{a_1} = 1/6$	$\frac{a_2}{a_1} = 1/4$	$\frac{a_2}{a_1} = 1/3$
1	1987	1938	1908	1883
2	4120	4175	3971	3626
3	4393	4897	4823	4695
4	4957	6615	5775	5022
5	8523	7651	7051	6638
6	7175	8843	8448	7980
7	8629	11482	10536	8408
8	9505	12573	15404	11180
9	9770	13505	15976	11572
10	11048	15135	18031	13512
11	11775	16194	18542	14412
12	12623	17023	19986	15345
13	13394	19125	21538	16880
14	14067	19793	21877	17486
15	16326	22601	23476	18648

ることが可能である。このような観点から本節では数値計算により内部構造の
の違いが固有振動数に及ぼす影響について検討する。

数値計算では前述した固有値方程式に対して固有値は無限に求まるが以下の
考察では低次の振動数に対して検討する。また高次の振動数に対する振動
モードは表面に集中する分布形態となる。表1には弾性係数比 $E_1/E_2=7$ 、
密度比 $\rho_1/\rho_2=3$ 、 $\nu_1=0.25$ 、 $\nu_2=0.3$ の場合の複合円盤部材の $m=0$
(軸対称モード)に対する固有振動数を $a_2/a_1=0, 1/6, 1/4, 1/3$ の4ケ
ースについて、第15分枝まで比較している。ここでの数値計算例ではモルタル
と鉄筋による複合円盤のモデルを想定しているがモルタルと岩石の組合せ
による複合円盤部材の結果は $a_2/a_1=0$ (モルタルのみ)の場合と、 a_2/a_1
の比の組合せに応じた値ととの中間の値になる。表1の結果によれば a_2/a_1
が大きくなると低次の固有振動数は小さくなるが、高次の固有振動数は全
体的には大きくなる傾向にある。

表2には同じ組合せの数値に対して $m=1$ (逆対称モード)に対する固有
振動数を比較しているがこれらの結果は表1($m=0$)の場合と同様の傾向
にある。次に表3には m の各モードに対する第1次分枝
の値をそれぞれ比較している。用いた数値は表1、表2
の場合と同様である。これによれば $m=0$ と $m=1$ の場
合は a_2/a_1 が大きくなるほど固有振動数の値は小さく
なるのに対して $m=2\sim4$ の場合は逆に大きくなる傾向
にある。また $m=5$ 以上に対する値はモード分布が表面
に集中するため同一の値となり内部構造の違いの影響は
みられない。

表3 第一分枝に対する
固有振動数の比較(H2)

m	$a_2=0$	$a_2/a_1=1/6$	$a_2/a_1=1/4$	$a_2/a_1=1/3$
0	1427	1397	1371	1343
1	1987	1938	1908	1883
2	2571	2586	2590	2587
3	3247	3260	3292	3331
4	3940	3942	3958	4004
5	4636	4636	4640	4663
6	5331	5331	5331	5339
7	6024	6024	6024	6026
8	6716	6716	6716	6717
9	7407	7407	7407	7407
10	8097	8097	8097	8097
11	8786	8786	8786	8786
12	9474	9473	9474	9474
13	10161	10161	10161	10161

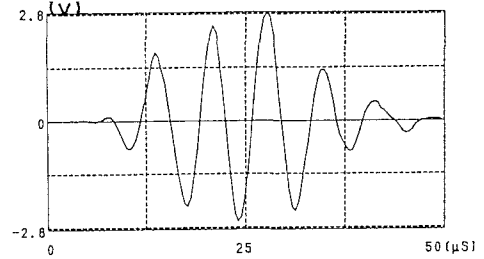


図3 A種センサーの入射波形

(4) 入射波長の違いによる動的応答の変化

前述したように複合材料部材に入射された応力波動は
入射センサーの共振周波数に近い振動数で伝播するとと
もに構造全体の固有振動による影響を受けるが、この場
合伝播する応力波動の波長によってこの影響の程度やそ
の挙動に違いがあらわれる。このような観点から以下に
2種の異なる入射波長に対する計算結果について検討す
る。本研究の実験計測システムでは入射センサーとして
A種(周波数150kHz)とB種(周波数350kHz)の2種類
を用い受信センサーはこれらの振動数に十分追随しうる
感度のものをそれぞれ用いている。一般に入射センサー近傍の媒体の振動波形は実験的には電圧の変化と
して得られるが、これを媒体の振動振幅に換算するためには多くの因子に依存しているため、正確な値が
得られない。従ってここでは数値計算に用いる入射波形としてモルタルに対して実験で得られた電圧の変
化を入射位置近傍の媒体の振動速度に相似なものを見なし、相対的比較のみを主眼として検討を行なう
こととする。入射波形は4096個のデータからなる波形であるがこれらの計測方法の詳細は次章で述べ
ている。本節の数値計算では上記の入射波形をさらにサンプリングして500個のデータに変換し、式
(25)の $\{\dot{u}(0)\}$ の値の変化と見なし、これをDuhamel積分することにより応答を求める。図3と図4には
積分に用いるA種とB種センサーの入射波形をそれぞれ示している。縦軸は電圧(V)である。図1を参照

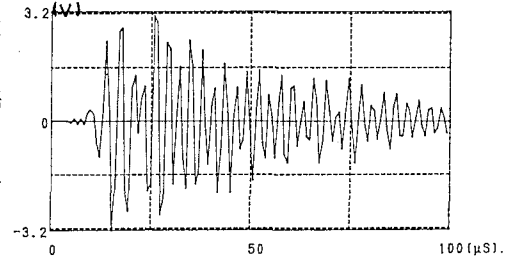


図4 B種センサーの入射波形

して、鉄筋とモルタルの弾性係数比 $E_2/E_1=7$ 、密度比 $\rho_2/\rho_1=3$ 、 $\nu_2=0.3$ 、 $\nu_1=0.25$ 、 $\phi=\pi/40$ 、 $a_1=15\text{cm}$ 、 $a_2=5\text{cm}$ としたときの荷重点直下の振動速度の応答計算結果をA種、B種に対してそれぞれ図5と図6に破線で示している。実際の計算では固有値の数が振動方程式の元数によって限定されるので固有値をできるだけ多く参照するため図2に破線で示しているように、仮想の境界を設けて、振動方程式の元数を必要な数だけ増加させている。また固有値は接近しているものがあれば固有ベクトル [V] の逆行列の性質が悪くなるのでいずれか一方を採用するなどの操作を行なっている。mは20項とっている。図5と図6の数値計算結果の比較をすると図5では図3の入射波形にほぼ近似しておりこの場合には固有振動の影響は小さいものとなっているのに対して図6では固有振動の影響が比較的初期から現れ、徐々に入射波の影響が消えていく状況がみられる。

一般に圧電型振動子による固体への入射においては縦波と横波の波動が発生する。図1のP点で入射された波動は対面の1点に到達する過程で、内部構造の影響を受ける。また、第1波のP波、S波が到達するあたりでは反射屈折等による散乱の影響が少なく、本研究の数値計算に近似する動的応答となることが予想される。このような観点から図5と図6にはそれぞれの条件で実験により得られた波形を振幅を調整し、S波の先頭付近に着目して計算結果と比較して示している。両者の傾向はほぼ一致する結果となっている。

3. 実験的研究

本章では複合円盤部材を対象として、応力波動の透過、及び反射挙動を実験的に計測、解析することにより複合円盤の内部構造の形状や性質の違いが応力波の伝播にどのように影響するかを検討した結果について報告する。

(1) 実験概要

実験供試体は直径30cm、厚さ3cmのモルタルの中央に表4に示すような18種類のInclusionを内包させたもので、それぞれの複合材料部材の材質、弾性定数、弾性波速度等は事前に調査した。母材のモルタルは縦波速度4.3km/s、密度2.133g/cm³である。これらの供試体の種類や形状の決定においては、鉄筋、ひび割れ、空隙、付着剝離等のモデル化を想定するとともに、実験から得られる応力波の波動的考察において前章での解析結果を応用することを意図している。実験に用いた計測システムは図7に示すようなものであり、入射センサー (Transmitter) には前章で述べたA種とB種の2種類を用いている。また受信センサー

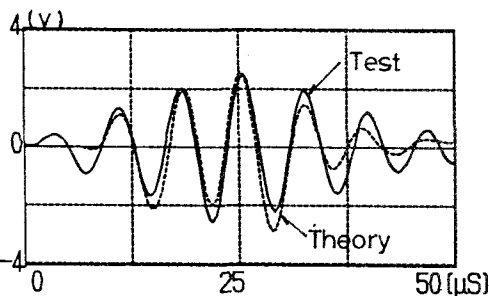


図5 振動速度応答の比較 (A種)

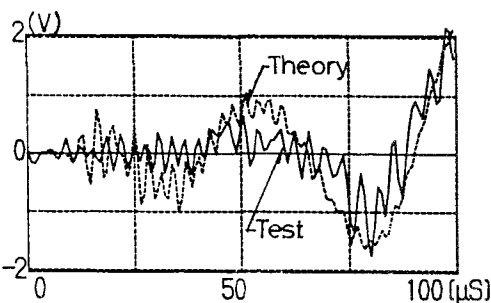


図6 振動速度応答の比較 (B種)

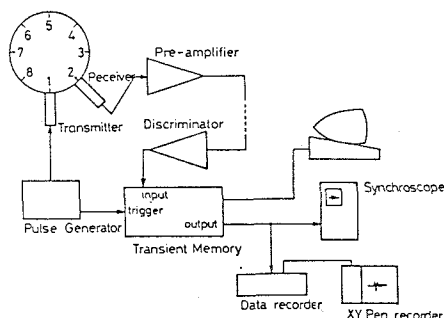


図7 実験計測システム

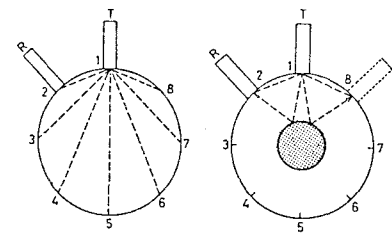
(Receiver) には上記センサーの振動数に十分追従できる周波数特性のものを用いている。センサーはNF回路(株)の製品であり、センサーの取り付けには特別に開発したセンサー支持装置を用いている。TransmitterにはPulse Generatorより電圧10V、継続時間10 μ sの方形波を加えて供試体中に応力波を入射した。供試体中の入射点近傍の入射波および到達波はReceiverで受信され、増幅装置を経て最小サンプリング間隔50nsのTransient Memoryに書き込まれる。以下では応力波の透過特性およびInclusionからの反射波到達によるInclusionの位置標定を検討することを目的としているが図8にはこの場合のセンサーの配置状況を示している。

(2) データ処理

図1においてP点のTransmitterから入射された応力波はInclusionの影響を受けながら1点に到達するとともに反射等を繰返ししながら減衰する。したがって1点に到達した到達初期の波形解析を行なうことによって内部構造の違いによる変化を検討することができる。反射波到達の解析においては解析に先立ちモルタルのみの供試体について各点の到達波形を得る。次に複合円盤部材の場合の到達波形から、前記のモルタルのみの場合の波形を差し引き、反射面での応力波の位相の反転などを検出することにより、反射波の到達時刻を決定することができる。前述のように応力波は先頭のP波とS波により構成されており、さらに継続時間が長くなると複雑な散乱を繰返ししながら減衰するので、上記の反射波の解析は到達初期に限定される。

表4 複合円盤供試体の種類

番号	材質	形状	寸法(mm)
No.1	モルタル	基準供試体	
No.2			
No.3		小円板	$\phi 50$
No.4		中円板	$\phi 75$
No.5	スタイロフォーム	大円板	$\phi 100$
No.6		楕円板	100 $\times$ 50
No.7		楕円板	100 $\times$ 75
No.8		楕円板	100 $\times$ 10
No.9		正三角板	一辺100
No.10			
No.11	軟石	小円板	$\phi 50$
No.12		中円板	$\phi 75$
No.13		大円板	$\phi 100$
No.14	空洞	小円板	$\phi 50$
No.15		中円板	$\phi 75$
No.16		大円板	$\phi 100$
No.17	鉄筋	小円板	$\phi 50$
No.18		中円板	$\phi 75$
No.19		大円板	$\phi 100$
No.20	紙		(付着面半分) 100 $\times$ 3



(a)モルタル供試体 (b)複合円盤部材

図8 位置標定センサー配置

(3) スペクトル解析結果に及ぼす内部構造の影響

図1のP点から入射し対面の1点に到達した応力波のスペクトル解析を行ない、そのスペクトル図を比較することによって内部構造の影響がどの様に現われるかを定性的に検討する。2.

図9 供試体No.1のスペクトル図

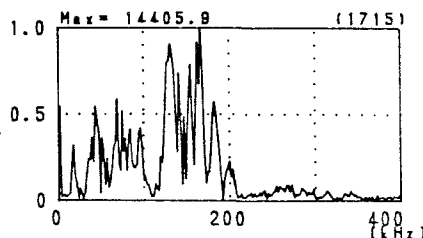


図11 供試体No.17のスペクトル図

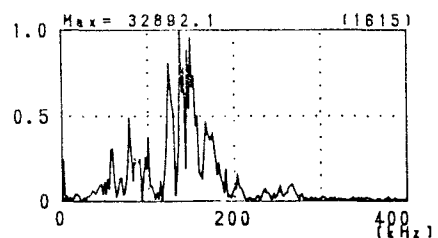


図10 供試体No.16のスペクトル図

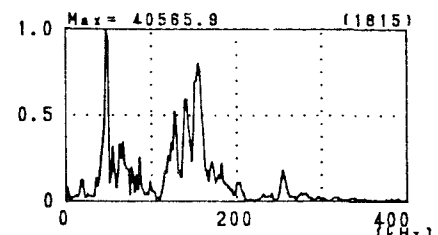


図12 供試体No.18のスペクトル図

固有振動数に影響する程度は小さく、その検出は一般に容易ではない。また Inclusionを通過する応力波にInclusionの情報がある程度含まれて到達するかも明確ではない。したがってスペクトル解析による比較検討では理論的根拠の明確なもののみ検討可能であることから、ここで得られた結果の中から特徴的な傾向を示すもののみをピックアップして示すことにする。まず図9には基準として供試体 No.1のスペクトル図を示す。この図の特徴は150kHz付近でセンサーの共振周波数が卓越している。次に図10、図11、図12にはそれぞれ供試体No.16、No.17、No.18に対して鉄筋がφ50、φ75、φ100と増加する場合のスペクトル図を示している。これらの比較からは鉄筋径が大きくなるほど50kHzの前後に大きなピークの振動数がみられ内部構造の影響がみられる。

(4) Inclusionの大きさが到達時間に及ぼす影響

前述のようにP点で入射された応力波はInclusionを透過したり回折しながら対面の1点に到達する。したがってInclusionが母材より弾性波速度が大きければ到達時間は母材のみの場合より小さくなり、逆に弾性波速度が小さければ到達時間は大きくなる。またこれらの状況はInclusionの大きさによっても影響を受けるとともに、伝播する応力波の波長によってもその影響は異なる。このようなことから図13には円形Inclusionを有する供試体についてP点か

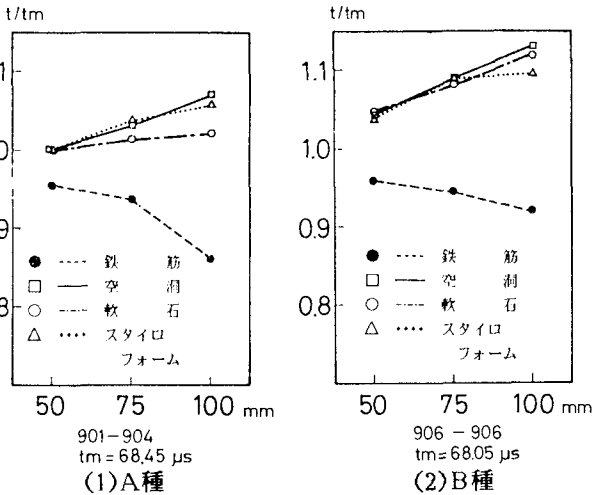


図13 P波到達時間の比較

ら1点へのP波の到達時間 t を母材のみの場合の到達時間 t_m で無次元化して示している。横軸はInclusionの直径を意味している。また図13(1)はA種(150kHz)、図13(2)はB種(350kHz)の入射センサーの場合についての結果である。これらの図によれば全体的にはInclusionが鉄筋の場合には直径が大きくなるほど t/t_m は1より小さくなり、その他の空洞、軟石、スタイロフォームの場合にはいずれの場合にも t/t_m は1より増加する傾向にある。(この場合軟石自身の弾性波速度も母材より小さいものである。) また図13(1)と(2)の比較では(1)の場合の方が応力波の波長が長いので、Inclusionが鉄筋の場合(破線●印)の t/t_m の減少傾向が大きくなっている。

(5) 反射波解析による内部構造の位置標定

3. (2) で述べた手法により表4の各供試体についてInclusion位置標定をした結果の一例を図14に示している。この場合使用した入射センサーはA種(150kHz)である。実験では図8のように外周を8等分しており、得られた反射位置を图中的黒点で示している。また標定誤差については各

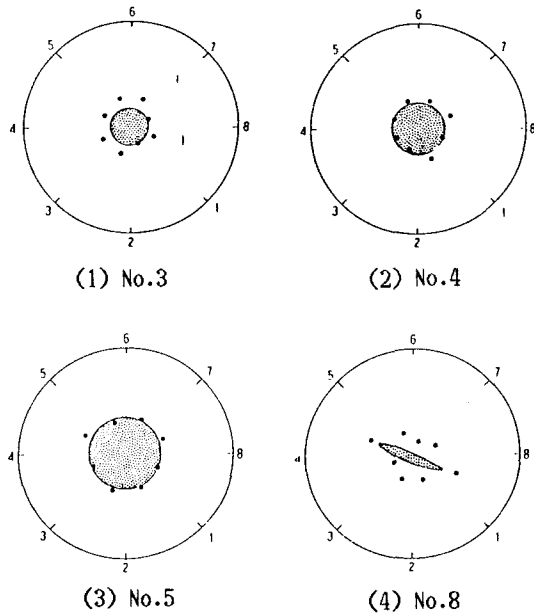


図14 標定精度の比較 (A種センサー)

供試体についてずれの最大値、最小値及び平均値、標準偏差を表5にまとめて示している。単位はcmであり、各供試体に対するデータ数はそれぞれ8個である。全体的傾向としては Inclusionが円形の場合、Inclusionの直径が大きくなるほど標定精度はよい。また Inclusionが軟石の場合 (No.10, No.11, No.12) は Inclusionのどの場合もほぼ平均誤差1cm以下で標定されている。またその他の Inclusionの場合小さい Inclusionの時は平均誤差が1cm～2cmと大きくなっている。また偏平率の比較 (No.5, No.6, No.7, No.8) では偏平率が大きくなるほど誤差は大きくなっている。またこれらの標定精度には Inclusionの向きによる反射面の変化が影響している。No.20のスリットの場合は入射波の方向による誤差の変化がみられスリットと平行な入射方向の場合は標定誤差は大きくなっている。No.19はNo.18の鉄筋とモルタルの付着面積を半減させた場合であるが今回の実験では有意な差はみられなかった。

表5 複合円盤供試体内部標定誤差 (cm)

	材 質	最大	最小	平均	σ
No.3	スタイロフォーム	1.6	0.1	1.1	0.5
No.4		1.0	0.1	0.5	0.3
No.5		0.9	0.1	0.4	0.2
No.6		2.2	0.2	1.2	0.6
No.7		3.3	0.1	1.3	1.1
No.8		3.3	0.4	1.8	0.9
No.9		5.3	0.0	2.3	2.0
No.10	軟石	1.3	0.0	0.4	0.4
No.11		1.5	0.5	1.0	0.3
No.12		1.3	0.1	0.5	0.4
No.13	空洞	2.6	0.1	1.3	0.9
No.14		1.7	0.1	0.7	0.5
No.15		1.3	0.1	0.7	0.3
No.16	鉄筋	3.3	1.0	2.1	0.8
No.17		2.2	0.4	0.9	0.6
No.18		1.1	0.0	0.7	0.4
No.19		1.6	0.0	0.6	0.5
No.20	紙	4.7	0.7	2.3	1.1

(6) 入射波の波長が標定精度に及ぼす影響

2章で述べたように入射波長が異なるA種とB種の入射センサーの比較では複合材料部材の応答性状が異なりB種の入射センサーの場合の方が比較的長い継続時間 (100～200 μ s程度) で見ると構造全体の振動性状の影響を受けるものの、入射初期にはセンサー自身の共振波形が卓越している。このようなことから、本論文のようにP波の到達時間によって Inclusionの位置標定をする場合には、入射波長の小さい場合の方が標定精度が上がる事が予想される。図15にはNo.15, No.16, No.18の3個の供試体についてA種センサー (▲印) とB種センサー (○印) のそれぞれについて位置標定した結果を比較している。これによれば全体として○印の方が標定精度が向上している。また図15(2)のNo.16 (φ50) の場合においては全体として標定位置のばらつきが小さくなっている点が特徴である。

4. 結 論

複合円盤部材についての応力波動に関する解析の結果得られた事項を要約すれば次のようになる。

(1) 半径比 a_2/a_1 の異なる複合円盤部材の固有振動数の変化を調べた結果全体としての変化は小さく、また a_2/a_1 が大きくなると低次の固有振動数は小さくなるが、高次の固有振動数は全体には大きくなる結果となる。また円周方向のモード数が5以上となると半径方向分布は表面に集中するため、内部構造の違いの影響は少なくなる。

(2) 入射波長の異なる2種類の入射波形に対する応答計算を行なったところ、入射波長が小さい場合に対して入射初期にはセンサーの固有振動が卓越し、徐々に構造全体の固有振動に移り変わる結果が得られた。

(3) 実験的研究におけるスペクトル解析では鉄筋径の異なる3個の供試体について比較した結果、鉄筋径が大きくなるほど50kHz前後に大きなビ

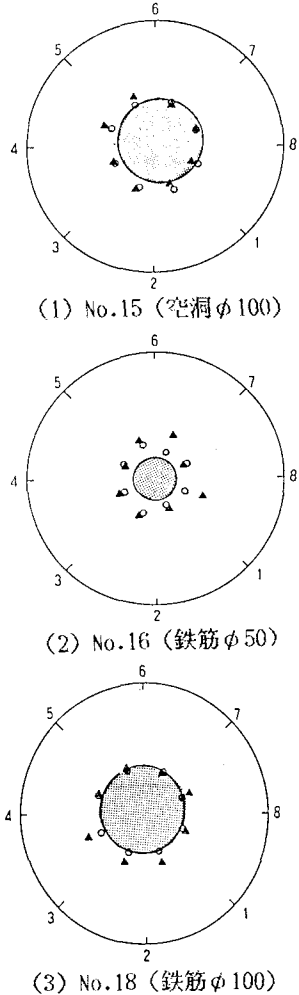


図15 入射波長による標定精度の比較

ークの振動数が現われ、内部構造の影響がみられた。

(4) 透過波の到達時間に及ぼすInclusionの大きさと材質の違いによる影響を調べた結果、Inclusionが鉄筋の場合には t/t_m は1より減少する結果となった。

(5) 反射波を解析することによりInclusionの標定を実施した結果では、Inclusionが大きくなるほど標定精度がよく、また偏平率が大きくなるほど精度は悪くなった。従ってこれらの標定精度にはInclusionの向きによる反射面の変化の影響が無視できない。

(6) 入射波長を変えて標定精度を検討した結果、波長が短い場合の方が標定精度が向上することが確かめられた。

複合材料部材に応力波動を応用して、構造物の健全度診断を実施するためには、今後多くの研究を必要としており、本研究がその一助となれば幸いである。本研究の実施にあたっては昭和61年度、62年度文部省科学研究費一般研究C（代表者大島俊之）及び昭和61年度文部省科学研究費奨励研究A（研究者三上修一）の補助を受けました。ここに深く感謝致します。また、実験の実施に当たっては北見工業大学卒業の矢田泰也君（現NTT）、佐藤智君（現北海道測量図工社）の援助を受けました。

参考文献

- 1) 西村、藤井、宮本：道路橋RC床版の診断と評価に関する基礎的研究、材料、第34巻、第376号、1985。
- 2) 西村、藤井、宮本、富田：橋梁診断のシステム化に関する基礎的研究、土木学会論文集、第378号/V-6、1987。
- 3) 島田、加藤、山田：コンクリート構造物の老朽化と振動性状の変化、コンクリート工学、Vol.20、No.7、1982。
- 4) 原、岡林、梶川：衝撃加振法による構造物の動的特性同定、土木学会第42回年次学術講演会講演概要集、第1部、p18、1987。
- 5) 丹羽、小林、大津：コンクリート構造物のアコースティック・エミッション特性に関する基礎的研究、土木学会論文報告集、No.261、1977。
- 6) Y.NIWA,S.HIROSE:Inverse Scattering of Elastic Waves For a Cavity,Structural Eng./Earthquake Eng. Vol.3 , No.2 , p267s-275s , Oct.1986.
- 7) 松岡、菅田、岸、能町：部分分布周期荷重を受ける二層円柱の応答解析、構造工学論文集、Vol.33A、1987。
- 8) 松岡、菅田、能町、木田：二層同心円柱を伝わる弾性波の伝播速度、構造工学論文集、Vol.32A、1986。
- 9) 大島、三上、能町、重清：複合材料部材中の応力波速度と構造物の健全度評価への応用、構造工学論文集、Vol.32A、1986。
- 10) T.Ohshima,S.G.Nomachi,T.Kida,S.Mikami:Stress Wave Velocity Propagating in Fiber Reinforced Composite by Means of Finite Prism Method,Proc. of Third Japan-U.S. Conference on Composite Materials,Tokyo,1986.
- 11) 三上、大島、能町、重清：応力波速度による内部構造の探査に関する実験的研究、土木学会北海道支部論文報告集、No.43、1987。

(1987年10月16日)