法政大学学術機関リポジトリ

HOSEI UNIVERSITY REPOSITORY

PDF issue: 2025-07-04

ゴルフクラブ打球音のシミュレーション

久保田, 孝佑 / KUBOTA, Kosuke

(発行年 / Year)

2012-03-24

(学位授与年月日 / Date of Granted)

2012-03-24

(学位名 / Degree Name)

修士(工学)

(学位授与機関 / Degree Grantor)

法政大学 (Hosei University)

2011 年度 修士論文

ゴルフクラブ打球音のシミュレーション

指導教員 御法川 学 教授

法政大学大学院 工学研究科 機械工学専攻

10r1115 久保田 孝佑

目次

第1章	緒論	ì	4
1.1	研究	背景	4
1.2	研究	目的	5
1.3	本論	j文の構成	5
第2章	放射	音予測プログラム	7
2.1	放射	音予測プログラムの概要	7
2.2	固有	值解析	8
2.3	理論	モード解析による表面振動速度の計算	9
2.3	3.1	1点加振における表面振動速度	10
2.3	3.2	多点加振における表面振動速度	12
2.4	速度	ポテンシャルによる音の計算	14
2.4	4.1	直接音	16
2.4	4.2	回折音	17
2.4	4.3	反射音	18
2.5	逆フ	ーリエ変換による音の作成	19
第3章	モー	・ド減衰比の同定方法に関する検討	22
3.1	緒論	ì	22
3.2	実験	データの精度に関する検討	22
3.3	非線	形最適化法の同定精度の検討	26
3.4	振動	・音圧試験の統一化の検討	28
第4章	プロ	グラムの精度確認	33
4.1	緒論	ì	33
4.2	旧プ	゜ログラムの精度確認	33
4.2	2.1	平板モデルを用いての精度確認	33
4.2	2.2	円筒モデルを用いての精度確認	37
4.3	新プ	プログラムの精度確認	43
4.5	3.1	直進音	43
4.3	3.2	回折音	44
4.5	3.3	反射音	45
第5章	溶接	部の影響	48
5.1	緒論	ì	48
5.2	新円	筒モデルを用いて溶接部の検討	49
5.2	2.1	溶接前モデルの精度確認	49
5.2	2.2	溶接部検討	52
5.3	ドラ	イバークラブの溶接部の影響	55
5.3	3.1	ドライバークラブ	55
5.3	3.2	溶接部検討	56
5.3	3.3	音の比較	60
第6章	実打	音	64
6.1	緒論	j	64

6.2	実打試験	64
第7章	結論	68
参考文献		69
謝辞		70

第1章 緒論

第1章 緒論

1.1 研究背景

近年、工業製品などの設計開発において市場ニーズの多様化により、開発期間の短縮やコストの削減に対する要求が強まっている。またその要求に加えて常に製品の品質向上も要求されている。しかし、開発期間やコストは製品の品質を向上させるには必要不可欠なものである。そのため、相反関係にある「開発期間の短縮・コストの削減」と「製品の品質向上」の両立が長年求められてきた。そこで近年のコンピュータ技術の発展により開発されたのがCAEツールである。CAEツールはコンピュータを使用して有限要素法などの数値解析を行う支援ツールであり、今まで難しかった製品の詳細な事前検討を可能にした。そのため、従来の方法である試作の繰り返しからCAEツールを使用することで「開発期間の短縮・コストの削減」「製品の品質向上」の両立が図れるようになった。

現在では CAE ツールは広く普及している. 解析対象としては,流体や応力,熱などが挙げられるが, その主要なものの一つとして振動・音響解析がある. 振動や音響の解析は設計段階での製品の疲労破 壊や騒音問題の対策など,非常に重要な役割を果たしている. また,近年は振動や音質に対し付加価 値を求めることもあり,その重要性はますます強くなると考えられる.

近年、さまざまな工業製品において稼動時の振動・騒音が大きな問題になっている.そのため工業 製品の開発において低振動化・低騒音化が重要な設計項目になっている.このように工業製品の騒音 が問題視される一方で、楽器のように発生音そのものが製品の性能や付加価値を大きく左右する場合 がある.楽器以外でも工業製品において発生音に付加価値を求める場合があり、振動や音が商品の付 加価値を決定する大きな要因になりつつある. 本研究の研究対象であるゴルフクラブも振動や音によ って付加価値が決定する製品である.これはよく言われる「ゴルフ愛好者は打球感でクラブを選択す る」という言葉からも伺える. そして、打球感に大きな影響を及ぼす要因として打球音が挙げられて おり、良いショットと打球音特性との間に相関が見られている. 特に上級プレイヤーにおいて、この 相関関係が強いと言われている。また、近年の技術発展によりゴルフクラブの飛距離性能やコントロ ール性能が格段に向上している. しかし, 性能向上に比例してゴルフの競技性が失われるという懸念 も出てきている.そのため、主要なゴルフツアーを主催する各国のゴルフ協会はゴルフクラブの性能 を制限するルールを設け始めている、その代表的なルールとしてSLEルールが挙げられる、SLE ルールは飛距離性能の向上に歯止めを掛るため、ゴルフクラブの打球面の反発係数を 0.83 以下に制限 するルールである. 2008 年から主要なゴルフツアーで適用されている. 他にもドライバーのコントロ ール性能を制限するためにドライバーヘッドの体積や慣性モーメントに上限を設け、スイートエリア の大きさを制限している。ウェッジやアイアンではスピン量に関係しているといわれるフェースの溝 の形状, 溝の幅, 溝の深さ, 溝の間隔など全てに明確な制限が設けられている. このような規制が設 けられたことでゴルフクラブの飛距離性能やコントロール性能での製品の差別化が困難になりつつあ る. そのため打球音の良さで製品の差別化を図ろうとする動きもあり、今まで以上に打球音の付加価 値が重要視されている.

1.2 研究目的

上記研究背景より、ゴルフクラブの付加価値として打球音が注目されている。また製品開発において開発期間の短縮やコストの削減に対する要求が強まっている。そのため開発期間やコストを抑えつつ、ゴルフクラブの打球音の心地よさを追及するには、図面段階で打球音の事前検討ができる必要がある。従って本研究の目的は図面段階で心地良い音のするゴルフクラブを設計するための CAE ツールの開発である。そこで本研究ではまず、2003 年度、理論・実験モード解析手法、速度ポテンシャルの重ね合わせ理論を用いて放射音を予測する放射音予測プログラムが作成された。そして 2008 年度までにアイアンヘッド、ドライバーヘッドと同じ材質を用いた中空管円筒、そしてドライバーヘッドにて、このプログラムの実用性を検討してきた。その結果、実際の打球音とプログラムにより計算した打球音に違いがみられた。違いがみられた原因として次の 3 点が挙げられる。

- ○実際の音は回折や反射を繰り返すことで耳に届く. しかし今までのプログラムは回折音や反射音を 計算していなかった.
- ○FEM モデルの精度は、シミュレーションに影響を大きく与えることが今まで分かってきた. しかし ドライバーヘッドの溶接部がモデリングされていないことが分かった.
- ○打球音はボールとゴルフクラブが衝突するときの音であり、衝突時にはボールとゴルフクラブの接触面積はある程度の大きさを持っている.しかし今までの放射音予測プログラムはこの接触面積を点として扱っていた.そのため正確には打球音ではなく 1 点に力が加わったときの音(以降この音を点打撃音と呼ぶ)を計算していた.

本年度は打球音に違いがみられた原因の上記 3 点を改善し放射音予測プログラムのさらなる精度向上 を試みた、そしてプログラムの精度をあらゆる角度から検討した、その結果を以下に示す。

1.3 本論文の構成

本研究では、放射音予測プログラムの精度向上に取り組み、多角的に検討を行い、その結果をまとめたものが本論文である.

検討事項としては,

- 1. モード減衰比の同定方法に関する検討
- 2. 平板形状による点打撃音の計算精度に関する検討
- 3. 円筒形状による点打撃音の計算精度に関する検討
- 4. 円筒形状による溶接部に関する検討
- 5. ドライバーヘッドによる溶接部に関する検討
- 6. ドライバークラブによる打球音の計算精度に関する基礎検討

の6項目にわたる.

本論文は以上の 6 項目,及び本研究に用いた放射音予測プログラムの説明,さらに結論の 7 章により構成される.

第2章 放射音予測プログラム

第2章 放射音予測プログラム

2.1 放射音予測プログラムの概要

放射音予測プログラムによる音の解析手順を簡単に説明する.まず解析対象となる物体の有限要素モデルを 3 次元 CAD データなどから作成する.本研究室では有限要素モデルを作成に Altair Engineering の Hyper Mesh を使用している.作成したモデルを RADIOSS, NASTRAN 等のソフトを使用して固有値解析を行い固有値、固有モードを求める.モード減衰比については計算により理論的な値を求めることができない.そのため非線形最適化法を使用した実験モード解析によりモード減衰比を同定する.そして放射音予測プログラムに固有値、固有モード、モード減衰比、さらに解析対象に加える加振波形を入力することで理論モード解析により有限要素モデル表面の全節点の振動速度を算出する.次にその全節点の振動速度とモデルの幾何形状をもとに速度ポテンシャルを利用して音を算出する.いままで述べてきた計算は全て周波数領域で行われている.そのため算出した音を逆フーリエ変換して時間領域の音を作成する.この理論モード解析から逆フーリエ変換により音を作成するまでの一連の過程を当研究室で FORTRAN により作成した放射音予測プログラムが行っている.フローチャートを以下に示す.

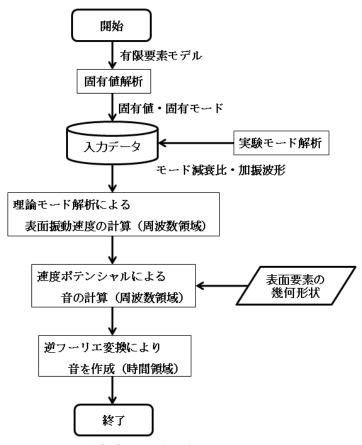


図 2.1 放射音予測プログラムのフローチャート

このように固有値,固有モード,モード減衰比,解析対象に加える加振波形,モデルの幾何形状を 入力することで音を計算するのが放射音予測プログラムである.以降は固有値解析から逆フーリエ変 換による音の作成までを具体的に説明する.

2.2 固有値解析

有限要素モデルをもとに固有値解析を行うことで計算対象の固有値,固有モードを求めることができる.等研究室ではRADIOSS,NASTRAN等のソフトを使用して固有値解析を行っている.その一般的な理論を以下に示す.

mを質量, cを粘性, kを剛性, xを変位とすると, 1自由度系の運動方程式は

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f \tag{2.1}$$

この運動方程式を多自由度系に拡張すると

[M]を質量行列,[C]を減衰行列,[K]を剛性行列, $\{x\}$ を変位ベクトルとすると,多自由度系の運動方程式は

$$[M]{\ddot{x}} + [C]{\dot{x}} + [K]{x} = {f}$$
 (2. 3)

この式を解くには膨大な時間が必要である. そこで[C]=[0]として不減衰系の自由振動を考える.

$$[M]{\ddot{x}} + [K]{x} = {0}$$
 (2.4)

ここで全自由度が \mathbf{r} 次の固有角振動数 $\Omega \mathbf{r}$ で振動すると仮定する. そのとき変位と加速度は

$$\{x\} = \{\phi_r\}e^{j\Omega_r t} \quad , \qquad \{\ddot{x}\} = -\Omega^2 \{\phi_r\}e^{j\Omega_r t}$$
 (2.5)

ここでj は虚数, t は時間変数である. この式を利用すると多自由度系の運動方程式は

$$(-\Omega^2[M] + [K])\{\phi_r\} = \{0\}$$
 (2.6)

[M], [K]は既知行列であるため,上式を満足する Ω と $\{\phi\}$ を求めることができれば,多自由度系の運動方程式を解くことができる.また Ω と $\{\phi\}$ には自由度と同数の解が存在する.一般的に Ω は固有値, $\{\phi\}$ は固有ベクトルと呼ばれ固有値,固有ベクトルを求めることを固有値解析と呼ぶ.また振動現象の観点から見れば, Ω は角振動数を表しており,自由状態ではその角振動数でしか振動しないため,固有角振動数と呼ばれている.また $\{\phi\}$ は振動の形を表しており,系固有の質量と剛性のみで決まる値であるため,固有モードと呼ばれている.本研究はゴルフクラブの打球音を計算することが目的である.そのため最低でも人間の可聴域内 $(20\sim20,000[Hz])$ にある固有角振動数,固有モードを算出する必要がある.そこで本研究では $0\sim25,000[Hz]$ の周波数範囲内にある固有角振動数,固有モードを採用し,それ以上のものは省略して計算を行っている.

2.3 理論モード解析による表面振動速度の計算

音は物体の表面が振動することで発生し、その大きさは振動の速度に比例する。そのため放射音予測プログラムは表面振動速度の計算を行い、それから音の計算を行っている。そして表面振動速度の計算には理論モード解析を使用しており、理論モード解析には次のような利点がある。空間座標系で表現した運動方程式は自由度と同数の式と未知数を含んでいる。したがって別々に解く訳にはいかず、あくまで連立方程式として扱わなければならない。ところがモード座標上では、それぞれ独立して解くことができる。そしてモード座標から空間座標に戻せば、空間座標における表面振動速度が求まる。以降は多自由度系の運動方程式をモード座標上で表現し、互いに独立で非連成な微分方程式を解くことで空間座標における表面振動速度を求める過程を示す。

多自由度系の任意の変位ベクトル {x} をモード座標で表現すると

$$\{x\} = \xi_1 \{\phi_1\} + \xi_2 \{\phi_2\} + \dots + \xi_r \{\phi_r\} + \dots + \xi_N \{\phi_N\}$$
$$= \sum_{r=1}^{N} \dot{\xi}_r \{\phi_r\} \qquad (2.7)$$

上式より速度ベクトル、加速度ベクトルをモード座標で表現すると

$$\{\dot{x}\} = \sum_{r=1}^{N} \dot{\xi}_r \{\phi_r\}$$
 , $\{\ddot{x}\} = \sum_{r=1}^{N} \ddot{\xi}_r \{\phi_r\}$ (2.8)

また多自由度系の運動方程式をモード座標で表現すると

$$[M]\sum_{r=1}^{N} \ddot{\xi}_{r} \{\phi_{r}\} + [C]\sum_{r=1}^{N} \dot{\xi}_{r} \{\phi_{r}\} + [K]\sum_{r=1}^{N} \xi_{r} \{\phi_{r}\} = \{f\}$$
(2. 9)

この式の添え字 r を ℓ にして、左から r 次の固有モード $\{\phi_r\}$ の転置を乗じれば

$$\sum_{\ell=1}^{N} \{\phi_r\}^T [M] \{\phi_\ell\} \ddot{\xi}_\ell + \sum_{\ell=1}^{N} \{\phi_r\}^T [C] \{\phi_\ell\} \dot{\xi}_\ell + \sum_{\ell=1}^{N} \{\phi_r\}^T [K] \{\phi_\ell\} \xi_\ell = \{\phi_r\}^T \{f\}$$
(2. 10)

また減衰行列[C]は質量行列[M]と剛性行列[K]に比例する行列と仮定する.

$$[C] = \alpha_c[M] + \beta_c[K] \tag{2.11}$$

ここで固有モードは一般直交性を有している. そのためℓ≠rの項は零になり, ℓ=rの項だけ残る.

$$\{\phi_r\}^T [M] \{\phi_\ell\} = 0$$
, $\{\phi_r\}^T [C] \{\phi_\ell\} = 0$, $\{\phi_r\}^T [K] \{\phi_\ell\} = 0$ (2.12)

$$\{\phi_r\}^T [M] \{\phi_\ell\} = m_r$$
, $\{\phi_r\}^T [C] \{\phi_\ell\} = c_r$, $\{\phi_r\}^T [K] \{\phi_\ell\} = k_r$ ($\ell = r$) (2.13)

 $m_r: r$ 次のモード質量 , $c_r: r$ 次のモード減衰係数 , $k_r: r$ 次のモード剛性

モード質量、モード剛性は固有値解析より求め、モード減衰係数は実験モード解析により求める. 固有モードの一般直交性を利用することで多自由度系の運動方程式は

$$m_r \ddot{\xi}_r + c_r \dot{\xi}_r + k_r \xi_r = \{\phi_r\}^T \{f\} = f_r$$
 (2.14)

2.3.1 1点加振における表面振動速度

ここで点iに角振動数 ω ,振幅 Fi の調和加振力が作用し、他の点には外力が作用しない場合,外力ベクトル $\{f\}$ はi 行目だけ残り,他の項は零になる.

$$\{f\} = \begin{cases} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ F_i e^{jwt} \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{cases} = F_i e^{jwt}$$
(2. 15)

従って, 固有モードも i 列目の成分のみになる. よって, この場合の運動方程式は

$$m_r \ddot{\xi}_r + c_r \dot{\xi}_r + k_r \xi_r = \phi_{ri} F_i e^{j\omega t}$$
 (2. 16)

ここで、調和加振力が作用する場合の変位を調和波形で表現できるとすれば

$$\dot{\xi}_r = j\omega\xi_r \quad , \quad \ddot{\xi}_r = -\omega^2\xi_r \tag{2.17}$$

この式を利用すると多自由度系の運動方程式は

$$-m_r\omega^2\xi_r + jc_r\omega\xi_r + k_r\xi_r = \phi_{ri}F_ie^{j\omega t}$$
 (2.18)

上式を変形すると

$$\xi_r = \frac{\phi_{ri} F_i}{-m_r \omega^2 + j c_r \omega + k_r} e^{j\omega t}$$
 (2. 19)

この式で角振動数ωの調和加振力に対する変位がモード座標上で求められる.次に上式を空間座標上での変位に変換すると

$$\{x\} = \sum_{r=1}^{N} \frac{\phi_{ri} F_{i}}{-m_{r} \omega^{2} + j c_{r} \omega + k_{r}} \{\phi_{r}\} e^{j\omega t}$$
 (2. 20)

したがって,調和加振力が作用するときの空間座標上での全自由度の速度は

$$\{\dot{x}\} = \sum_{r=1}^{N} \frac{\phi_{ri} F_i}{-m_r \omega^2 + j c_r \omega + k_r} \{\phi_r\} j \omega e^{j\omega t}$$
 (2. 21)

このうち点kの応答だけを取り出すと

$$\dot{x}_k = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{ri} F_i}{-m_r \omega^2 + j c_r \omega + k_r} \phi_{rk} j \omega e^{j\omega t}$$
 (2. 22)

2.3.2 多点加振における表面振動速度

今までの放射音予測プログラムは上記に示した計算により表面振動速度を計算している.しかしこの計算は点iに力が作用し、他の点には外力が作用しない場合の表面振動速度を求める方法である.ゴルフクラブの打球音を計算するためには、ある大きさの面積に力が加わったときの表面振動速度を求める必要がある.そこである大きさの面積を点の集合体と考えることで近似的に打球音の計算に必要な表面振動速度を求められると考えた.

まず固有モードの一般直交性を利用した多自由度系の運動方程式は

$$m_r \ddot{\xi}_r + c_r \dot{\xi}_r + k_r \xi_r = \{\phi_r\}^T \{f\} = f_r$$
 (2.23)

ここで点 i に角振動数 ω , 振幅 Fi, 位相 α_i の調和加振力が作用する場合,外力ベクトル $\{f\}$ は

$$\{f\} = \begin{cases} F_1 e^{j(\omega t + \alpha_1)} \\ \vdots \\ F_i e^{j(\omega t + \alpha_i)} \\ \vdots \\ F_N e^{j(\omega t + \alpha_N)} \end{cases}$$
(2. 24)

この場合の運動方程式は

$$m_r \ddot{\xi}_r + c_r \dot{\xi}_r + k_r \xi_r = \sum_{i=1}^N \phi_{ri} F_i e^{j(\omega t + \alpha_i)}$$
 (2. 25)

ここで、調和加振力が作用する場合の変位を調和波形で表現できるとすれば

$$\dot{\xi}_r = j\omega\xi_r \quad , \quad \ddot{\xi}_r = -\omega^2\xi_r \tag{2.26}$$

この式を利用すると多自由度系の運動方程式は

$$-m_{r}\omega^{2}\xi_{r} + jc_{r}\omega\xi_{r} + k_{r}\xi_{r} = \sum_{i=1}^{N}\phi_{ri}F_{i}e^{j(\omega t + \alpha_{i})}$$
(2. 27)

上式を変形すると

$$\xi_r = \frac{\sum_{i=1}^{N} \phi_{ri} F_i e^{j(\omega t + \alpha_i)}}{-m_r \omega^2 + j c_r \omega + k_r}$$
(2. 28)

この式で角振動数 ω の調和加振力に対する変位がモード座標上で求められる。次に上式を空間座標上での変位に変換すると

$$\{x\} = \sum_{r=1}^{N} \frac{\sum_{i=1}^{N} \phi_{ri} F_{i} e^{j(\omega t + \alpha_{i})}}{-m_{r} \omega^{2} + j c_{r} \omega + k_{r}} \{\phi_{r}\}$$
 (2. 29)

したがって、調和加振力が作用するときの空間座標上での全自由度の速度は

$$\{\dot{x}\} = \sum_{r=1}^{N} \frac{\sum_{i=1}^{N} j\omega\phi_{ri} F_{i} e^{j(\omega t + \alpha_{i})}}{-m_{r}\omega^{2} + jc_{r}\omega + k_{r}} \{\phi_{r}\}$$
 (2. 30)

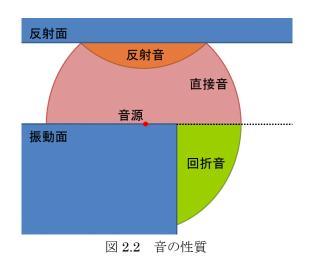
このうち点kの応答だけを取り出すと

$$\dot{x}_{k} = \sum_{r=1}^{N} \frac{\sum_{i=1}^{N} j\omega\phi_{ri} F_{i} e^{j(\omega t + \alpha_{i})}}{-m_{r}\omega^{2} + jc_{r}\omega + k_{r}} \phi_{rk}$$
(2. 31)

上記の計算によりある大きさの面積に力が加わったときの表面振動速度が近似的に求められ、打球音の計算が可能になると考えられる.

2.4 速度ポテンシャルによる音の計算

音には大きく分けると直接音、反射音、回折音がある。直接音は「音源から直接届く音」、回折音は「音源からの音が障害物の背後などに届く音」、反射音は「音源からの音がある面で跳ね返り届く音」である。また実際の音は回折音がさらに回折する2次回折音、反射音がさらに反射する2次反射音など回折や反射が繰り返されている。



今までの放射音予測プログラムは直接音のみ計算していた。そのため位置によって実際の音とプログラムにより計算した音に大きな違いがみられた。そこで本年度はホイヘンスーフレネルの原理を用いて1次回折音,1次反射音の計算を試みた。以下にホイヘンスーフレネルの原理についての詳細を述べ、放射音予測プログラムの直接音、回折音、反射音の計算方法を示す。

ホイヘンス - フレネルの原理とは「ある時間における波面上の各点は 2 次の球面波の源となり, 2 次波の振幅は1次波, 2 次波の進行方向の間の傾きの角度が大きくなると共に減少し, 1 次波, 2 次波が同じ方向に向かう時最大となり, 逆方向に向かう時に最少となる. これらの現象は 2 次の球面波の相互の干渉により発生する.」という原理である. 以下に概念図を示す.

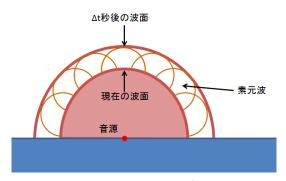


図 2.3 ホイヘンスーフレネルの原理

音は空気中を伝搬する圧力変動である.この現象を記述するために用いられるのが波動方程式である. 音圧 p に関する波動方程式は

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}$$
 (2. 32)

粒子速度uに関する波動方程式は

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$$
 (2. 33)

ここで速度ポテンシャルφを導入する. φは以下のように定義されている

$$u_x = -\frac{\partial \phi}{\partial x}$$
 $u_y = -\frac{\partial \phi}{\partial y}$ $u_z = -\frac{\partial \phi}{\partial z}$ (2.34)

$$p = \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} \tag{2.35}$$

速度ポテンシャルφuに関する波動方程式は

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2}$$
 (2. 36)

ここで球状音源について考える. 球状音源から放射された音は、球対称性から時間 t と球の中心からの距離 r だけの関数となる. そのため直角座標 (x,y,z) より、球座標 (r,θ,ϕ) を用いたほうが便利である. 球座標系での波動方程式は

$$\frac{\partial^2 (r\phi)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 (r\phi)}{\partial t^2}$$
 (2. 37)

この方程式の一般解は

$$\phi = \frac{1}{r}\phi_1(ct - r) + \frac{1}{r}\phi_2(ct + r)$$
 (2. 38)

この式の右辺第一項は原点からの発散波を表しており、第二項は原点への収束波を表している.ここで自由空間において半径方向に一様な速度で振動する球状音源の速度ポテンシャルを考える.発散波のみを対象とし、音源と観測点の距離が十分に離れており、球状音源の大きさを無視して点音源として取り扱うと波動方程式の一般解は

$$\phi = \frac{A_0}{4\pi r} e^{j(\omega t - kr)} \tag{2.39}$$

r:点音源までの距離

A₀:点音源の強さ,

k: 波数, k=2π/波長

j:虚数

また剛壁の表面上に点音源があると考える. すると壁面の前方の半空間に形成される音場の速度ポテンシャルは φ は

$$\phi = \frac{A_0}{2\pi r} e^{j(\omega t - kr)} \tag{2.40}$$

以上が速度ポテンシャルによる音の計算の基本になる.

2.4.1 直接音

放射音予想プログラムの直接音の計算方法について述べる.上式をさらに発展させて考えると,ある大きさの振動面があり音を放射している場合,振動面を微小面積要素に分割し,それぞれの面積要素が点音源として音を放射していると考えれば,振動面の振動による直接音を求めることができる.

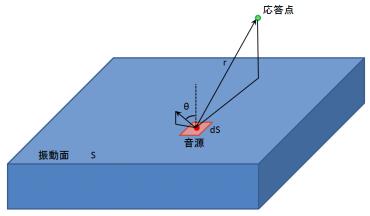


図 2.4 直接音の計算方法

振動面上の微小面積 dS の部分が振動速度 $\dot{\xi}_0 e^{j\omega t}$ で振動しているとき、dS 部分を点音源と考えると、この点音源の強さ A_0 は $A_0 = \dot{\xi}_0 \cos\theta \times dS$ と表される.ここで θ は微小面の法線ベクトルと振動速度ベクトルのなす角である.従ってこの微小面積の振動による応答点での速度ポテンシャル d_0 は

$$d\phi = \frac{\dot{\xi}_0 \cos \theta \times dS}{2\pi r} e^{j(\omega t - kr)}$$
 (2.41)

半径方向の粒子速度 $\dot{\xi}$,は

$$\dot{\xi}_r = \left(\frac{1}{r} + jk\right) d\phi = \left(\frac{1}{r} + jk\right) \frac{\dot{\xi}_0 \cos \theta \times dS}{2\pi r} e^{j(\omega t - kr)}$$
(2. 42)

また面積 S の振動面によって応答点に生じる直接音の速度ポテンシャル φ は

$$\phi = \frac{1}{2\pi} \iint_{S} \frac{\dot{\xi}_0 \cos \theta}{r} e^{j(\omega t - kr)} dS$$
 (2.43)

音圧pは

$$p = j\omega\rho\phi = j\omega\rho\frac{1}{2\pi}\iint_{S} \frac{\dot{\xi}_{0}\cos\theta}{r} e^{j(\omega t - kr)} dS$$
 (2.44)

ρ: 媒質の密度

2.4.2 回折音

放射音予想プログラムの回折音の計算方法について述べる。今までの放射音予測プログラムは回折音が計算できなかった。そこでホイヘンスーフレネルの原理を用いて回折音の計算を試みた。計算方法は、音源からエッジまで広がった波面を微小面積要素に分割し、それぞれの微小面積要素を新たな点音源として考え、振動面の振動による回折音を求める。

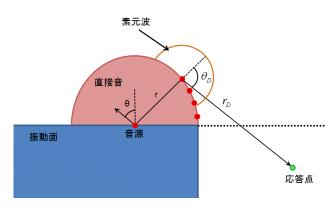


図 2.5 回折音の計算方法

まず音源からエッジまで広がった波面上の微小面積 $\mathrm{dS_D}$ 部分の半径方向の粒子速度は $\dot{\xi}_r = \left(\frac{1}{r} + jk\right) \frac{\dot{\xi}_0 \cos\theta \times dS}{2\pi r} e^{j(\omega t - kr)}$ である。このとき $\mathrm{dS_D}$ 部分を点音源と考えると,この点音源の強

さ A_D は $A_D=\dot{\xi}_r imes dS_D$ と表される. 従って音源の回折音による応答点での速度ポテンシャル d ϕ_D は

$$d\phi_{D} = \iint_{S_{D}} \frac{\dot{\xi}_{r} e^{j(\omega t - kr_{D})}}{2\pi r_{D}} K(\theta_{D}) dS_{D}$$

$$= \left(\frac{1}{r} + jk\right) \frac{\dot{\xi}_{0} \cos \theta \times dS}{2\pi r} e^{j(\omega t - kr)} \times \iint_{S_{D}} \frac{e^{j(\omega t - kr_{D})}}{2\pi r_{D}} K(\theta_{D}) dS_{D}$$
(2. 45)

ここで $K(\theta_D)$ は傾斜係数であり、以下に示すように $\theta_D=0$ のとき 1、 $\theta_D=\pi$ のとき 0 をもつ係数として定義されている。また θ_D は粒子速度ベクトルと微小面積 dS_D から応答点までのベクトルとのなす角である。

$$K(\theta_D) = \frac{1 + \cos \theta_D}{2} \tag{2.46}$$

また面積 S の振動面によって応答点に生じる回折音の速度ポテンシャル φ , は

$$\phi_D = \frac{1}{4\pi^2} \iint_{S} \left(\frac{1}{r} + jk \right) \frac{\dot{\xi}_0 \cos \theta}{r} e^{j(\omega t - kr)} \iint_{S_D} \frac{e^{j(\omega t - kr_D)}}{r_D} K(\theta_D) dS_D dS$$
 (2.47)

音圧 pnは

$$p_D = j\omega\rho \frac{1}{4\pi^2} \iint_S \left(\frac{1}{r} + jk\right) \frac{\dot{\xi}_0 \cos\theta}{r} e^{j(\omega t - kr)} \iint_{S_D} \frac{e^{j(\omega t - kr_D)}}{r_D} k(\theta_D) dS_D dS$$
 (2.48)

2.4.3 反射音

放射音予想プログラムの反射音の計算方法について述べる。今までの放射音予測プログラムは床や壁からの反射音は計算していた。しかし計算対象の表面同士による反射音は計算できなかった。そこでホイヘンスーフレネルの原理の考え方を用いて反射音の計算を試みた。計算は音源からの音が反射面で拡散反射すると考えた。そのため音源から反射面まで広がった波面を微小面積要素に分割し、それぞれの微小面積要素を新たな点音源として考え、振動面の振動による反射音を求める。

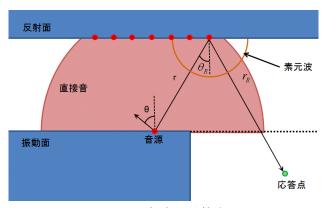


図 2.6 反射音の計算方法

まず音源から反射面上の微小面積 dS_R 部分に粒子速度 $\dot{\xi}_r = \left(\frac{1}{r} + jk\right) \frac{\dot{\xi}_0 \cos\theta \times dS}{2\pi r} e^{j(\omega t - kr)}$ の音が入射する.このとき dS_R 部分から反射される音を点音源として考えると,この点音源の強さ A_R は $A_R = R\dot{\xi}_r \cos\theta_R \times dS_R$ と表される.ここで R は拡散反射率.また θ_R は粒子速度ベクトルの入射角

である. 従って音源の反射音による応答点での速度ポテンシャル d φ R は

$$d\phi_{R} = \iint_{S_{R}} \frac{R\dot{\xi}_{r}e^{j(\omega t - kr_{D})}}{2\pi r_{R}} \cos\theta_{R} dS_{R}$$

$$= \iint_{S_{R}} \left(\frac{1}{r} + jk\right) \frac{\dot{\xi}_{0} \cos\theta \times dS}{2\pi r} e^{j(\omega t - kr)} \times \frac{e^{j(\omega t - kr_{R})}}{2\pi r_{R}} \cos\theta_{R} dS_{R}$$
(2.49)

また面積Sの振動面によって応答点に生じる反射音の速度ポテンシャルφ。は

$$\phi_{R} = \frac{R}{4\pi^{2}} \iint_{S} \iint_{S_{R}} \left(\frac{1}{r} + jk \right) \frac{\dot{\xi}_{0} \cos \theta}{r} e^{j(\omega t - kr)} \times \frac{e^{j(\omega t - kr_{R})}}{r_{R}} \cos \theta_{R} dS_{R} dS$$
 (2.51)

音圧 p_Rは

$$p_{R} = j\omega\rho \frac{R}{4\pi^{2}} \iint_{S} \iint_{S_{R}} \left(\frac{1}{r} + jk\right) \frac{\dot{\xi}_{0}\cos\theta}{r} e^{j(\omega t - kr)} \times \frac{e^{j(\omega t - kr_{R})}}{r_{R}} \cos\theta_{R} dS_{R} dS$$
 (2. 52)

放射音予測プログラムは上記に示した速度ポテンシャルの計算を周波数領域で行っている。そのためプログラム上では e^{ivt} を省略し、角振動数 ω を変数として計算を行っている。

2.5 逆フーリエ変換による音の作成

実際に耳で聞く音を発生させるために、離散逆フーリエ変換を使用して周波数領域の信号を時間領域信号に変換する. 連続時間歴波形 x(t) を基本周期が標本化時間 T に一致する繰り返し波形と仮定し、標本化間隔 τ 毎に標本化された N 個の離散値によって表現されているとすると、この波は

$$x(t) = \sum_{i=0}^{N-1} X_i e^{ji\omega t}$$
 (2.53)

$$\omega$$
:角振動数 $\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{N\tau}$

上式は離散データに適用する有限フーリエ級数であるから、 $t=0, \tau, 2\tau, \cdots, k\tau, \cdots, (N-1)\tau$ の N個の飛び飛びの時刻にだけ成立する.そこで、 $x(k\tau)=x_k$ と書く.また

$$e^{-j\omega\tau} = e^{-j2\pi/N} = p$$
 (2.54)

とおく. さらに、 $\mathbf{x}(t)$ と $e^{ji\omega t}$ のこれらの時刻 \mathbf{t} = \mathbf{k} $\mathbf{\tau}$ (\mathbf{k} = 0~ \mathbf{N} - $\mathbf{1}$)における値を縦に並べた列ベクトルを次のように定義する.

上式を用いて、時刻 $t=k\tau$ ($k=0\sim N-1$)における時間歴波形 x(t) は

$$\{x\} = \sum_{i=0}^{N-1} X_i \{e_i\}$$
 (2. 56)

また上式の各項は

$$x_{k} = \sum_{i=0}^{N-1} X_{i} p^{-ki} = \sum_{i=0}^{N-1} X_{i} e^{j(2\pi/N)ki} \qquad (k = 0 \sim N - 1)$$
 (2. 57)

この式が、周波数スペクトル離散値 Xi ($i=0\sim N-1$)がデータとして与えられたときに、時間歴離散値 xi ($k=0\sim N-1$)を求める式である.

第3章 モード減衰比の同定方法に関する検討

第3章 モード減衰比の同定方法に関する検討

3.1 緒論

放射音予測プログラムで音を計算するには対象のモード減衰比が必要になる。モード減衰比とは減衰の大きさを表す量である。しかし減衰は、摩擦、流体粘性、材料損失等の様々な原因が絡み合って起こるため、一般に定式化が不可能であり、理論的に減衰の大きさを求めることが出来ない。そのため現状では振動試験で測定した実験データを分析することで減衰の大きさを同定している。このように実験データを分析することで、対象の振動特性を明らかにする方法を実験モード解析と呼んでいる。そして振動特性で最も重要なモード質量、モード剛性、モード減衰比を同定する実験モード解析にはいくつかの方法がある。当研究室では非線形最適化法を使用している。本章ではモード減衰比を精度よく同定する実験モード解析の方法について検討を行う。具体的には、実験モード解析に使用する実験データの精度について検討を行うとともに当研究室で使用している非線形最適化法の同定精度について検討を行う。

本研究は実験データと算出データを比較することで放射音予測プログラムの精度を検討する. 具体的には、振動試験と音圧試験を行い段階的に算出データと比較することでプログラムの精度・それ以外の外的問題を検討することができる. 今回その各実験を、昨年度まで振動試験は研究室の机上で行い、音圧試験は半無響室で行っていたことが比較検討の精度に影響があると考えた. 本章では振動試験と音圧試験を同時に行うことでどの程度変化があるかも検討する.

3.2 実験データの精度に関する検討

まず実験データの精度について、本章では対象物の本来の振動特性に近い実験データを精度が良いものとして扱う。そして実験データの精度に関係する要因として主に「実験対象の支持方法」、「測定に使用する実験装置」の2点が挙げられる。実験対象の支持方法としては、スポンジの上に載せる方法と、糸で吊るすことで自由支持状態とする方法が一般的である。また測定に使用する実験装置としては、当研究室では加速度ピックアップとレーザードップラ振動計が使用できる。そこで支持方法2通り、測定装置2通りの計4通りの実験方法で振動を測定し、それぞれを比較することで実験データの精度を検討する。比較対象として下図のアルミ合金製の円筒(以降cylinderと呼称)を使用する。



図 3.1 比較対象

スポンジを使用する場合は、円筒をスポンジの上に載せ自由支持状態とした。糸で吊るす場合は、円筒を糸でつるし、四方向に糸で引張り固定することで自由支持状態とした。加速度ピックアップを使用する場合は、ワックスを用いて円筒に加速度ピックアップを取り付けて測定を行った。レーザードップラ振動計を使用する場合は、円筒から 0.2m の間隔をとり測定を行った。使用した実験器具と 4 通りの実験風景を以下に示す。



図 3.2 SA-01



図 3.3 ノート PC



図 3.4 インパルスハンマ



図 3.5 加速度ピックアップ



図 3.6 レーザードップラ振動計

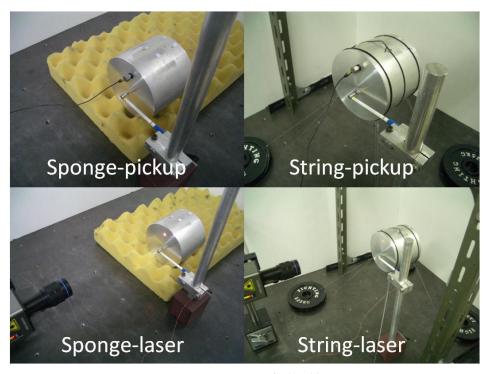


図 3.7 4 通りの実験風景

4通りの実験方法から測定した実験データを周波数応答関数で比較した結果を以下に示す.

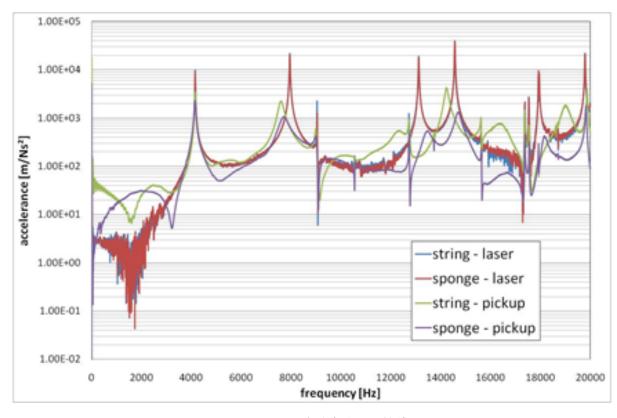


図 3.8 4 通りの実験方法の比較結果

対象が同じ実験データでも、実験方法によって大きな違いがみられる。特に各共振峰において振幅の大きさに違いがみられ、6,000[Hz]以降では固有振動数にも違いがみられる。また共振峰が緩やかに変化していると減衰の効果が大きい事を表している。

そのため、実験方法による減衰の大きさは以下のようになる.

糸-レーザードップラ振動計 〈 スポンジ-レーザードップラ振動計

〈糸-加速度ピックアップ 〈スポンジー加速度ピックアップ この結果から円筒との接触箇所が多い実験方法ほど減衰の効果が大きいことがわかる. そのため対象 物の本来の振動特性に最も近い実験データは糸-レーザードップラ振動計であり,4 通りの実験方法で最も精度が高い実験方法だと言える.

3.3 非線形最適化法の同定精度の検討

まず当研究室で使用している非線形最適化法について説明する。実験モード解析によるモード特性の同定には、自由度を基準にすると、1 自由度法、単点加振単点応答法、多点参照法に分けられる。最も利用されている方法は単点加振多点応答による周波数応答関数を同時に考慮する方法である。またこの方法は時間領域法と周波数領域法に分けられる。時間領域法では、プロニーの方法が利用されている。しかしこの方法はフーリエ変換を2度行い、モード特性を同定する。そのためフーリエ変換により誤差やゆがみが混入しやすく、一般的に精度が悪い。一方、周波数領域法は1度しかフーリエ変換を用いないため、一般的に精度が良い。特に周波数領域法でよく利用される偏分反復法は、誤差を検定しながら反復計算を行うことによってモード特性を同定する方法であり、正確なモード特性が得られるという特徴がある。しかし全モード特性の初期値が必要になり、初期値が適切に与えられないときには収束性が悪くなる。また多点参照法に拡張すると、変数増加のため計算時間が急増するという欠点がある。そこで統計的手法の導入により変数を減少させ、非線形最少2乗法と最適化手法を合わせて導入することで、計算時間の短縮、初期値が真値と異なるときの解の収束性の改善、および入力データに誤差が混入するときの同定精度の向上を同時に実現できる新しい多点参照法の周波数領域法が非線形最適化法である。つまり非線形最適化法は周波数領域法である偏分反復法を正確に多点参照法に拡張したものである。

非線形最適化法の同定精度について検討を行う. 検討方法は実際に糸とレーザードップラ振動計を使用した実験データから非線形最適化法を使用して振動特性を同定する. そしてその振動特性を基に理論的に描いたグラフが, 糸とレーザードップラ振動計を使用した実験データと一致していれば, 非線形最適化法の同定精度が高いと言える. 比較結果を以下に示す.

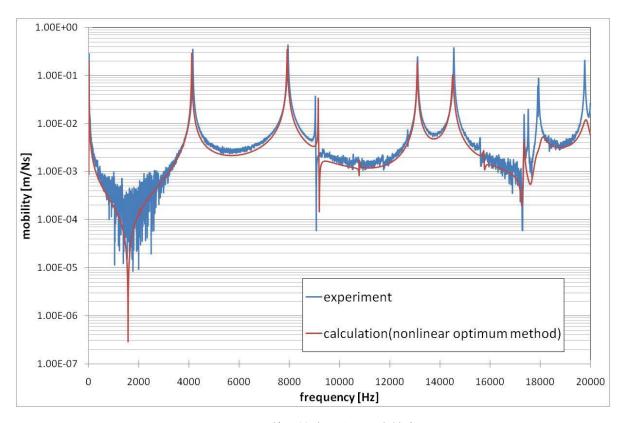


図 3.9 非線形最適化法の同定精度

0~10,000 [Hz]付近までは同定精度に問題がないことがわかる.しかし 10,000 [Hz] 以降では周波数が高くなるにつれて、振幅の大きさが小さくなっている.そのため周波数が高くなるにつれてモード減衰比の同定精度が落ちていることがわかる.そして経験的に非線形最適化法では共振峰が小さい所や共振峰同士が隣接している所では十分な精度が得られないことがわかった.これは放射音予測プログラムの計算精度に大きく関わる問題である.そこで今回、非線形最適化法によって求めたモード減衰比を実験値に一致するように加工した.その結果を以下に示す.

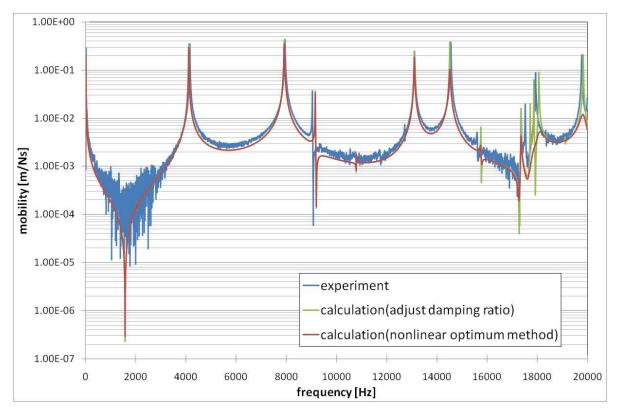


図 3.10 加工したモード減衰比の精度

当然の結果だが、加工したモード減衰比を使用したグラフは実験値と一致がみられる. 現状では非線形最適化法だけではモード減衰比に大きな違いが生じてしまう. そこで本論文ではモード減衰比を実験値に一致するように加工して放射音予測プログラムに使用する.

3.4 振動・音圧試験の統一化の検討

まず、なぜ振動試験と音圧試験を異なる環境で行うことが比較検討の精度に影響を及ぼすと考えたかというと、モード減衰比の同定に用いた振動試験と異なる環境で音圧試験を行っているにも関わらず、表面振動速度と音圧を算出しているプログラムの計算には同じモード減衰比を使用しているからである。異なる環境とは振動試験をスポンジ上で、音圧試験を糸で吊るして行う、また振動試験も糸で吊るして行いはするが糸の張り具合が異なることであり(異なる支持状態である)、その影響が外的な減衰の大きさを変えてしまう。そして、プログラムでは表面振動速度と音圧が同じモード減衰比を使用しているので、減衰の大きさが変わってしまっては実験結果と計算結果の比較検討をすることに影響を与えると考えた。そこで「3.2 実験データの精度に関する検討」で使用した cylinder を用いて振動試験と音圧試験を行い、「音圧試験で収録した音圧」と「音圧試験と同じ環境の振動試験から同定したモード減衰比を使用して算出した音圧」と「音圧試験と異なる環境の振動試験から同定したモード減衰比を使用して算出した音圧」と「音圧試験と異なる環境の振動試験から同定したモード減衰比を使用して算出した音圧」を比較することで影響を考察する。(前後してしまうが第4章でcylinder はある程度プログラムで予測ができることを確認している。詳しいことは第4章で説明する。)

実験は「音圧試験と同じ環境の振動試験から同定したモード減衰比」を求めるには振動試験と音圧 試験を続けて行う必要があったため、無響室で振動試験と音圧試験を続けて行った。そして、それと は異なる振動試験を机上で行いモード減衰比の同定に用いた。支持方法に糸で吊ることを採用、表面 振動速度測定にレーザードップラ振動計、音圧測定にマイクロフォンを使用した。レーザードップラ 振動計は、円筒から 0.2m の間隔をとり測定し、マイクロフォンは円筒から 0.15m の間隔をとり測定した.以下にマイクロフォンと実験風景を示す.なお無響室で行った実験と机上で行った実験では、インパルスハンマの加振点とレーザードップラ振動計の応答点の場所が異なるように見えるが、cylinder は円筒状なので同じ場所で加振応答を行っていることになる.



図 3.11 マイクロフォン

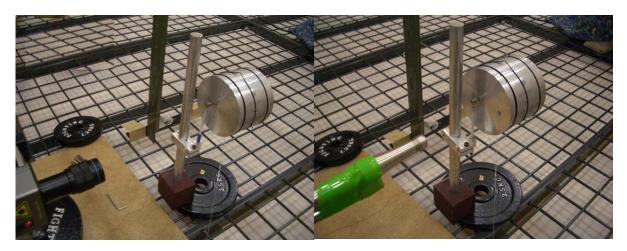


図 3.12 同じ糸の張りで続けて行った振動・音圧試験風景



図 3.13 図 3.12 と異なる糸の張り具合で行った振動試験

今回検討に用いるデータは以下に示す.

- 1. 音圧試験と同じ環境(糸の張り具合がほぼ等しい支持状態)で行った振動試験で 測定した実験データ(以降 ex1 と呼称)
- 2. 音圧試験と異なる環境(糸の張り具合が違う支持状態)で行った振動試験で 測定した実験データ(以降 ex2 と呼称)
- 3. 音圧試験で収録した実験データ (以降 ex3 と呼称)
- 4. 音圧試験と同じ環境(糸の張り具合がほぼ等しい支持状態)の振動試験から同定したモード減衰 比を使用して算出した音圧の計算データ(以降 call と呼称)
- 5. 音圧試験と異なる環境(糸の張り具合が全く違う支持状態)の振動試験から同定したモード減衰 比を使用して算出した音圧の計算データ(以降 ca12 と呼称)

なお計算に使用した FEM モデル等の詳細は、次章以降に示す.

まず、完全な自由支持に近い状態であれば異なることはない、糸の張り具合がどれだけ異なっていたか調べるため ex1 と ex2 を比較した. 以下に比較結果を示す.

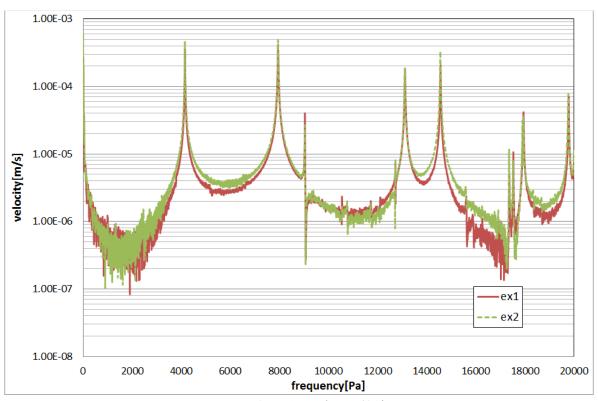


図 3.14 糸の張り具合の比較結果

全体的に ex1 より ex2 が大きくなった. 特に 4000Hz, 8000Hz, 15000Hz 付近の共振峰で大きくなったことがわかる. このことから、吊るした糸と固定する糸の張りの強さが ex1>ex2 であり、外的な減衰が ex1>ex2 と違いが現れたと考えられる.

外的な減衰に違いがあることを確認できたため、ex1 から同定したモード減衰比と ex2 から同定したモード減衰比を用いて放射音予測プログラムで cal1 と cal2 を算出した。そして ex1 に続けて行った ex3 と比較した。比較結果を以下に示す。

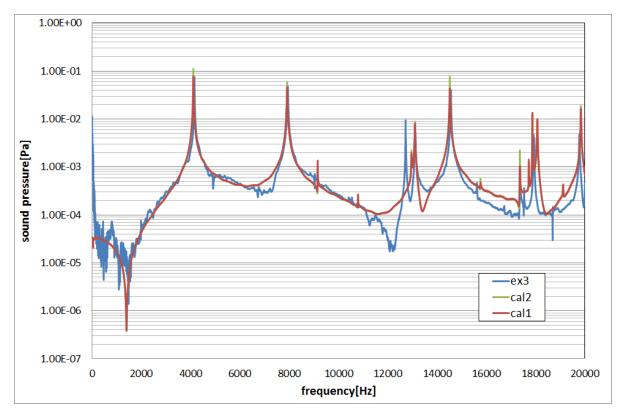


図 3.15 音圧の実験データと計算データの比較結果

音圧試験と同じ環境の振動試験から、同定したモード減衰比を使用して算出した音圧の計算データである cal1 は、15000Hz 付近まで実験値と一致することができた. しかし、cal2 は先ほど振動試験の結果で特に違いがみられた 4000Hz、8000Hz、15000Hz 付近の共振峰で多少大きい値になり実験値とずれた.

この結果から、モード減衰比を同定するために行う振動試験は、音圧試験と同じ糸の張り具合の強さでなければ外的な減衰に違いができるので、それが原因で実験値と計算値に違いが出ることが分かった。よって、これからはモード減衰比を同定するために行う振動試験と音圧試験は、同時に行う必要があると考えられる。

第4章 プログラムの精度確認

第4章 プログラムの精度確認

4.1 緒論

本研究は、対象の実験データと放射音予測プログラムで算出した計算データを比較することでプログラムの精度を確かめ、そこで分かったことを精度向上のためにプログラムに反映させていくという流れで行っています。ゴルフクラブ打球音の予測という事で、数年前まで実験対象にドライバークラブを使用していましたが、あまりプログラムの精度(どこまで計算できているのか)がわからなかった。理由としてドライバークラブは、各部位の肉厚が正確にわからない等で有限要素モデルの精度があまり高くないこと、形状が複雑なためモード特性が難しいこと、シャフトの有無による変化、空洞状のため空洞共鳴の発生の可能性など多くある。そこで本章では、ゴルフクラブよりも簡単な形状のモデルを実験対象にして実験データと計算データを比較することで、放射音予測プログラムの基本的な精度について検討した。

また、その検討によって放射音予測プログラムの精度を向上するためには今まで直進音の計算しかしていなかった(具体的には、「マイクロフォンが向いている方向から 90 度以内の面の表面振動速度から音を算出」することしかしなかった)プログラムに回折音と反射音の計算が必要だと分かった。そこでプログラムを更新し、その効果についても検討した。

4.2 旧プログラムの精度確認

プログラムがどの段階まで精度良く計算出来ているか調べるために、平板モデル(以降, plate と呼称)と円筒モデル(cylinder)を用いて実験と計算を行った.

4.2.1 平板モデルを用いての精度確認

まず,有限要素モデルの精度が高くすることができる単純な形状の平板モデルを用いて,表面振動 速度の実験・計算を行い有限要素モデルの精度の影響性を調べた.以下に実験対象を示す.

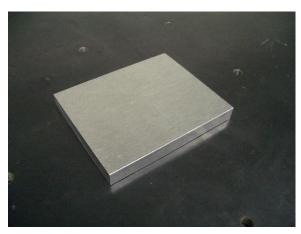


図 4.1 plate

表面振動速度の実験について説明する.まず,平板を自由支持状態に近づけるために糸で吊るした.そして打撃加振実験を行った.実験装置には加振にインパルスハンマ,表面振動速度の測定にレーザードップラ振動計を 0.2m 離した場所に設置して使用した.そしてデータの収録と解析には FFT アナライザーを使用した.なお計算に必要なモード減衰比は理論的に求めることが現在不可能なため,この実験結果から実験モード解析により同定を行い,放射音予測プログラムに用いた.同定方法については 3 章に示す.実験風景を以下に示す.



図 4.2 実験風景

計算に用いた FEM モデルについて説明する. plate は六面体要素, メッシュサイズ 3, 中間接点あ りで作成した. 以下に FEM モデルと詳細を示す.

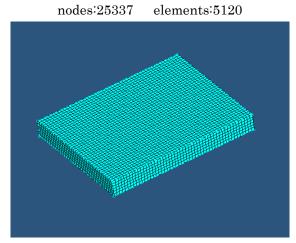


図 4.3 plate FEM model

表 4.1 質量誤差

Error[%] Experiment[g]FEM model[g] 237.6 241.4 -1.57

FEM モデルの精度が質量的に高いものができたので、このモデルから表面振動速度を算出し実験結 果と比較した. 以下に比較結果を示す.

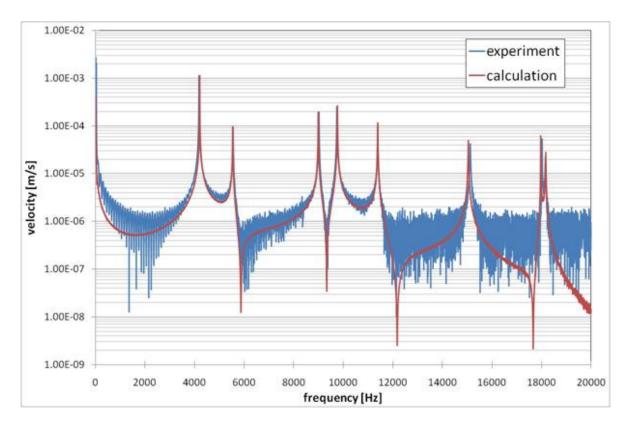


図 4.4 表面振動速度の比較結果

グラフは横軸が周波数,縦軸が表面振動速度を示している.青色が実験値のグラフ,そして赤色が計算値のグラフである.比較した結果,ほぼすべての共振峰で周波数と表面振動速度が一致した.このことから,単純な形状であり単一の素材を用いて有限要素モデルの精度が高めた平板では,固有振動数が実験と一致が見られ,放射音予測プログラムで表面振動速度までは正しく計算が行われていると考えられる.

表面振動速度までは計算が正しく行われていることが確認できたので、次に音圧の計算について検討した。実験は半無響室にて天井から平板を糸で吊るしインパルスハンマで加振を行い、マイクロフォンにより音を収録した。「3.4 振動・音圧試験の統一化の検討」で振動試験と音圧試験は同時に行うことを推奨したがこの実験は別環境で行った。マイクロフォンは平板から 0.15m、平板の中心から縦と横に 0.05m 離した場所に設置した。なぜマイクロフォンを平板の中心から離したかというと、中心であると放射音予測プログラムで計算時に実際には密度が均等でない・マイクロフォンの位置を完璧にはできない等でありえない音波の打ち消しなどが発生してしまうからである。実験風景を以下の図に示す。



図 4.5 実験風景

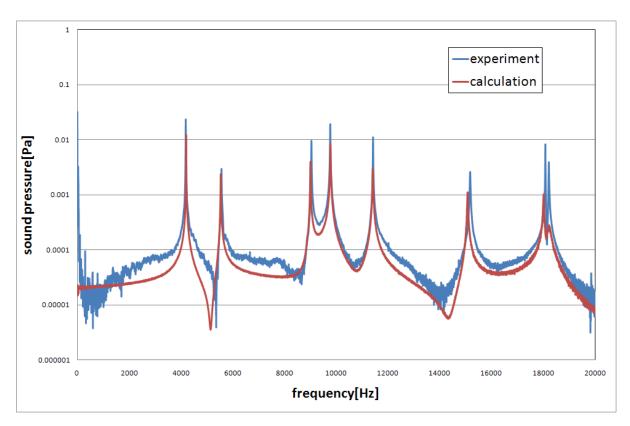


図 4.6 音圧の比較結果

グラフは横軸が周波数,縦軸が音圧を示す.結果を見ると全体的に共振峰で音圧の高さが、実験値に 比べ計算値が低くなった.原因は表面振動速度から音圧の計算がうまくできていない(直進音の計算が 出来ていない)、また放射音予測プログラムがマイクロフォンの正面の面しか計算していないので裏の 面からの回折音の影響が大きいこと原因と考えられる.そこで次に円筒モデルを用いて検討した.

4.2.2 円筒モデルを用いての精度確認

次に cylinder を用いて直進音が正しく計算できているかということと回折音の影響について検討した. なぜ, cylinder のような形状を採用したかというと以下に示した計算で求めた二つのモード形状を参考にしたからである.

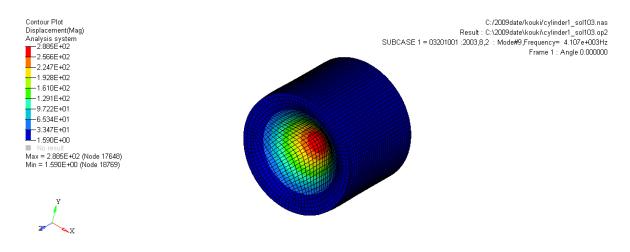


図 4.7 cylinder 4000Hz 付近のモード形状

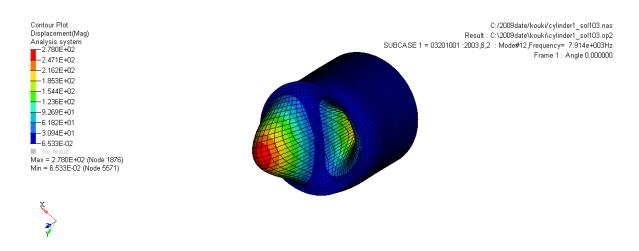


図 4.8 cylinder 8000Hz 付近のモード形状

上のモード形状を見てもらうと分かるように、円筒の底の部分だけが動くものである.この固有振動数に注目することで底にマイクロフォンを向けて実験と計算が一致すれば、直進音が正しく求めることができていることが分かり、側面にマイクロフォンを向けて実験と計算が一致しなければ回折音の影響は大きいという事が分かる.また、4000Hz、8000Hz付近にこのようなモード形状が出るのは偶然ではない.これは、回折音は周波数ごとに強さが違うのでドライバークラブの音の主成分に合わせて設計を行った.

そして、実物を作っていただき、まず表面振動速度の実験を行い計算と比較した。表面振動速度の 実験方法は平板形状と同様に、比較対象を糸で吊るし、四方向に糸で引張り固定することで自由支持 状態とした。インパルスハンマで加振を行い、比較対象から 0.2m の間隔をとり設置したレーザードッ プラ振動計にて表面振動速度を測定した。この測定を 5 回平均した。 以下に実験風景を示す。

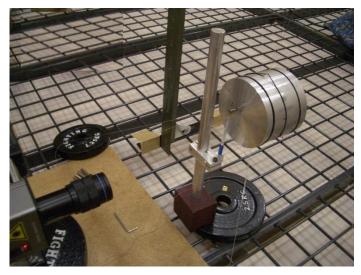
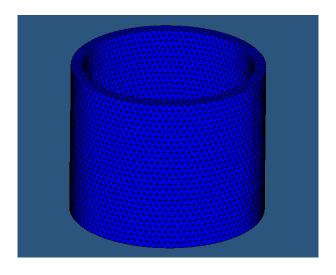


図 4.9 実験風景

計算に用いた FEM モデルについて説明する. plate は四面体要素,メッシュサイズ 3,中間接点ありで作成した. 以下に FEM モデルと詳細を示す.

nodes:58163 elements:47119



☑ 4.10 cylinder FEM model

表 4.2 質量誤差

Experiment[g]	FEM model[g]	Error[%]
445.6	448.2	1.01

上記の FEM モデルから放射音予測プログラムで算出した計算データと実験で計測したデータを比較した. その結果を以下のグラフに示す.

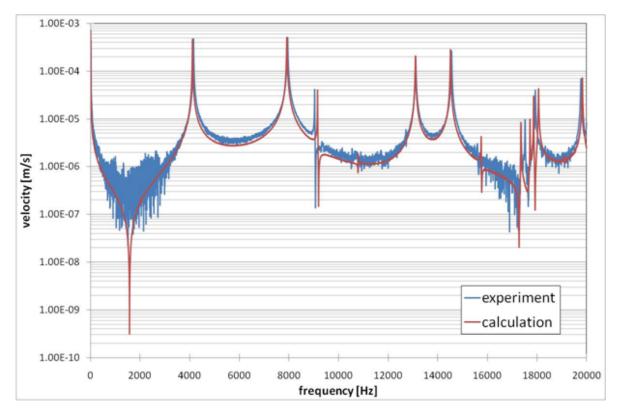


図 4.11 表面振動速度の比較結果

グラフは横軸が周波数,縦軸が表面振動速度を示す. 比較した結果, ほぼすべての共振峰で周波数と表面振動速度が一致した. やはり平板同様有限要素モデルの精度が高いので, 表面速度の計算はうまくできると考えられる.

次に平板同様音圧の実験を行い,直進音を検討した.実験は円筒を糸で吊るし先ほどの面にインパルスハンマで加振,マイクロフォンをその面から 0.15m, 円の中心から縦と横に 0.05m 離した場所に設置・録音した.マイクロフォンの位置の理由は平板実験時と同じである. そして,プログラムで算出したデータと比較を行った.以下に実験風景と比較結果を示す.



図 4.12 実験風景

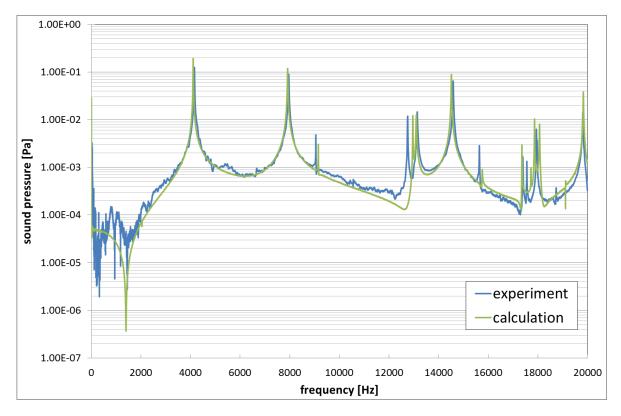


図 4.13 音圧の比較結果

グラフは横軸が周波数,縦軸が音圧を示している.全体的に一致が見られた. 特に第 1 次・第 2 次の共振峰で一致が見られた. 第 1 次, 第 2 次共に正面以外の振幅が小さいモード形状であることは, すでに 4.2.2 に書いてある. ということは, 側面から回折した回折音が少ないことになる. ほぼ底からの実験音と底の面のみ計算して出している計算音が, ほぼ一致したので直進音の計算はうまくできていると考えられる.

しかし若干多くの共振峰で計算値のほうが大きくなっている。実際に音を聞いて比較すると計算値は高い音が長く響いていた。以下のスペクトログラムから計算値の4,000[Hz]付近の音が最も長く響いていることが確認できる。そのため音の響きの違いは特に4,000[Hz]の音が原因だと考えられる。上記の音の振幅、音の響きの違いは表面振動速度の実験から求め、放射音予測プログラムに入力したモード減衰比が主な原因だと考えられる。以降の円筒形状の比較結果も同様の理由で音の振幅、音の響きに違いがみられた。

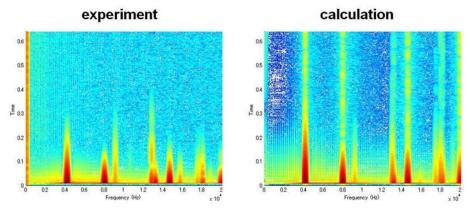


図 4.14 スペクトログラムの比較結果

直進音の計算がほぼ正しく行われていることが確認できた.次に回折音の影響について引き続き円筒モデルを用いて検証した.実験はインパルスハンマでの加振点を変えずに,正面の90度方向0.2m離した場所にマイクロフォン設置して録音した.以下に実験風景と計算結果との比較結果を示す.



図 4.15 実験風景

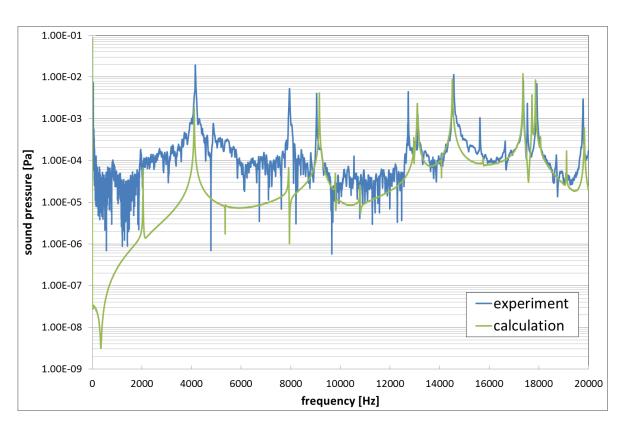


図 4.16 音圧の比較結果

グラフは横軸が周波数,縦軸が音圧を示している.比較した結果,放射音予測プログラムにより算出した計算値が dB に換算すると第 1 次固有振動数で 25.4dB, 第 2 次では 21.0dB 実験値より低くなった. 予想通り実験値は正面からの音も録音しているが,放射音予測プログラムはマイクロフォンが向いている側面の表面速度からの音しか計算していない. その違いが図に現れた実験値と計算値の差であると考え,回折音の影響が大きいことが考えられる.

最後に図4.16のようにマイクロフォンを設置してcylinder内部で反響し合っているだろう音の収録を行い、計算と比較することで反射音の影響についても調べた.



図 4.17 実験風景

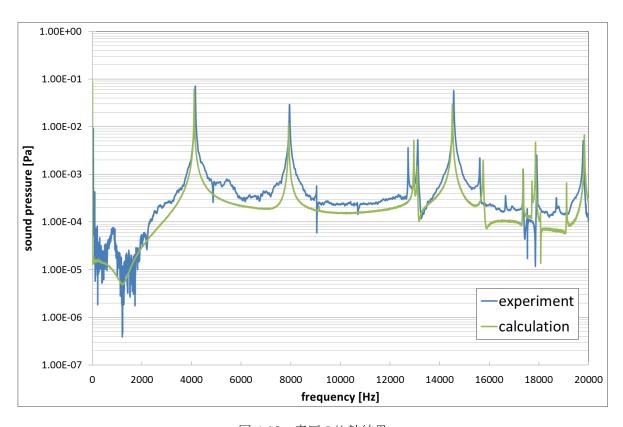


図 4.18 音圧の比較結果

グラフは横軸が周波数,縦軸が音圧を示している.比較した結果である. 共振峰以外も含む全体的に計算 データが実験データより低い値になった. 原因としてはやはり反射音が計算に考慮されていないこと があげられる. このことから反射音も計算できるようにすることにした.

4.3 新プログラムの精度確認

4.3.1 直進音

上記にも示したが、本研究の放射音予測プログラムは直進音しか計算出来なかった.新しいプログラムは回折音と反射音を考慮したプログラムである.そこでどれだけうまく計算が行えるか 4.2 で cylinder を用いて行った実験結果と旧プログラムの計算結果と合わせて比較した.そして、変化について考察した.

まず、cylinder の底の面にマイクロフォンを向けて行った実験結果と各計算結果と比較をした.以下に比較結果を示す.

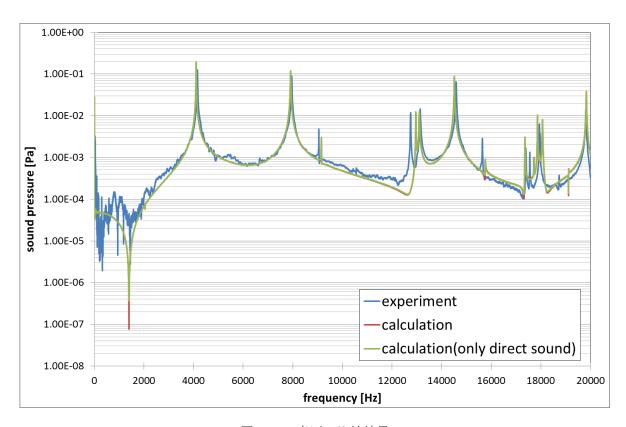


図 4.19 音圧の比較結果

計算値は直接音が一番大きく、回折音が直接音の 1/100~1/200 程度の大きさであり、反射音が零である。そのため回折音、反射音を考慮した計算値と直接音のみの計算値に違いは見られなかった。

4.3.2 回折音

次に cylinder の側面にマイクロフォンを向けて行った実験結果と各計算結果と比較をした. 以下に 比較結果を示す.

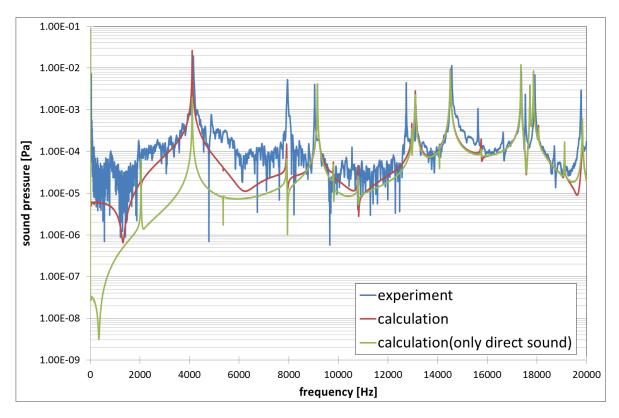


図 4.20 音圧の比較結果

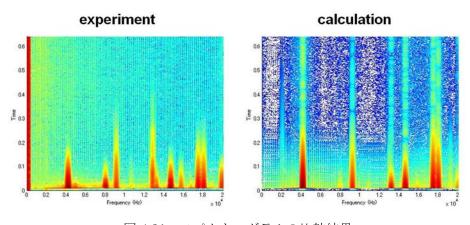


図 4.21 スペクトログラムの比較結果

計算値は $0\sim8,000[Hz]$ 付近までは直接音と回折音が同程度の大きさであり、 $8,000\sim20,000[Hz]$ 付近では回折音が直接音の $1/10\sim1/20$ 程度の大きさである。また反射音は零である。周波数領域のグラフでは直接音のみの計算値と実験値で $0\sim8,000[Hz]$ 付近の音の振幅に大きな違いがみられる。それに比べ回折音を考慮した計算値の振幅は実験値と一致が見られる。このことから回折音が精度良く計算できていると考えられる。また $8,000\sim20,000[Hz]$ 付近の高周波になると直接音のみの計算値と回折音を考慮した計算値の差が少なくなっている。これは音が高周波になるほど回折しにくいためであり、このことからも回折音が精度良く計算できていることが伺える。しかし回折音を考慮した計算値と実験

値にも共振峰において振幅の違いがみられる. 4,000[Hz]付近の振幅の違いはモード減衰比が主な原因である. また 8,000[Hz], 12,900[Hz], 16,000[Hz]付近でも振幅の違いがみられる. 実際に音を聞いて比較すると直接音のみの計算値は音が小さく, 回折音を考慮した計算値の音は長く響いていた. またスペクトログラムから回折音を考慮した計算値の 4,000[Hz]付近の音が長く響いていることが確認できる. そのため音の響きの違いは特に 4,000[Hz]の音が原因だと考えられる.

4.3.3 反射音

最後に cylinder の底側と逆側にマイクロフォンを向けて行った実験結果と各計算結果と比較をした. 以下に比較結果を示す.

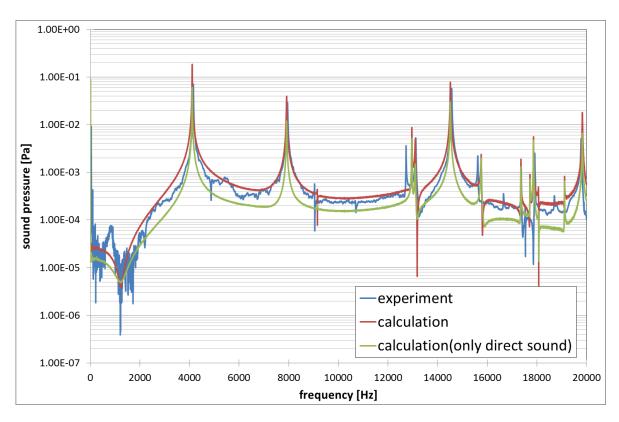


図 4.22 音圧の比較結果

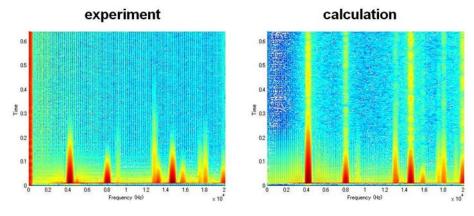


図 4.23 スペクトログラムの比較結果

計算値は回折音がほぼ零であり、直接音と反射音が同程度の大きさである。周波数領域のグラフでは直接音のみの計算値と実験値において多くの共振峰で計算値の音の振幅が小さくなっている。それに比べ反射音を考慮した計算値の振幅は実験値と一致が見られる。このことから反射音が精度良く計算できていると考えられる。また共振峰の裾野において直接音のみの計算値は傾斜角度が急である。しかし反射音を考慮した計算値は傾斜角度が実験値に近付いている。このことからも反射音が精度良く計算できていることが伺える。しかし反射音を考慮した計算値と実験値に4,000[Hz]付近で音の振幅の違いがみられ、これはモード減衰比が主な原因である。実際に音を聞いて比較すると直接音のみの計算値は音が小さく、反射音を考慮した計算値の音は長く響いていた。またスペクトログラムから回折音を考慮した計算値の4,000[Hz]付近の音が長く響いていることが確認できる。そのため音の響きの違いは特に4,000[Hz]の音が原因だと考えられる。

第5章 溶接部の影響

第5章 溶接部の影響

5.1 緒論

ゴルフクラブの中でもドライバークラブは形状が複雑なため、実験データと計算データの比較し放射音予測プログラムの改善点を考察することは難しい.しかし、今年度以前のデータでひとつ明らかにわかることがある.以下に実験対象のドライバークラブと音圧の実験データと計算データの比較結果を示す.音の実験方法について説明する.実験は無響室で行い、インパルスハンマで加振し、マイクロフォンにより音を測定した.また比較対象は表面振動速度の実験と同様に糸で宙吊りにすることで、周りからの反射などの影響をできるだけ低減した.この測定を5回行い平均した.



図 5.1 ドライバークラブ (ミズノ社製 JPXE310)

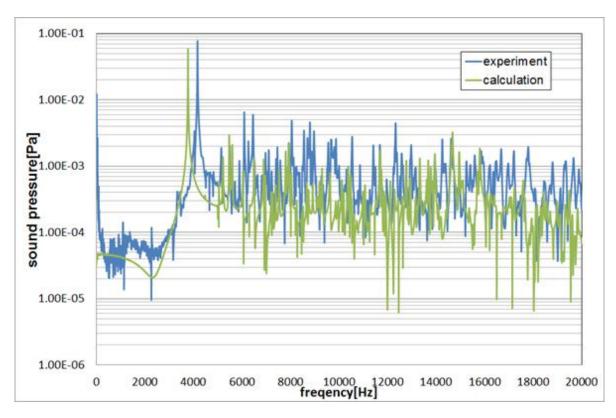


図 5.2 音圧の比較結果

ドライバークラブの形状は複雑で固有値が多いため、ほとんどの周波数帯でよくわからないことになっているが、一次の固有値の成分は大きいので計算データと実験データの違いが分かる.そこに注目すると実験データに比べ、計算データが低周波側に約 400Hz ずれていることがわかる.この結果はモード減衰比に関して振動試験から同定することはしていない. このようなモード特性に誤差が出るのは放射音予測プログラムで計算する前段階に原因がある.考えられるのは FEM モデルの誤差,実験環境の違いである.そこで今まで生産時に再現性がないため,また質量的に無視できると考えられていたため考慮していなかった溶接部について検討した.

5.2 新円筒モデルを用いて溶接部の検討

まず、溶接部の影響だけをわかりやすく知りたいと考えた. そこで形状が複雑・空気共鳴などいろいろな要素があるドライバークラブではなく、第 4 章で放射音予測プログラムで音をほぼ予測できることを確認したこと、また溶接部が見ることができる円筒モデル状の新モデル(以降, cylinder2 と呼称)を用いて溶接部を検討した. 新円筒モデルは、アルミ合金で円板と円筒を溶接して作成したものである. 以下に示す.





図 5.3 cylinder2

5.2.1 溶接前モデルの精度確認

計算に影響を与える溶接以外の外的要因があるか調べるため、溶接する前に振動試験と表面振動速度の計算を行いモデリングの精度の確認を行った。溶接前の二つのモデルは以下に示す。円板型モデルを cylinder2-1, 円筒型モデルを clinder2-2 とした。材質は、アルミ合金である。



図 5.4 cylinder2-1



図 5.5 cylinder2-2

振動の実験方法について説明する.実験は今回音を収録しないので机上で行い、インパルスハンマで加振し、レーザードップラ振動計により実験対象から 0.2m 離し表面振動速度を測定した.cylinder2-1 はスポンジで、cylinder2-2 は糸で支持した.第3章で糸を使用して支持することを推奨しているが cylinder2-1 を糸で支持しなかった理由は、cylinder2-1 の質量が軽く測定時間内に減衰しなかったからである.以下に二つの実験風景を示す.





図 5.6 実験風景

表面振動速度の計算に用いた FEM モデルについて説明する. cylinder2-1, cylinder2-2 二つとも四面体要素,メッシュサイズ 3,中間接点ありで作成した. 以下に FEM モデルと詳細を示す.

nodes:11757 elements:9736

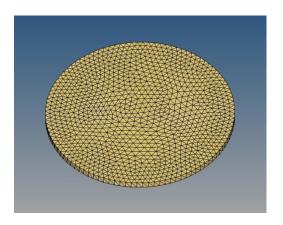


図 5.7 cylinder2-1 FEM Model

 $nodes: 52562 \quad elements: 42344$

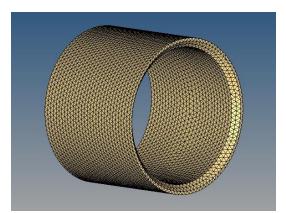


図 5.8 cylinder2-2 FEM Model

表 5.1 実験モデルと FEM モデル質量比較

	experiment[g]	FEM model [g]	error[%]
cylinder2-1	73.5	73.6	+0.13
cylinder2-2	373.6	373.2	-0.11

FEM モデルの精度が質量的に高いものができたので、このモデルから表面振動速度を算出し実験結果と比較した. 以下に比較結果を示す.

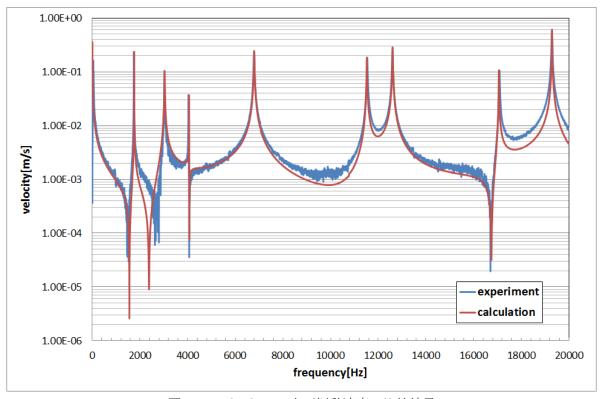


図 5.9 cylinder2-1表面振動速度の比較結果

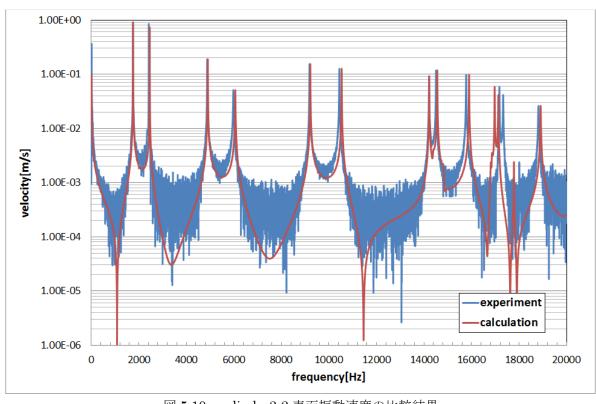


図 5.10 cylinder2-2 表面振動速度の比較結果

cylinder2-1 の共振峰で周波数が完全に一致することができた。また cylinder2-2 の共振峰でも周波数がほぼ一致した。このことより、FEM モデルによる計算データの固有振動数への影響はないことが確認できたので、溶接部以外のモデル精度による影響を少なくすることができたと考えられる。

5.2.2 溶接部検討

溶接前モデルの cylinder2-1, cylinder2-2 の表面振動速度で FEM モデルの精度が確認できた. 次に その二つのモデルを溶接して作成した cylinder2(図 5.3)を用いて溶接部の影響を検討した. 具体的 には,cylinder2 の表面振動速度の実験データと,溶接をモデリングした FEM モデルから算出した計算データ、溶接をモデリングしていない FEM モデルから算出した計算データを比較して溶接部の影響 について検討した. 以下に実験風景と計算に用いた FEM モデルの詳細を示す.



図 5.11 実験風景

nodes:52412 elements:42851

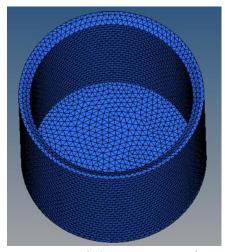


図 5.12 溶接なし FEM モデル

nodes:52991 elements:43183

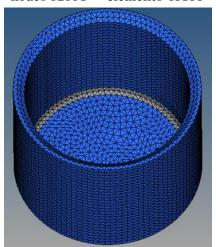


図 5.13 溶接あり FEM モデル

表 5.2 実験モデルと FEM モデル質量比較

実験モデル[g]		FEM モデル[g]	質量誤差[%]
451.0	溶接なし	446.8	-0.93
	溶接あり	448.8	-0.49

当たり前だが FEM モデルの質量で溶接ありのモデルが実験モデルに近づいていることが分かった. しかし,溶接なしのモデルとの差は予想以上に少ないことも分かった.

以下に cylinder2 の表面振動速度の実験データと、溶接をモデリングした FEM モデルから算出した計算データ、溶接をモデリングしていない FEM モデルから算出した計算データの比較結果を示す.

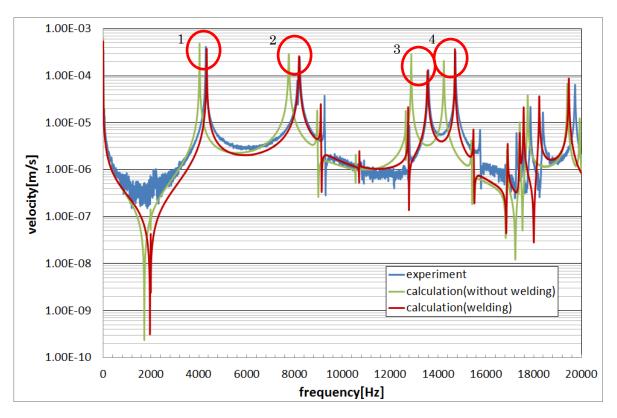


図 5.14 cylinder2 表面振動速度の比較結果

共振峰での周波数で溶接のモデリングありとなしでは、大きく違いが出た.そして、溶接ありの計算データは実験データに 15000Hz までは共振峰で近い結果になった. 質量的にも溶接ありが実験モデルに近い結果になっていたが、その計算モデルの質量の差以上に溶接をモデリングすることでの影響が大きいことが分かった. 15000Hz 以降の違いは cylinder2-2 でも見られたので、今後の課題になる.以下に赤丸で囲った固有値の周波数を数値で比較した結果を示す.

Experiment[Hz] calculation calculation (without welding)[Hz] (welding)[Hz]

表 5.3 実験と各計算の固有値

約 300Hz から 700Hz 実験値に近づいた. このことから、今まで計算モデルに考慮していなかった溶接部は固有振動数に大きな影響を与えることが分かった. その理由として特に影響が大きかった固有振動数(上記の $1\sim4$)でのモード形状が関係していると考えられる. 具体的には固有モード形状を図で示し説明する. 図 5.14 の 1, 2 の固有モード形状は、「4.2.2 円筒モデル」の図 4.7 と図 4.8 示したものと同じ形状になる. また、その他の固有モード形状を以下に示す.

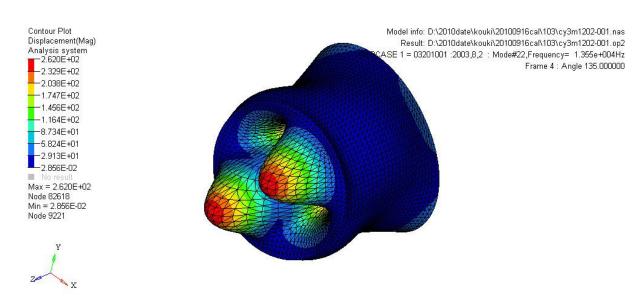


図 5.15 13550Hz 付近のモード形状

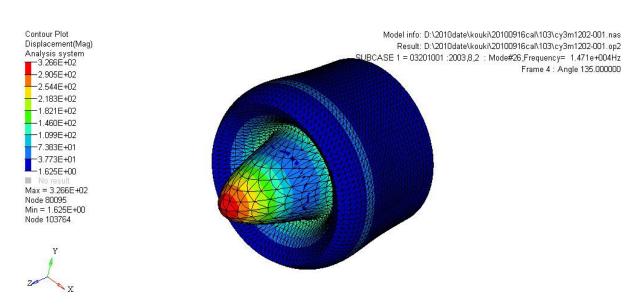


図 5.16 14710Hz 付近のモード形状

このように溶接のモデリングの影響が大きかった 1~4 の固有値のモード形状は,底の面がよく動くものである.これにより溶接部の影響が大きい理由は,底の面の淵に溶接部があり底の面の剛性を高める効果が大きかったからだと考えられる.

cylinder2で溶接の影響性が確認できたので、ゴルフクラブにも実際適用できるか調べた.

5.3 ドライバークラブの溶接部の影響

「5.2 新円筒モデルを用いて溶接部の検討」の cylinder2 を用いて行った実験により溶接部の影響は、無視できない大変大きいものであることが分かった。そこで実際にゴルフクラブの溶接部もモデリングすることでどれだけ影響があるか、また実験データに近づけることができるか検討する.

5.3.1 ドライバークラブ

今回の実験対象にゴルフクラブの中から溶接が使用されているドライバークラブ(ミズノ社製 JPXE310)を選らんだ. (図 5.1 参照) ドライバークラブの形状を複雑にしているのは、ほとんどが一つの材質の鍛造、鋳造で作られるアイアンクラブ (図 5.17) とは違い、複数の違う材質のパーツを溶接して製造しているからである. 実物では材質に境目がわからないので FEM モデルを用いて、以下に主要なパーツごとの名称とともにドライバークラブの構造を示す.



図 5.17 鍛造アイアンクラブ

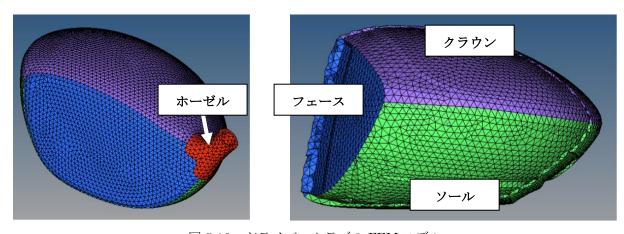


図 5.18 ドライバークラブの FEM モデル

パーツ	材質	
ホーゼル	純チタン(Ti)	
フェース	β 系チタン合金(Ti-15Mo-3Al)	
クラウン	β系チタン合金 (Ti-15V-3Cr-3Sn-3Al)	
ソール	チタン合金 (KS120)	

表 5.4 パーツごとの材質

5.3.2 溶接部検討

cylinder2 同様表面振動速度の実験データと、溶接をモデリングした FEM モデルから算出した計算データ、溶接をモデリングしていない FEM モデルから算出した計算データを比較して溶接部の影響について検討した.

まず溶接部の形状を把握するため、実験対象のドライバークラブ(図 5.1 JPXE310)の旧モデルのドライバークラブ(JPXE300)のヘッドを切断した。同モデルを切断したかったが、諸事情により別モデルを使用している。断面写真を以下に示す。



図 5.19 JPXE300 の断面

そして JPXE300 の溶接部を見て、今まで予測に使用していた FEM モデルに溶接部をモデリングした. 以下に溶接部のモデリングが見えるようにホーゼルとクラウン部を見えなくした、溶接部モデリング前とモデリング後の FEM モデルを示す. また実験モデルと FEM モデルの質量比較も以下に示す.

nodes: 73412 elements: 49518 nodes: 73986 elements: 50364

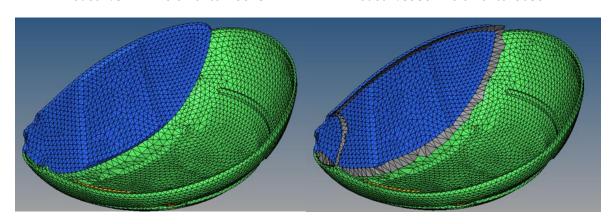


図 5.20 溶接なし FEM model

図 5.21 溶接あり FEM model

表 5.4 実験モデルと FEM モデル質量比較

実験モデル[g]		FEM モデル[g]	質量誤差[%]
192.4	溶接なし	183.9	-4.41
	溶接あり	191.3	-0.57

溶接部をモデリングすることで接点数は約500,要素数は約800増加した. また cylinder2の時同様, FEM モデルの質量で溶接ありのモデルが実験モデルに近づいていることが分かった. しかし,溶接なしのモデルとの差は予想以上に少ないことも分かった.

そして表面振動速度の実験を行い、実験データと溶接をモデリングした FEM モデルから算出した計算データと溶接をモデリングしていない FEM モデルから算出した計算データを比較して溶接部の影響について検討した. 実験装置には加振にインパルスハンマ、表面振動速度の測定にレーザードップラ振動計を 0.2m 離した場所に設置して使用した.そしてデータの収録と解析には FFT アナライザーを使用した. 加振点と測定点はドライバークラブの打球面で行った. 具体的には加振点を打球面の中心にして、測定点を中心から 0.02m ずらして設定した. なお計算に必要なモード減衰比は理論的に求めることが現在不可能なため、この実験結果から実験モード解析により同定を行い、放射音予測プログラムに用いた. 同定方法については 3 章に示す. 以下に実験風景と比較結果を示す.



図 5.22 実験風景

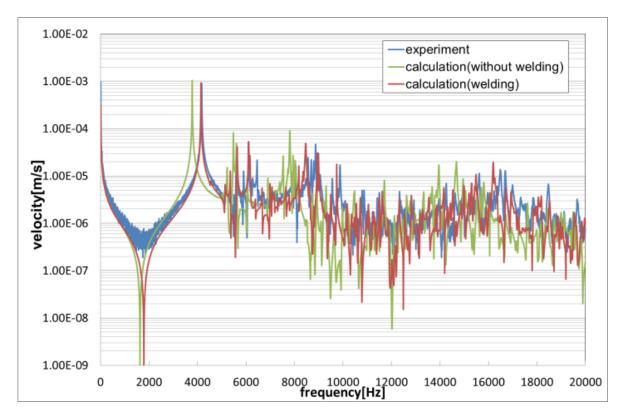


図 5.23 表面振動速度の比較結果

一次の 4000Hz 付近の共振峰で溶接なしの計算データと溶接ありの計算データで大きく違いが出た. また溶接ありの計算データは,実験データと一致した. 6000Hz 付近と 8000Hz 付近の共振峰でも実験 データに近づく結果が見られた. 理由はその共振峰が cylinder2 同様加振した面がよく動くモード形状であり,溶接によって剛性が変化したからと考えられる.

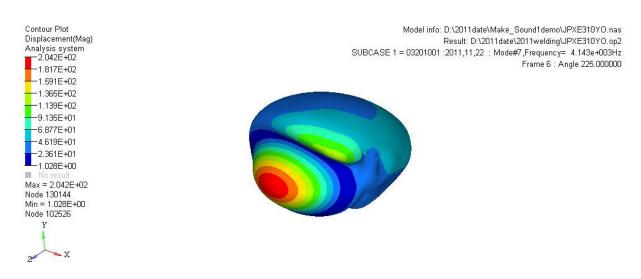
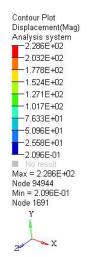


図 5.24 4000Hz 付近のモード形状



Model info: D:\2011date\Make_Sound1demo\JPXE310YO.nas Result: D:\2011date\2011welding\JPXE310YO.op2 SUBCASE 1 = 03201001 :2011,11,22 : Mode#14,Frequency= 6.110e+003Hz Frame 6 : Angle 225.000000

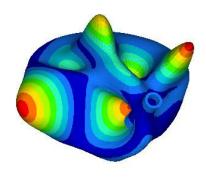
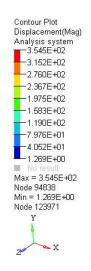


図 5.25 6000Hz 付近のモード形状



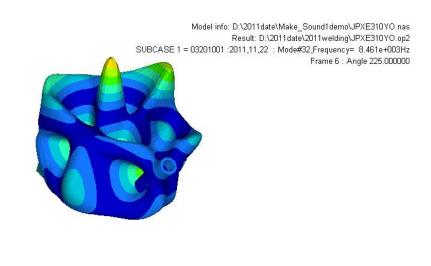


図 5.26 8000Hz 付近のモード形状

質量的にも溶接ありが実験モデルに近い結果になっていたが、その計算モデルの質量の差以上に溶接をモデリングすることでの影響が大きいことが分かった.しかし、4000Hz付近の共振峰以外は密接して多数存在しているため、全体的には大まかな一致は見られるが完全に一致することは難しいことが分かった.

5.3.3 音の比較

溶接部をモデリングすることにより表面振動速度で実験データに計算データを近づけることができた。そこで実験と計算の音の比較を行い、音のシミュレーションの精度を検討した。実験はモード減衰比を同定する表面振動速度の実験と同じ支持状態にしたいので、表面振動速度の実験から続けて行った。支持方法は糸で吊るし打球面にインパルスハンマで加振、マイクロフォンを加振点から正面に0.15m、中心から縦と横に0.05m離した場所に設置・録音した。以下に実験風景を示す。



図 5.27 実験風景

計算は「5.3.2 溶接部検討」で用いた各 FEM モデル(溶接なしと溶接あり)を使用し、モード減衰比も「5.3.2 溶接部検討」で行った表面振動速度の実験から同定したものを使って行った。そして実験データと計算データを比較した。以下に比較結果を示す。

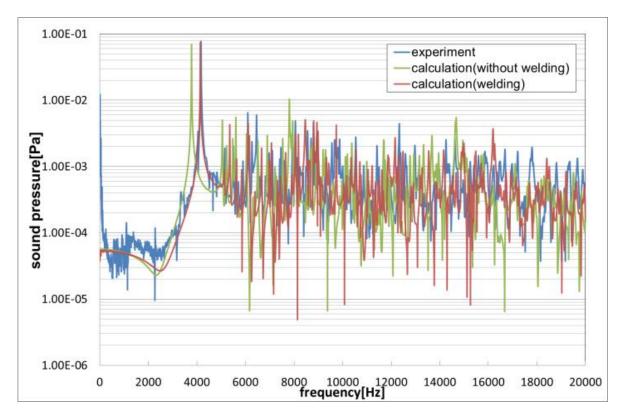


図 5.28 音圧の比較結果

表面振動速度同様に一次の共振峰で、溶接をモデリングした計算データと実験データが一致した.また一次以降の共振峰は、複雑なため比較することができなかった.しかし一次の共振峰の大きさが、他の共振峰の大きさの約 10 倍以上で音の主成分であり、その一次の共振峰が一致したということは、ほぼ音の予測ができたと考えられる.

実験音と計算音を聴き比べてみた結果,実験音が計算音よりざらつきがあり響きが少ないと感じたが 大まかには似た音になった.そこで実験音と計算音を聴いてもらうことが一番わかりやすいが,それ はできないので次に時間領域波形とスペクトログラムで比較した.以下に比較結果を示す.

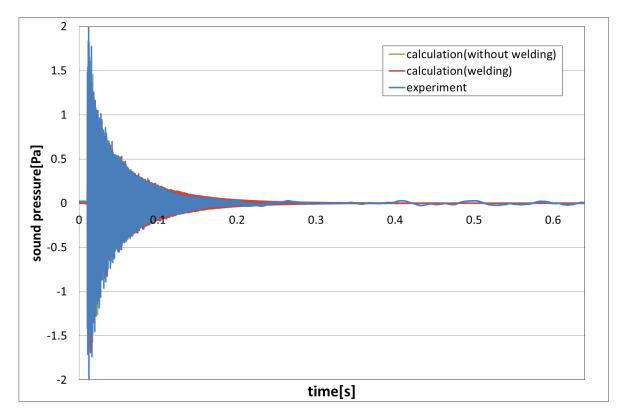


図 5.29 時間領域波形

時間領域波形で比較すると、計算データが減衰はなだらかであることがわかる. 音で聴き比べて実験音の響きが少ないと感じたのは、これが原因と考えられる.

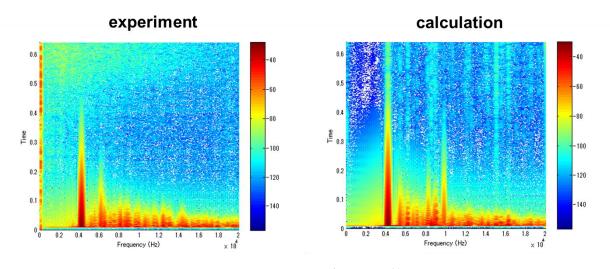


図 5.30 スペクトログラムの比較

スペクトログラムは、実験データと溶接あり計算データを比較した. すると 4000Hz 付近の共振峰の音は実験データより計算データが少し長く響いていることが分かる. また、実験データは次に響いた共振峰が 6000Hz 付近だったが、計算データは 10000Hz 付近の共振峰であった. このように全体的には一致しているが、細かいところは一致しない結果になった. 耳で聴いた評価と同じ結果になった. 時間領域波形で比較すると、計算データが減衰はなだらかであることがわかる. 音で聴き比べて実験音の響きが少ないと感じたのは、これが原因と考えられる.

第6章 実打音

第6章 実打音

6.1 緒論

放射音予測プログラムでほぼ予測できているのは、「クラブヘッドのみを糸で自由支持状態に近づけ、インパルスハンマで一点加振した時の音」というまだまだ限定的な環境である。本研究の目的は、図面段階で心地良い音のするゴルフクラブを設計するための CAE ツールの開発である。なので、実際にボールを打った音を最終的には予測したいと考えている。そこで、実打試験を行って音を収録した結果と今までの実験結果を比較することで、実打試験と今までの実験の違いから今後の課題を考察する。

6.2 実打試験

実際にネットに向かってボールを実験対象のドライバークラブで打ち、その音を収録した. 実験器 材は今までの実験と同じくマイクロフォン、FFT アナライザー、ノート PC を用いた. 実験対象は今まで用いていたミズノ社製 JPXE310 にシャフトがついたものを使用、ボールはミズノ社製 T301 を使用した. 以下に実験対象を示す.



図 6.1 シャフト付ドライバークラブ (ミズノ社製 JPXE310)



図 6.2 ゴルフボール (ミズノ社製 T301)

音を収録するマイクロフォンの設置位置は、ボールを打つプレイヤーの耳の位置のなるようボールから人の正面 0.4m、高さ 1.5m に設置した。室内の実験のようにゴルフクラブに近い位置で収録もしようと思ったが、今回は安全のためにやめた。そしてゴルフボールにチョークをつけ打点を確認できる状態にしてゴムティーに乗せて打った。以下に実験風景とボール周りの詳細を示す。



図 6.3 実験風景



図 6.4 ボール周り拡大

今回実打試験はコースで打つようにフルスイングで打った打球音を収録しようと考えていた.しかし、ネットの関係からボールの初速が速いとネットにボールが当たる音も収録されてしまうことが分かった.そこで今回の実験は、軽くボールに当てるくらいで行った.そして室外で行った実打試験と無響室で行った点加振試験の結果を以下に示す.

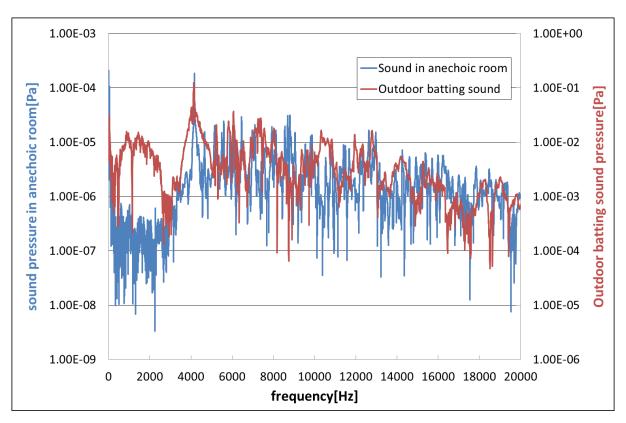


図 6.5 音圧の比較結果

実打試験はボールで加振を行い,加振力を同じにすることが難しい.今回実打と点加振で加振力が異なるので音圧の大きさに違いが出た.青線が点加振音,赤線が実打音であり左軸が点加振音,右軸が実打音の値である.実打音は,点加振音に比べ 0~3000Hz の音圧が大きくなった.また実打音の4000Hz 付近の一次の共振峰は,点加振音に比べなだらかになった.この周波数帯の音圧は,ボールの影響によるものと考えられる.よってボールによる加振をプログラムに考慮しなければいけない.5000Hz 以降の周波数帯の音圧は,高周波になるにつれて小さくなることはどちらの実験にもみられる.しかし,ドライバークラブが複雑な形状のためグラフも複雑化して細かい比較をすることはできなかった.

複雑な形状以外にも実打試験は、実験とは関係ない音(建物の室外機の音、シャフトの風切音、車の音)も収録されているとともに、人が持っているので一定の音を収録することは難しいと考えた.次年度からもプログラムの改善と並行して実験環境の改善もしていく.

第7章 結論

第7章 結論

- 1. 「音圧試験の実験データ」と「音圧試験の支持状態とほぼ等しい振動試験から同定したモード減衰比を使用して算出した音圧の計算データ」は一致が見られた. 結果からモード減衰比を同定するために行う振動試験は、音圧試験と同じ糸の張り具合の強さでなければ外的な減衰に違いができるので、それが原因で実験値と計算値に違いが出ることが分かった. よって、これからはモード減衰比を同定するために行う振動試験と音圧試験は、同時に行う必要があると考えられる.
- 2. 旧プログラムには考慮されていなかった回折音と反射音を考慮した新プログラムは, cylinder を 使用した実験と計算の比較結果から,シミュレーションの精度が高まったと考えられる.しかし, まだまだ完全ではないのでプログラムの改善, 設定の改善が必要である.
- 3. cylinder2 による溶接部なしの計算データと溶接部ありの計算データは、FEM モデルの質量差に比べ大きい違いがあった。そして、溶接ありの計算データは実験データと一致する結果になった。それは、溶接部が加振面の剛性に影響を与えやすく非常に重要な箇所であるからだと考えられる。実際のドライバーでは、cylinder2 同様、溶接ありの計算データが実験データに近い値になった。音も 4000Hz 付近の共振峰では完全な一致が見られた。しかし、その他の共振峰は複雑なため一致が見られなかった。またスペクトログラムで比較しても 4000Hz 付近の共振峰の響き方が違うことが分かった。次に響きが大きい周波数帯が実験では 6000Hz 付近に対して、計算は 10000Hz 付近になった。細かい周波数の不一致は、実験モデルの溶接を参考にしていないためと考え「クラブヘッドのみを糸で自由支持状態に近づけ、インパルスハンマで一点加振」では予測できると考えた。
- 4. 糸で吊るしてインパルスハンマ加振を無響室で行った点加振音と室外で実際にボールを打った実 打音を比較検討した. 実打音は、点加振音に比べ 0~3000Hz の音圧が大きくなった. それはボー ルの影響によるものと考えられる. このことからボールによる加振を今後プログラムで再現する 必要があると考えた. また、実打試験は、実験とは関係のない外的な音の収録や手で支持してい ることから実験の再現が難しいことが分かった.

参考文献

ROBERTS, J. R., ET. AL: EVALUATION OF IMPACT SOUND ON THE 'FEEL' OF A GOLF SHOT, JOURNAL OF SOUND AND VIBRATION, Vol. 287, No. 4-5, PP.651-666, 2005.

ROBERTS, J. R., ET. AL: INFLUENCE OF SOUND AND VIBRATION FROM SPORTS IMPACTS ON PLAYERS' PERCEPTIONS OF EQUIPMENT QUALITY, PROC INST MECH ENG, Vol. 220, No. 4, PP.215-227, 2006.

長松昭男:モード解析入門, コロナ社, PP.113-121, 1993

鈴木浩平,他:機械工学のための振動・音響学,サイエンス社,PP.152-178,2002

岩原光男:モード特性同定の性能向上に関する研究,東京工業大学博士論文,1996

左貝潤一:光学の基礎, コロナ社, PP.128-197, 1997

岩原光男,他:ゴルフクラブ放射音の基礎的検討,日本機械学会機械力学・計測制御部門講演会論文集(CD-ROM), Vol. 2004, No. 442, 2004

松村信宏:ゴルフクラブの音響・振動シミュレーション, 法政大学大学院工学研究科修士論文, 2006

榎本真宜: HITTING SOUND SIMULATION OF THE GOLF CLUB, 法政大学計算科学研究センター, 2007

谷口大樹: ゴルフクラブにおける打球音シミュレーション、法政大学大学院工学研究科修士論文, 2008

岩原光男,他:ゴルフクラブの打球音予測,スポーツ産業学研究, 2011 MSC SOFTWARE, MSC NASTRAN 2001 日本語オンラインマニュアル, 2001

謝辞

まず、研究の場を与えて頂いた担当教授である御法川学教授、長松昭男教授に、本研究を遂行するにあたり、終始懇切丁寧に御指導を頂きました岩原光男助手に心より感謝致します。 お忙しい中での岩原光男助手の御教授なしでは本研究の遂行は不可能でした。

本研究を行うにあたり、様々な製品を提供して頂いたミズノ(株)の寺西様、長尾様及び皆様に深く御礼申し上げます。特に本研究を行うにあたり、お忙しい中何度も本校に出向き、本研究の進行に対して助言、御指導頂いた寺西様に厚く御礼申し上げます。

最後に、研究の指導をして下さった齋藤幸宏様、共にゴルフクラブの研究を行ってくれた 久保田康稔君、小澤聡太君、及び研究室諸君に感謝の意を捧げます.