

回転音場を形成する超音波振動系の設計に関する研究

—ねじり・たわみ複合振動子で駆動する振動系の設計—

里信 純*・高橋 周平**・越智 堅敦***

(令和5年11月23日受付)

Design of an ultrasonic vibration system for generating rotating sound field

—Design with torsional-flexural composite transducers—

Jun SATONOBU, Syuhei TAKAHASHI and Kento OCHI

(Received November 23, 2023)

Abstract

Rotating sound field excited by flexural vibration disk is used for some high-power ultrasonic applications. To produce the traveling wave in the disk as the sound source, two standing waves excited both spatially and temporally orthogonal to each other should be superimposed in the disk. This paper presents a design of the system driven with torsional-flexural composite Langevin transducers and an advantage of the system with four transducers for traveling wave excitation.

Key Words: sound field, traveling wave, torsional vibration, flexural vibration, composite transducer, ultrasonic vibration

1. 緒言

空中に回転する放射音場（回転音場）を形成するための音源として、周方向に進行する弾性振動を励振する円盤状振動体が必要であり、この弾性振動の進行波の励振には、空間的、時間的位相が互いに $\pi/2$ 異なる2つの定在波を円盤上に重ね合わせる必要がある。一般的にはそれぞれの定在波の励振にはそれぞれ独立した振動子が必要となるため、進行波の励振には通常2本以上の振動子が必要となる⁽¹⁾⁽²⁾。

筆者らは円盤の外周部から中心に向かって同一平面内にねじり・たわみ複合振動子を配置し、モーメント・剪断力を発生することで1本の振動子で円盤たわみ進行波を励振する構成を提案し、試作機における動作を確認している⁽³⁾⁽⁴⁾。

複合振動子を用いる構成においては、従来の縦振動子を

円盤底面に取り付ける構成に比べ、

- (1) 振動子を取り付けることによる円盤放射面の振動分布変化（理想的な円盤振動モードとの差）が小さい。
- (2) 軽量化や円盤両面の使用が可能であるなどの利便性における優位性がある。

などの利点があるが、高出力化を目指すにあたり、

- (3) ねじり、たわみ振動系で周波数特性に差が生じ、円盤進行波の励振において最適駆動条件の検討が必要となる。

- (4) 高出力化に対応するために複数の振動子を使用した場合には円盤振動分布が変化する可能性がある。

などの問題点が残っている。

本論文では複数のねじり・たわみ複合振動子を用いて円盤を駆動する振動系の構成によって、これらの問題を解決する方法について Comsol Multiphysics を用いて理論的に

* 広島工業大学工学部知能機械工学科

** 広島工業大学機械システム工学専攻（現、ベイス株式会社）

*** 広島工業大学機械システム工学専攻

検討した結果を報告する。特に複合振動子4本を対称位置に配置する構成を用いれば(3)(4)の問題を同時に解決できる可能性があることを示す。

2. 振動系の構成と設計

図1にねじり・たわみ複合振動子を駆動源として円盤にたわみ振動を励振する構成例を示す。振動系の設計は円盤と振動子の共振周波数(設計周波数)が一致するように個別に設計することで振動的なマッチングをとり、最終的には両者を接合した全体システムの共振周波数を駆動周波数(振動子への印加電圧の周波数)とする。このとき理想的には、系全体の共振周波数は振動子、円盤の各共振周波数と一致し、系全体の振動分布は振動子、円盤の固有振動モードを組み合わせたと一致する。ねじり振動とたわみ振動は共振周波数を接近させる寸法設計が可能のため2つの振動系が同じ共振周波数を持つ複合振動子とすることが可能である。円盤側面に振動子を配置しねじり振動系を駆動することで図2(a)に示すような振動子位置を振動の節とする軸方向たわみ振動モード(面外たわみ振動)の定在波が励振される。また同様にたわみ振動系を駆動すれば、図2(b)に示すような振動子位置が振動の腹となるたわみ振動の定在波が励振される。ねじり/たわみ振動子それぞれで駆動される円盤のたわみ振動は空間的に $\pi/2$ 位相が異なるものとなるため、2つの振動系の時間的位相差を $\pi/2$ とすることで円盤にたわみ進行波を励振することができる。また円盤中心部は振動変位が小さいためこの位置で振動系を固定することが可能である。



図1 複合振動子を用いる構成例

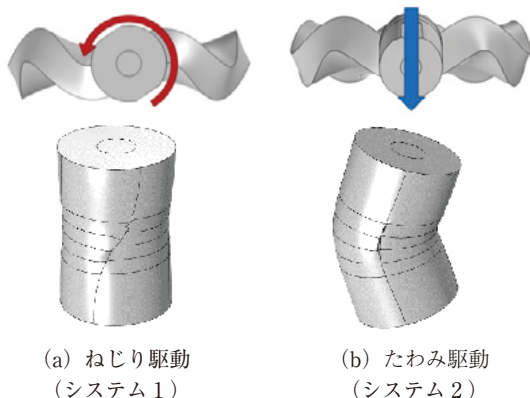


図2 ねじり/たわみ振動系を駆動した時の振動の様子

この構成におけるねじり振動系とたわみ振動系は、円盤上の空間的位相は $\pi/2$ 異なるが、本質的には縮退モードではない異なる2種類の振動を励振する振動系であるため、2つの振動系の共振周波数を正確に一致させることが難しい。このことは2つの振動系を同じ周波数で駆動する必要がある進行波の励振時において問題となる。また高出力化のために振動子数を増加させた時の円盤振動分布に与える影響も懸念される。

本研究では、図3に示すような4本の複合振動子を使用する構成を具体的な設計例とともに示し、これらの問題に対する優位性を理論的に示す。図1に示すシステムではねじり/たわみ振動系のいずれを駆動するかで2つの振動系が存在するため、それぞれを以後システム1/システム2と呼ぶことにする。また図3に示すシステムでは、ある振動子を基準に反時計回りに振動子1、2、3、4とした時、振動子1、3をねじり、振動子2、4をたわみで駆動する振動系と、振動子1、3をたわみ、振動子2、4をねじりで駆動する振動系が存在するため、以後それぞれをシステムA、システムBと呼ぶことにする。

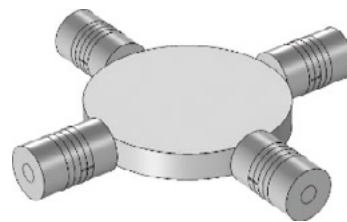


図3 複合振動子を4本取り付け付けた構成例

3. 振動系の共振周波数設計

振動系の設計は複合振動子と円盤の共振周波数を合わせてマッチングをとるよう以下の手順で行う。

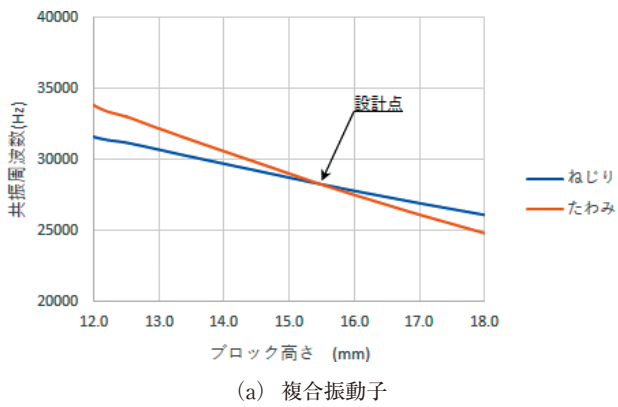
- (1) ねじり1次、たわみ1次の共振周波数(設計周波数)が一致するように振動子ブロックの高さを決定する。
- (2) 設計周波数が奇数次の円盤たわみ振動(面外振動)の共振周波数に一致する円盤径、厚さを決定する。
- (3) 振動子と円盤を組み合わせた振動系とし、共振周波数、固有振動モード等を確認する。

4本の振動子を対称に配置するためには、円盤たわみ振動を奇数次とする必要がある。図4に振動子、円盤それぞれの設計チャートを示す。表1には変化させる振動子ブロックの高さ、円盤の厚み、外径以外のパラメータを示す。振動子は表に示す圧電素子2枚を、分極方向を互い違いに配置して構成する。設計点では複合振動子のブロック高さは15.5mmで、ねじり/たわみそれぞれ28261Hz/28246Hzとなり、円盤厚さは16.2mmで2つの縮退モード

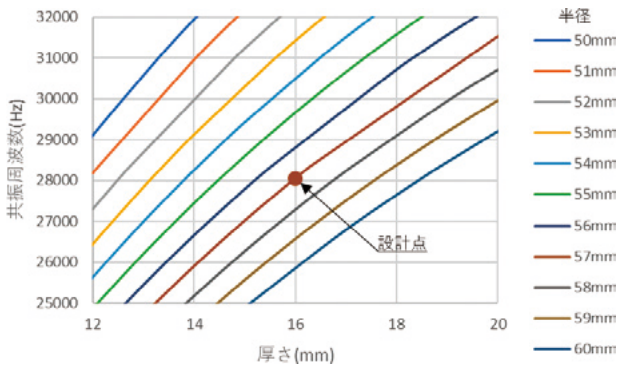
共に28253Hzであった。

図5に振動系全体の固有振動モードと共振周波数を示す。設計時、複合振動子におけるねじり振動とたわみ振動の共振周波数差は15Hz程度であったが、複合振動子1本を円盤に取り付けたシステムではこの差が147Hzと大きくなっている。この振動子と円盤を結合させることによって生じる共振周波数の差は、2つの振動モードが本質的に異なるものであり計算なしに予測することは困難である。

一方で振動子4本のシステムにおいても円盤たわみ振動分布が空間的に $\pi/2$ 位相が異なる固有振動モードが現れるが、共振周波数の差はほぼ生じない。これは2つの振動モードが振動系を回転させることにより重なる縮退モードであることによるが、この共振周波数の一致は進行波の励振には有利である。つまり理論上はこの一致する共振周波数でシステムAとして駆動すれば図5(c)で示す振動が、システムBとして駆動すれば図5(d)で示す振動に極めて類似した分布が期待できるため、この2つを時間的に $\pi/2$ 位相が異なる電圧で励振すれば、円盤に進行波が励振できることになる。振動子数については2本、3本での構成も考えられるがこのような優位性があるのは4本構成のみである。



(a) 複合振動子



(b) 円盤

図4 振動系の設計チャート

表1 振動系の設計パラメータ

振動子のパラメータ	
ブロック外径/材質	30mm/A2014
ボルト外径/材質	15mm/SUS304
圧電素子外径/内径/厚さ	30/15/4 mm (1枚分)
円盤のパラメータ	
材質	SUS304

複合振動子4本の構成におけるシステムAとシステムBの共振周波数の一致をさらに圧電-振動連成解析でも示す。図6はシステム1/システム2の振動速度の周波数特性である。計算位置はそれぞれの振動系において円盤振動が最大となることが予想される位置(ねじり振動系は $\pi/2$ 、たわみ振動系は0の位置の外周部)とした。いずれも固有振動解析で計算される共振周波数付近にピークが見られ147Hz程度の差がある。

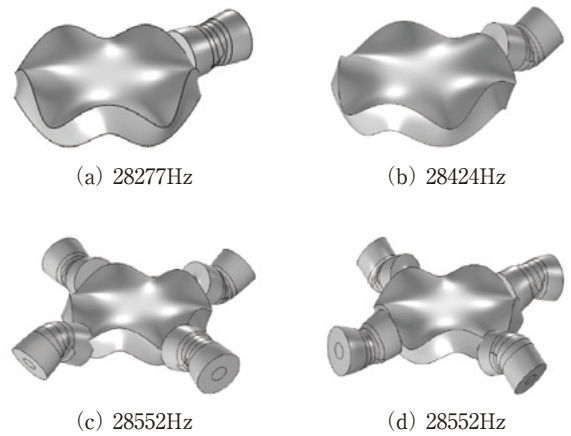
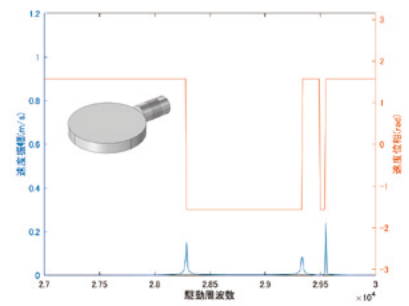
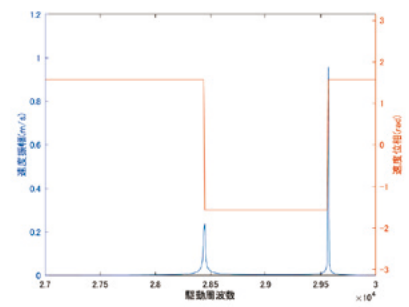


図5 固有振動モードの計算例と共振周波数



(a) システム1



(b) システム2

図6 振動速度の周波数特性(振動子1本)

図7は振動子4本のシステムにおける振動速度の周波数特性である。同様に固有振動解析で計算される共振周波数にピークが現れ、2つの振動系で計算結果は完全に一致するため、進行波の最適駆動条件はどの周波数においても同一の電圧振幅で時間位相差 $\pi/2$ となる。よって理想的には4本の複合振動子を対称に配置する構成により先の(3)の問題点は解決できることになる。

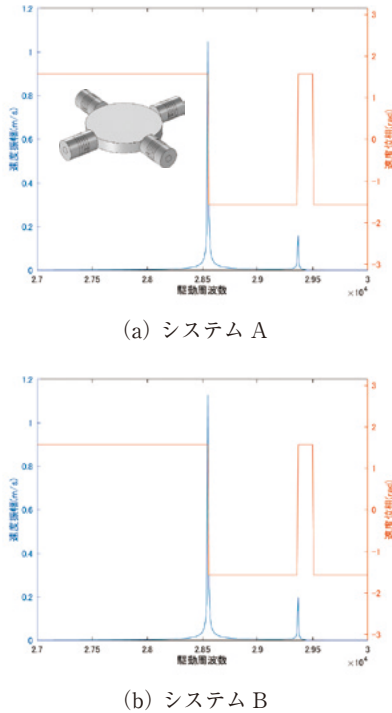


図7 振動速度の周波数特性（振動子4本）

4. 円盤振動分布への影響

次に圧電-振動連成解析の結果を用いて、振動子を取り付けた時に円環上に表れる振動分布変化の定量的評価を行う。ここでは、“基準となる振動分布と比較する振動分布において、対応する位置での差分振動の振幅を振動面全体で面積分した値”を2つの振動分布の不一致量と定義する。この値が小さいほど比較振動が基準振動に近いことを意味している。差分振動を用いることで、2つの振動の位相差まで含めた差を評価することが可能となり、例えば振幅が同じ逆相の振動や位相が位置の関数となる進行波などでも振動分布の差を定量化できる。さらに、“基準となる振動分布における各位置での振動の自己相関を振動面全体で面積分した値と、基準振動と比較振動の対応する位置での振動の相互相関を振動面全体で面積分した値の比”を2つの振動分布の一致度と定義する。この場合、振幅、位相がともに同じ振動では一致度は1になり、振幅が同じで逆相の振動は一致度が-1となる。これら2つの数値を振動類似度と呼ぶことにする⁽⁵⁾。図8に基準とする5次の円盤

固有振動モードにおける振動分布のコンター図を示す。

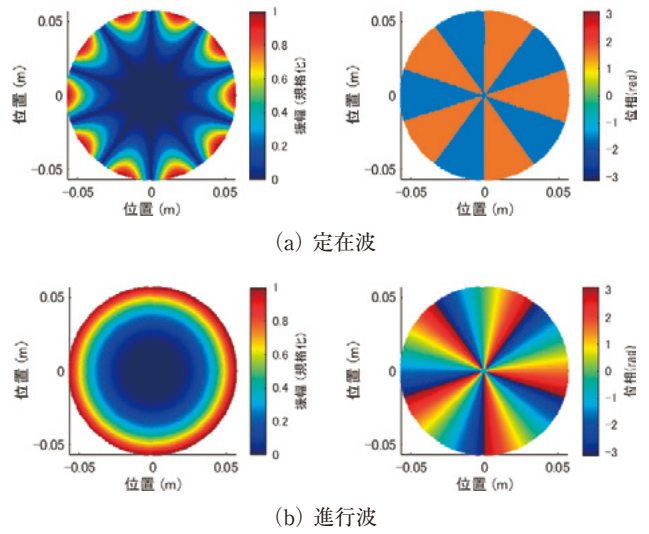


図8 基準振動のコンター図

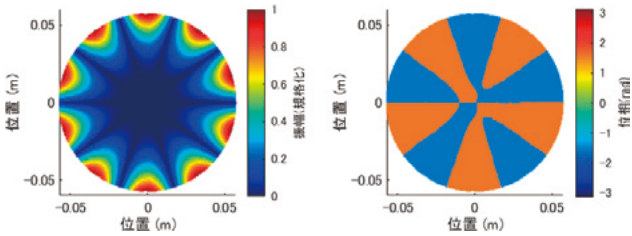
図9は共振周波数付近で駆動したときの各システムにおける円盤部振動分布のコンター図の例である。これらの計算結果を用いて振動類似度を計算するが、空間的に $\pi/2$ 位相が異なる場合は基準振動も $\pi/2$ 回転したものを使用する。

図10(a)にシステム1/システム2における振動類似度の周波数特性の計算例を示す。振動系の共振周波数付近で振動類似度が大きく変化するのは位相が逆転するため、ねじり駆動とたわみ駆動で共振周波数が異なるため、この変化が起こる周波数も異なっている。全体的にはねじり駆動の方が振動分布は理想的な固有振動モードに近いことが分かる。さらに図10(b)に振動子4本のシステムA/システムBでの計算例を示す。この計算例では2つの振動系で計算結果はほぼ一致した。振動子1本のシステムに比べ共振周波数付近の振動類似度の変化は少なく数値的にも良好であることが確認できる。

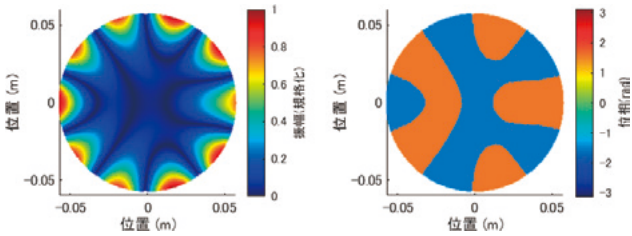
さらに比較のため振動子2本を配置する構成についての計算例を図11に示す。図11(a)は振動子2本を中心に対して対称位置に配置し、両方共にねじり駆動/たわみ駆動して定在波を励振する。そのためねじり駆動とたわみ駆動で共振周波数に差が生じるため図10(a)と似た変化となっている。図11(b)は振動子2本を直交配置し、それぞれねじり・たわみ/たわみ・ねじりの組合せでそれぞれ定在波を励振するが、この2つはシステムA、Bと同様な縮退モードの組合せとなるため基本的に周波数特性は同じものとなる。これらの結果をまとめると、

- (1) 振動子2本対称配置、振動子4本、振動子1本、振動子2本直交配置の順に円盤振動分布が円盤固有振動モードに類似している。

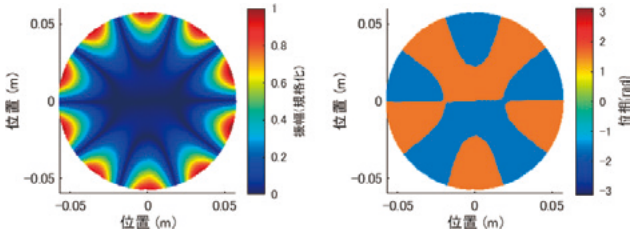
(2) 振動子 1 本と振動子 2 本対称配置では、2つの振動系で共振周波数に差が生じる可能性が高い。となる。振動子 2 本対称配置と振動子 4 本では振動分布の面ではほとんど差がないが、進行波の励振まで含めると、定在波を重ね合わせる2つの系で共振周波数が一致する振動子 4 本の構成が有利であるといえる。



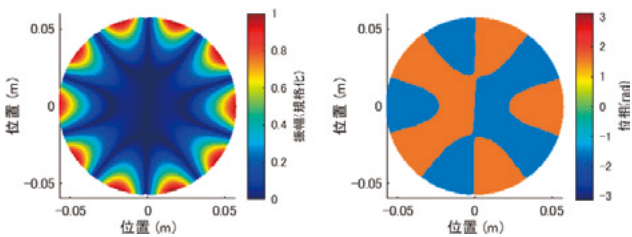
(a) システム 1



(b) システム 2

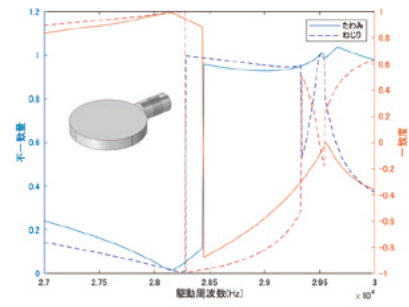


(c) システム A

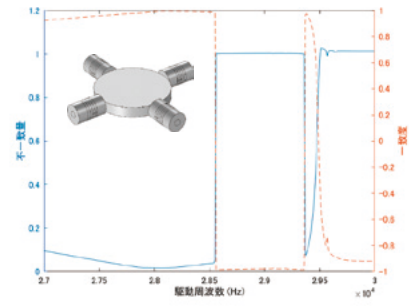


(d) システム B

図9 共振周波数付近での比較振動のコンター図

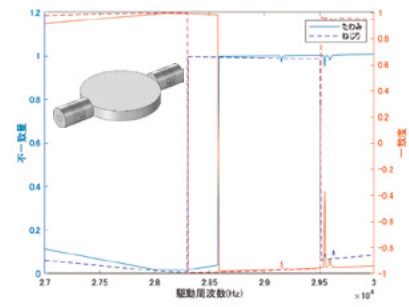


(a) システム 1 / システム 2

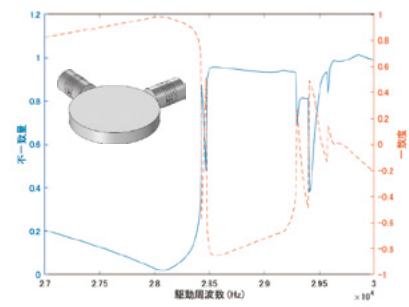


(b) システム A / システム B

図10 振動類似度の計算例



(a) 対称配置



(b) 直交配置

図11 振動類似度の計算例 (振動子 2 本)

5. 進行波励振と回転音場のシミュレーション

次に振動子 4 本の構成において、円盤進行波励振および回転音場のシミュレーションを行った結果を示す。図12は共振周波数付近で2つの系の駆動電圧を同じ振幅で位相差 $\pm \pi/2$ とした時の円盤振動分布のコンター図である。振

幅が周方向に一定で同心円状に分布し、位相が径方向に一定で周方向に直線的に変化する進行波の特徴を表すものとなっており、電圧位相を π 変化させると振動位相の周方向変化が逆転するのも進行波の特徴である。理想的な円盤振動モードでの進行波は図8(b)のようになるが、振動子を4本取り付けられた状態では円盤振動分布が図9(c)(d)の様に若干の乱れがあるため進行波での振動振幅も完全に同心円状にはなっていない。この図12(a)の振動分布と図8(b)の基準振動との振動類似度は、不一致量0.07、一致度0.9であった。

図13(a)(b)は円盤進行波の励振条件で距離10mmの位置での放射音場のシミュレーションを行った結果である。表2に計算に用いた音響パラメータを示す。理想的には音圧振幅は周方向に一定で同心円状に分布すると考えられるが計算結果では複雑な分布となっている⁽⁶⁾。

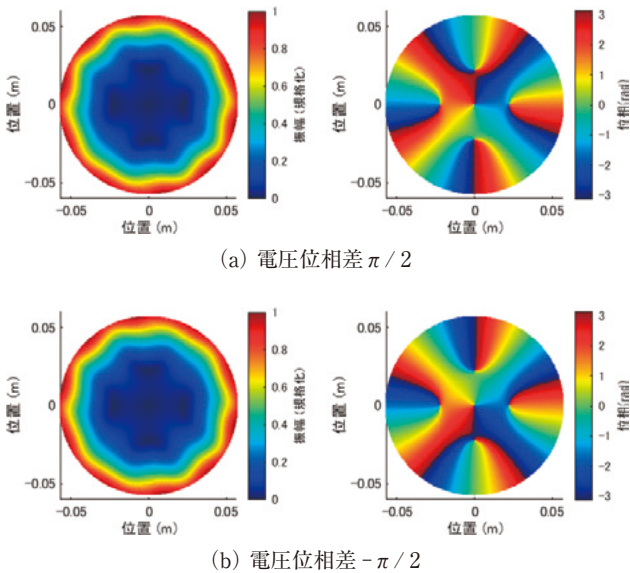


図12 振動子4本のシステムでの円盤進行波の計算例

6. 結言

本論文では複数のねじり・たわみ複合振動子を用いて円盤を駆動する振動系の構成において、複合振動子4本を対称的に配置する構成の振動分布および進行波の励振における優位性を理論的に示した。回転音場については円盤振動モードの乱れや振動子からの放射の影響を考慮した検討が必要である。さらに試作実験による現象の確認および空中や水中で物体や流体に回転力を与える応用の検討を行っていく。

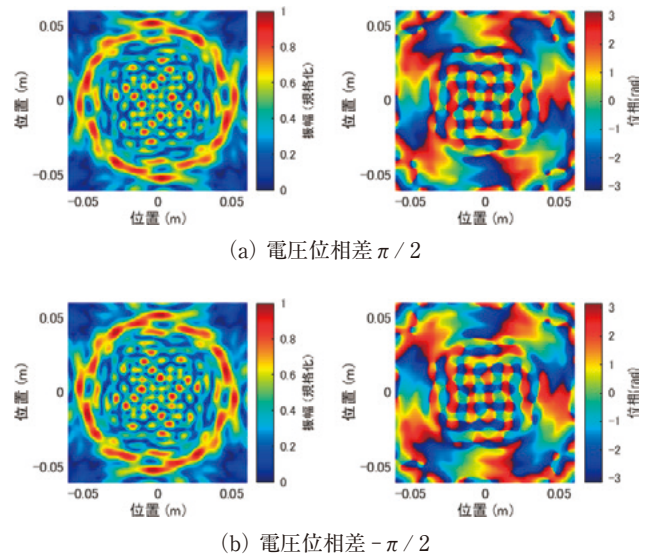


図13 振動子4本のシステムでの放射音場の計算例

表2 計算に用いたパラメータ

音響パラメータ	
空気の密度	1.20kg/m ³
空気の音速	343m/s
駆動周波数	28550Hz

文 献

- (1) 里信純ほか, ボルト締めランジュバン型振動子を駆動源とする高トルク進行波型超音波モータ, 日本機械学会論文集 (C編), 67, 657, 1235-1240 (2001).
- (2) 里信純ほか, 圧電素子を内部に組込む円環状超音波振動体の検討, 広島工業大学紀要研究編, 45, 33-36 (2010).
- (3) J. Satonobu et. al., Traveling Wave Ultrasonic Motor Using A Flexural Composite Transducer, Jpn. J. Appl. Phys., Part 1, 42, 5 B, 3007-3011 (2003).
- (4) J. Satonobu et. al., Traveling Wave Excitation in a Flexural Vibration Ring by Using a Torsional-Flexural Composite Transducer, IEEE. Trans. Ultrason. Ferroelec. Freq. Contr., 48, 4, 1054-1059 (2001).
- (5) 高橋周平ほか, 回転音場を形成する超音波振動系の設計に関する研究 - 振動子駆動に伴って生じる振動分布変化の定量的評価 -, 広島工業大学紀要研究編, 56, 15-18 (2022).
- (6) 里信純ほか, 円環状振動体により励振される回転音場のシミュレーション, 広島工業大学紀要研究編, 54, 101-105 (2020).