

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 —

高橋 周平*・里信 純*

(令和3年11月3日)

Design of an ultrasonic vibration system for generating rotating sound field
- Quantitative evaluation of vibration distribution difference with changing the driving transducers -

Syuhei TAKAHASHI and Jun SATONOBU

(Received Nov. 3, 2021)

Abstract

Rotating sound field excited by flexural vibration disk/ring is used for some high-power ultrasonic applications. In general, two or more transducers are used for this purpose with changing the number or position of transducers. When the transducers are attached to the disk/ring, the vibration distribution in the disk/ring does not exactly match the natural mode of vibration. This paper presents a quantitative evaluation of this difference in flexural vibration distribution of the disk driven by Langevin transducers.

Key Words: sound field, flexural vibration, ultrasonic vibration, Langevin transducer

1. 緒言

振動板に振動子を取付け、たわみ振動させる音源が、様々な強力超音波応用で使用されている⁽¹⁾。例えば円盤/円環状振動体の軸方向たわみ振動を対象とする場合、円盤/円環底面の振動方向と縦振動子の軸方向が一致するよう取付ける構成や、円盤/円環側面から、軸が中心に向うねじり/たわみ振動子を取付ける構成が提案されている⁽²⁾⁽³⁾。

さらに空中に回転音場を形成する目的で円盤/円環に周方向に回転する進行波を励振するためには、空間的、時間的位相が互いに $\pi/2$ 異なる2つの定在波を重ね合わせる必要があり⁽⁴⁾⁽⁵⁾、振動子本数や配置が設計上重要となっている。

定在波、進行波のいずれの利用においても円盤/円環のたわみ振動と駆動源である縦/たわみ/ねじり振動子間で振動のモード変換が生じているため、正確なインピーダンスマッチングを実現することが難しい。このため円盤/円

環の固有振動モードと振動子を取付けたシステムの円盤/円環部の振動分布には差が生じるため、この差の程度を定量的に評価する指標が必要とされている。

本論文では、円盤状振動体をランジュバン型振動子で駆動するシステムにおいて、Comsol Multiphysicsによる圧電-振動連成解析結果を用いて、円盤部振動分布変化の定量的評価を行った結果を報告する。

2. システムの構成

図1(a)に縦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、図1(b)には円盤側面にねじり/たわみ振動子を配置する構成例をそれぞれ示す。図2に示すように、ねじり/たわみ振動子の場合、振動子位置がそれぞれ円盤振動の節/腹となるたわみ振動の定在波が励振される。

システムの設計は円盤と振動子それぞれの固有振動数を設計振動数として接近させ、振動的なインピーダンスの

* 広島工業大学工学部知能機械工学科

マッチングをとり、両者を接合したシステム全体の固有振動数を振動子への印加電圧の振動数とする。システム全体の固有振動数と振動子、円盤の各固有振動数が一致し、システム全体の振動分布も振動子、円盤の各固有振動モードと完全に一致しない。システムの最適設計を検討する際には、電気―機械結合係数などの特性とともに、期待される振動分布との差を定量的に評価することも必要である。

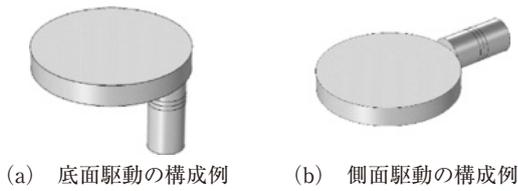


図1 システムの構成例

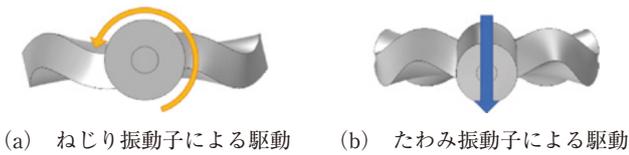


図2 側面駆動の場合の振動の様子

3. 振動分布の定量的比較

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。

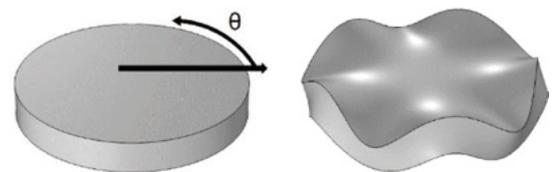
円盤のみの場合のたわみ振動分布を例にした計算例を示す。円盤寸法は、外径120mm、厚さ17mmのステンレス製を想定した。図3(a)に示すような5次のたわみ振動モードにおいて円盤上面の軸方向振動の振幅、位相のコンター図は図3(b)の様になる。またこのたわみ振動と空間

的、時間的に位相が $\pi/2$ 異なるたわみ振動 ($\theta = \pi/2$ の位置を駆動) を重ね合わせると図3(c)に示すような進行波となる。進行波では振幅の周方向分布は一定となり位相は直線的に変化する。これらの振動を基準振動として振動類似度を計算する。

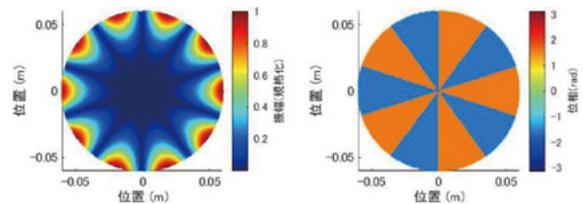
まず定在波において基準振動分布を空間的に回転した場合と、時間的位相を変化させた場合それぞれを比較振動とした結果を図4に示す。不一致量は、基準振動の振幅分布を面積分した値の2倍で規格化しており、例えば基準振動と比較振動が完全に逆相の場合に1となる。5次の振動モードは空間的に36度回転する毎に逆相、同相を繰り返すため、図4(a)では不一致量はそれに対応して1と0を繰り返し、一致度は1と-1を繰り返す。時間的位相を変えた比較でも360度ごとに同様な変化となる。

図5(a)は円盤の外周部一点を振幅1Nの外力で駆動した時に励振される定在波の振動類似度の計算例である。この計算では駆動周波数を10Hz刻みで変化させている。駆動周波数を上げていくと円盤の固有振動数26793Hz近辺で不一致量がいったん下がり、それを超えると位相が逆転するため、再び不一致量上がる様子が確認できる。28kHz近辺には別の共振が存在しており、これに近づくとも再び一致度が悪化している。

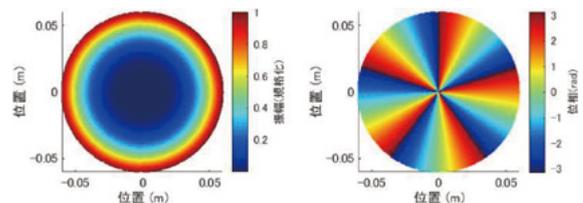
図5(b)は円盤の空間的に直交する外周部2点を、時間的位相差 $\pi/2$ 、振幅1Nの外力で駆動した時に励振される進行波の振動類似度の計算例である。基準振動は図3(c)に示す理想的な進行波の振動分布を用いている。



(a) 円盤振動モードの変位図

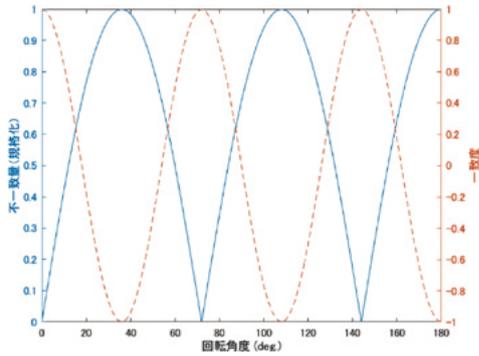


(b) 円盤振動 (定在波) のコンター図

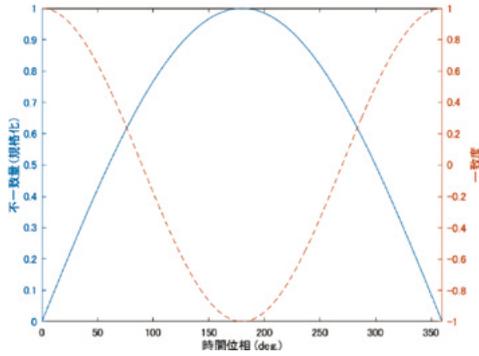


(c) 円盤振動 (進行波) のコンター図

図3 対象とする円盤の振動分布

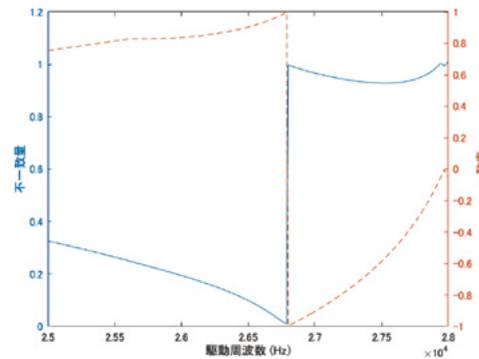


(a) 空間位相依存性

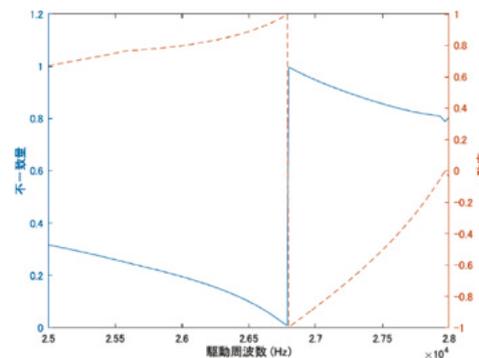


(b) 時間位相依存性

図4 定在波における振動類似度の位相差依存性



(a) 1点駆動時の定在波での振動類似度



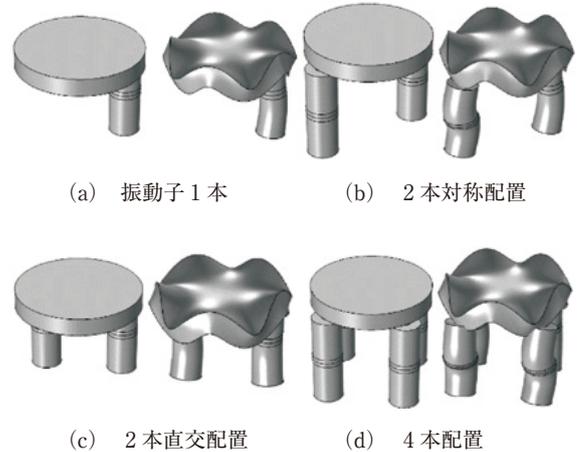
(b) 2点駆動時の進行波での振動類似度

図5 既定駆動力時の振動類似度の周波数特性

4. 縦振動子で駆動するシステムでの評価

前章で述べた評価方法を用いて、円盤を縦振動子で駆動するシステムでの評価を試みた。図6に比較する構成と振動モードを、表1に計算で使用した主なパラメータをそれぞれ示す。奇数次の円盤たわみ振動では円盤中心に対して対称位置の振動は互いに逆相となるため、図6(b)の様に振動子2本を配置し互いに逆相電圧で駆動する、もしくは圧電素子の分極方向を逆転させた振動子を用いる構成となる。図6(c)(d)では空間的、時間的位相が互いに $\pi/2$ 異なる2つの定在波を重ね合わせて進行波とすることができ、この構成を用いて空中に回転音場を形成する。

表2に各システムにおける固有振動数と、図3に示す円盤の固有振動モードを基準振動とした時の各システムにおける固有振動モード（円盤部）との振動類似度を示す。



(a) 振動子1本 (b) 2本対称配置 (c) 2本直交配置 (d) 4本配置

図6 システム構成と固有振動モード

表1 計算に用いた主なパラメータ

円盤のパラメータ	
外径/厚さ/材質	120mm / 17mm / SUS304
振動子のパラメータ	
圧電素子外径/内径/厚さ	30mm / 15mm / 4mm (1枚分)
ボルト径/材質	10mm / SUS304
ブロック径/材質	30mm / アルミニウム合金

表2 固有振動モードにおける振動類似度

	固有振動数 (Hz)	不一致量 ($\times 10^{-2}$)	一致度
縦振動子	26807		
円盤	26793		
振動子1本	26881	6.56	0.93
振動子2本対称	26955	2.58	0.99
振動子2本直交	27058	39.3	0.66
振動子4本	27237	27.8	0.81

図7に各システムの円盤部に定在波/進行波を励振した時の振動類似度の周波数特性計算例を示す。各システムにおける円盤振動分布には圧電性まで含めた連成振動として計算した結果を用い、図3に示す円盤の固有振動モードを基準振動とした振動類似度を計算した。振動子2本直交配置と振動子4本の場合、印加電圧に $\pi/2$ の位相差をもたせ進行波の励振条件とした。いずれの例でもシステムの固有振動数付近で振動の位相が逆転するため振動類似度が大きく変化するが、振動類似度が最も良好となる周波数とはほぼ一致する。

定在波を励振するシステムで振動子1本と2本対称配置の場合を比較すると、全体的に2本対称配置の方が振動類似度は良好となる。2本の振動子は圧電素子を逆相になるように配置しており、円盤中心に対して対称位置の振動が逆相となる奇数次のたわみ振動を選択的に励振できるため、偶数次の振動の混在を少なくできるためと推測する。

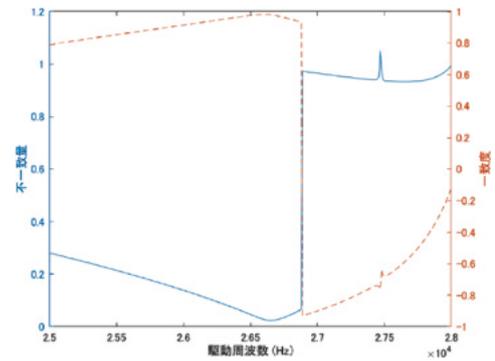
振動子2本直交配置では構成の非対称性のため、振動子2本対称配置に比べ振動類似度は悪化するが、振動子4本配置とすることで振動類似度が改善する。進行波を励振するシステムでは4本配置の方が有利であるといえる。

5. 結言

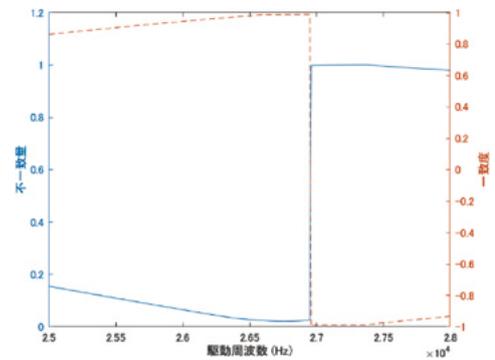
2つの振動分布の差を定量的に評価する振動類似度を定義し、円盤状振動体を縦振動子で駆動するシステムでの評価を行った。振動子本数や取付け位置による振動分布の変化を定量的に評価できるようになり、今後、様々なシステムでの設計に応用していく。

文 献

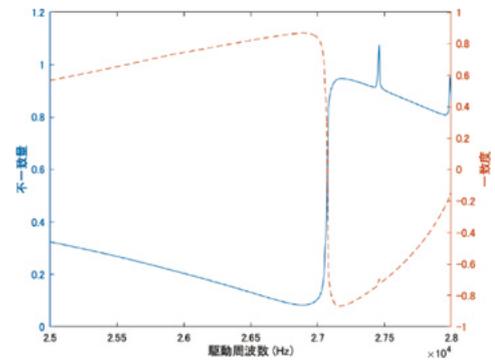
- (1) 里信純ほか, ボルト締めランジュバン型振動子を駆動源とする高トルク進行波型超音波モータ, 日本機械学会論文集 (C編), 67, 657, 1235-1240 (2001).
- (2) J. Satonobu et. al., Traveling Wave Ultrasonic Motor Using A Flexural Composite Transducer, Jpn. J. Appl. Phys., Part 1, 42, 5B, 3007-3011 (2003).
- (3) J. Satonobu et. al., Traveling Wave Excitation in a Flexural Vibration Ring by Using a Torsional-Flexural Composite Transducer, IEEE. Trans. Ultrason. Ferroelec. Freq. Contr., 48, 4, 1054-1059 (2001).
- (4) 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).
- (5) 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).



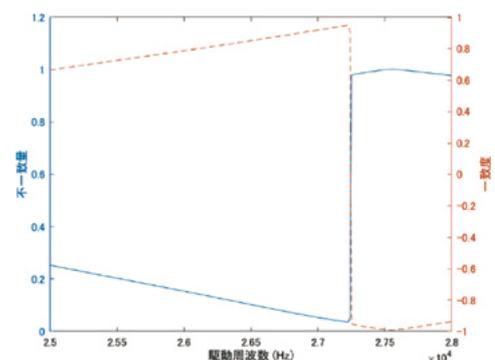
(a) 振動子1本で駆動 (定在波)



(b) 振動子2本対称位置で駆動 (定在波)



(c) 振動子2本直交位置で駆動 (進行波)



(d) 振動子4本で駆動 (進行波)

図7 システムの振動類似度の周波数特性