

振動式混合装置における液中攪拌フィン減衰係数の推定

山田 典雅¹⁾ ・ 岡部 匡²⁾

Identification of Damping Coefficient of Stir Fin in Liquid of Vibrating Mixer

Norimasa YAMADA, Tadashi OKABE

Abstract

This paper describes about identification of damping coefficient of stir fin in liquid of vibrating mixer. We developed mixer of vibration type by using magnetically levitated fin. In device, mixing fin is levitated with the magnetic repulsive force in the mixer tank and excited from the outside by the magnetic field. The motion of the magnetically levitated fin has a very strong nonlinearity shows complex behavior. The damping coefficient is an important parameter to specify the motion of the magnetically levitated fin. In general, it is very difficult to estimate the damping coefficient of oscillator when damping is large. In this study, damping coefficient of stir fin of vibrating fin in water is identified by using phase method. The damping coefficient can be obtained by the experiment, and it was confirmed that damping coefficient is changed greatly depending on frequency.

Key Words :

Nonlinear Vibration, Vibrating Mixer, Magnetically Levitated Fin, Damping Coefficient.

1. 緒言

振動式混合装置は、攪拌円筒容器内で攪拌フィンを高速に往復運動させることにより、従来の回転翼式の攪拌装置では困難であった低粘度から高粘度まで液体どうしの混合を効率よく行うことができる。しかしながら、攪拌フィンの高速往復運動を実現するためには、攪拌駆動用の機械部品の摺動部の摩擦対策など解決すべき様々な問題がある。既報¹⁾では、振動式混合装置の高性能化を目的として磁気浮上型攪拌フィンを利用した振動式混合装置の開発について報告した。開発した振動式混合装置は、磁気ばねによる非線形復元力特性を利用し、その非線形共振現象を攪拌・混合に利用するものである。

この振動式混合装置の設計計算において、攪拌フィンの振動特性を評価しておくことが重要であり、正確な数値シミュレーションを実施する必要がある。攪拌フィンが構成する振動系の3つの動特性(質量、ばね特性、減衰能)の中で、質量とばね特性は求めることが可能であるが、減衰能の大きさについては正確に見積もることが困難である。減衰が小さい場合には、Qファクター法などにより減衰能の評価は可能であるが、本研究で扱う液体中で運動する攪拌フィンのように大きな減衰能をもつ場合には、正確に減衰能の大きさを同定することは困難である。

本報告では、既報¹⁾の研究において特定が困難であった水中で運動する攪拌フィンの減衰係数を求めるために、高減衰時でも適用可能である位相法²⁾を用いて本装置の攪拌フィンの減衰能の評価を行った。本研究で用いた位相法の理論と作成した減衰係数測定用実験装置の概要述べた後、往復運動する攪拌フィンの減衰係数の実験結果を示す。

1) 機械システム工学専攻大学院生

2) 機械システム工学科准教授

2. 磁気浮上型攪拌フィンを利用した振動式混合装置の概要

2.1 磁気浮上型攪拌フィンを利用した振動式混合装置

図1に本研究で試作した振動式混合装置の全体図を示す。この振動式混合装置は、攪拌槽内で磁気反発力によって、浮上させた攪拌フィンを周期変動する磁場により強制的に振動させて液体を攪拌する装置である。以下に本実験装置の特徴を説明する。

- 1) 攪拌フィンの両端に2つの永久磁石 B, B'を取付け、それと同極が対向するように攪拌槽上部, 下部に永久磁石 A, A'を取付ける。磁石 A と磁石 B の反発力により攪拌フィンを浮上させている。
- 2) 攪拌槽内の液体の運動が確認できるように、攪拌槽は

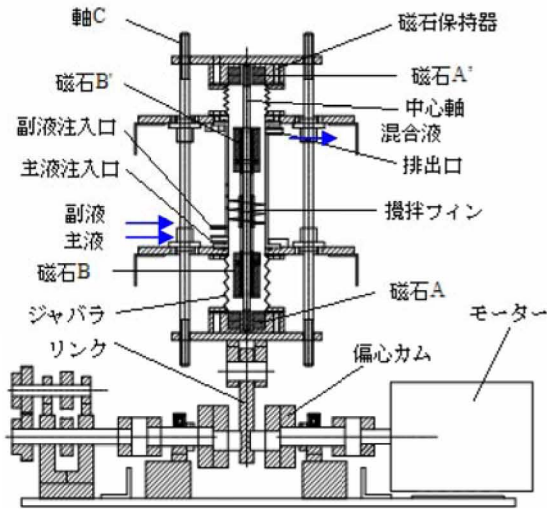


図1 振動式混合装置全体図

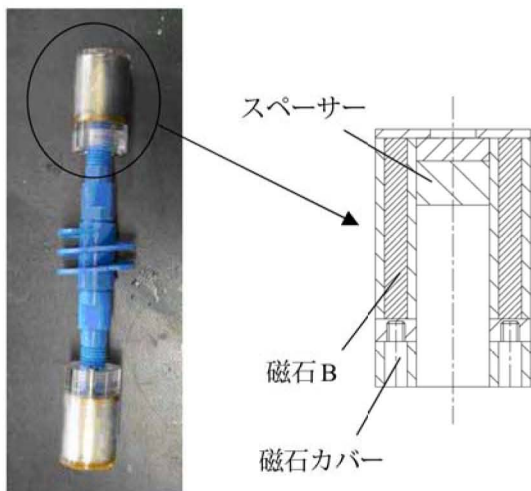


図2 攪拌フィンと磁石部の断面図

ガラス管を使用し、このガラス管の主液注入口から混合液の媒体となる主液を、副液注入口から副液を注入し、排出口から主液と副液の混合液を排出する。

- 3) 励振用磁石 A を取り付けた基礎部の運動機構にはスライダ・クランク機構を利用する。

2.2 磁気浮上型攪拌フィン

図2に磁気浮上型攪拌フィン及び磁石部断面図を示す。この攪拌フィンは螺旋状の攪拌翼と円筒型の永久磁石が一体となった構造をしている。本研究で開発中の振動型混合装置においては、この形状の磁気反発力により浮上した攪拌フィンが、円筒状攪拌槽内を高速で往復運動を行う。

3. 液中攪拌フィンの減衰係数の求め方

3.1 減衰係数の測定

既報⁽¹⁾では、振動する攪拌フィンの運動は、非線形振動系に対する高精度数値解法であるシューティング法⁽²⁾を利用して数値シミュレーションを行ってきた。その際、低減衰の場合に有効な数種の方法を用いて水中での攪拌フィンの減衰係数の測定を試みたが、正確な減衰係数の特定は困難であった。そのため、数値計算に用いる減衰係数の大きさをほぼ合理的と思われる一定の値に仮定することで数値シミュレーションを行わざるを得なかった。その結果、数値シミュレーション結果は、定性的・定量的に実験結果と大きく異なり、信頼性の乏しいものとなった。この原因の一つとして、数値計算に用いた減衰係数の値が実際の現象を正確に再現できていないことに加え、振動数 ω に依存して減衰係数が変化しているにもかかわらず、常に一定値と仮定したことが原因と考えられる。一般に、減衰係数は減衰自由振動波形から対数減衰率を求める方法や強制振動応答を用いるハーフパワー法によって測定されることが多い⁽⁴⁾。しかしながら、これらの方法は小さい減衰の測定には有効であるが、減衰の大きい場合にはかなりの誤差を生じる。そのため、本研究では、高減衰時においてもその減衰係数を測定可能である位相法⁽²⁾を用いて減衰係数 c を測定する。

3.2 解析モデル

図3に位相法の解析モデルを示す。図3の振動系において、ばね定数 k [N/m]のばねで支持された被支持体

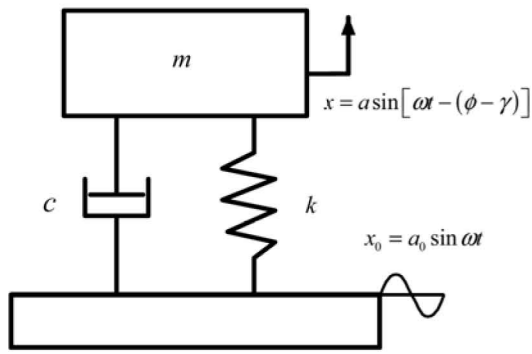


図3 1自由度クッション系

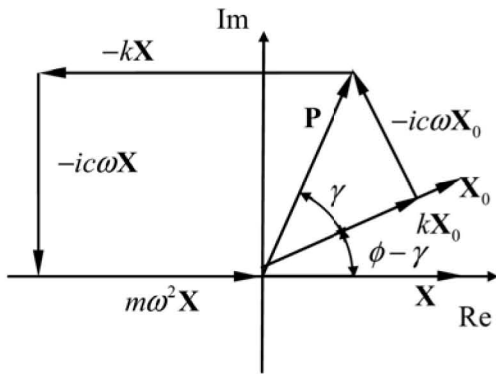


図4 力のベクトル表示

の質量を $m[\text{kg}]$ とし、被支持体の平衡点を原点とする絶対変位の鉛直方向変位を $x[\text{m}]$ で表す。また、 $a_0[\text{m}]$ を基礎の強制変位振幅、 $\omega[\text{rad/s}]$ を基礎の強制変位角振動数、 $t[\text{s}]$ を時間、基礎部分の強制変位を $x_0 = a_0 \sin \omega t$ 、粘性減衰係数 $c[\text{Ns/m}]$ とする。

3.3 攪拌フィンの運動方程式

図3の振動系の被支持体の運動方程式は次式で表される。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = kx_0 + c\dot{x}_0 = P_{eq} \sin(\omega t + \gamma) \tag{1}$$

ここで、 P_{eq} は等価加振力、 γ は基礎の変位と等価加振力の位相角を表しており、

$$P_{eq} = a_0 k \sqrt{1 + (2\zeta\alpha)^2} \tag{2}$$

$$\gamma = \tan^{-1} 2\zeta\alpha \tag{3}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}, \alpha = \frac{\omega}{\omega_n} \tag{4}$$

である。ここで ω_n は非減衰固有振動数、 ζ は減衰比、 α は振動数比であり、式(1)の定常解は、

$$x = a \sin\{\omega t - (\phi - \gamma)\} \tag{5}$$

と表され、 a は被支持体の振幅、 ϕ は等価加振力と被支持体の変位の位相角である。また、基礎と被支持体の変位角 $\phi - \gamma$ は、

$$\phi - \gamma = \tan^{-1} \frac{2\zeta\alpha^3}{1 - (1 - 4\zeta^2)\alpha^2} \tag{6}$$

となる。ここで式(1)を次のようにベクトル表示する。

$$m\ddot{X} + c\dot{X} + kX = kX_0 + c\dot{X}_0 = P \tag{7}$$

$$\left. \begin{aligned} X_0 &= a_0 e^{i\alpha t} && \text{：可動基礎の変位ベクトル} \\ P &= P_{eq} e^{i(\alpha t + \gamma)} && \text{：等価加振力ベクトル} \\ X &= a e^{i(\alpha t - \phi + \gamma)} && \text{：被支持体の変位ベクトル} \end{aligned} \right\} \tag{8}$$

3.3 位相法による減衰係数の推定

$\omega < \omega_n$ のときの式(7)のそれぞれの項のベクトルを複素平面上に図示すると図4のベクトル線図を得る。ここでは便宜上 X を実軸上に図示している。位相法とは図4の位相角 $\phi - \gamma$ を測定して減衰を求める方法である。

図4から次の関係式を得る。

$$\left. \begin{aligned} |ic\omega X| &= |kX_0| \sin(\phi - \gamma) + |ic\omega X_0| \cos(\phi - \gamma) \\ |m\omega^2 X| + |kX_0| \cos(\phi - \gamma) &= |ic\omega X_0| \sin(\phi - \gamma) + |kX| \end{aligned} \right\} \tag{9}$$

これを解くと、減衰係数 c が次式から求められる。

$$c = \frac{m\omega \sin(\phi - \gamma)}{\left(\frac{a}{a_0}\right) + \left(\frac{a_0}{a}\right) - 2\cos(\phi - \gamma)} \tag{10}$$

また、減衰比は次式から計算できる。

$$\zeta = \frac{\sin(\phi - \gamma)}{2\sqrt{\left\{\left(\frac{a}{a_0}\right) + \frac{a_0}{a} - 2\cos(\phi - \gamma)\right\} \left\{\left(\frac{a}{a_0}\right) - \cos(\phi - \gamma)\right\}}} \tag{11}$$

$\omega > \omega_n$ のときも式(9)と同じ関係式を得られるので、任意の振動数 ω においてこの式を適用することができる。したがって、基礎部と被支持体の位相差 $\phi - \gamma$ 、基礎部の振幅 $a_0[\text{m}]$ 、被支持体の振幅 $a[\text{m}]$ を測定することで、液中で攪拌フィンが振動する場合のような高減衰時の減衰係数を求めることができる。

4. 減衰係数の推定実験

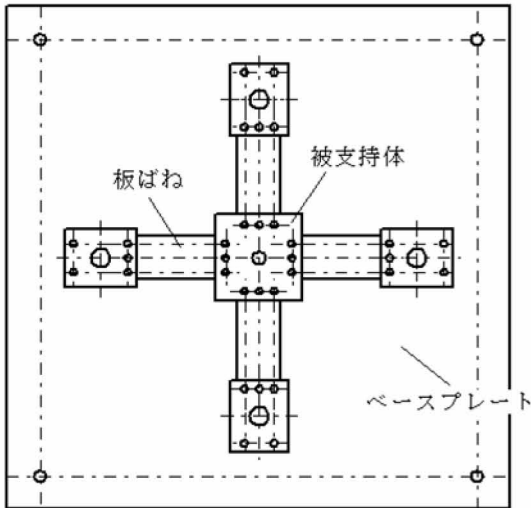


図5 実験装置平面図

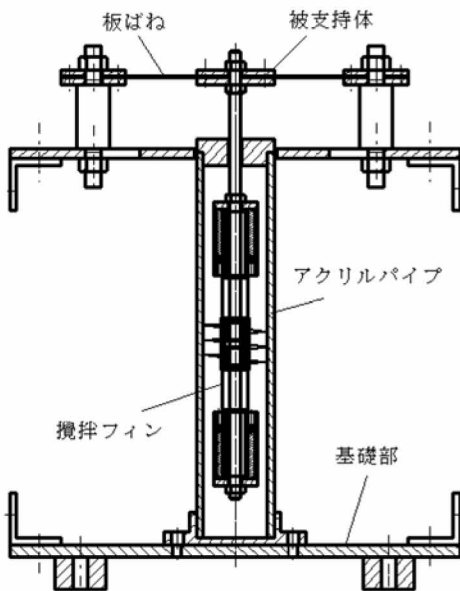


図6 実験装置正面図

4.1 実験装置

攪拌フィンの減衰係数を求めるために製作した実験装置の平面図を図5に、正面図を図6に示す。4本の板ばねに支えられた被支持体に測定対象となる攪拌フィンを取り付ける。表1に板ばねの寸法を示す。攪拌フィンは基礎に固定されたアクリルパイプ内を鉛直に振動する。アクリルパイプ内には水(25℃にて動粘度係数 $\nu = 0.893[\text{m}^2/\text{s}]$)が満たされている。また、実験に最適な材質の板ばねを見つけるため、被支持体を支えている板ばねには亜鉛メッキ鋼板、銅板、ステンレス製のばね鋼の3種類を用いた。

表1 板ばねの寸法

材質	サイズ [mm]×[mm]	厚さ [mm]
亜鉛メッキ鋼板	30×80	0.3
銅板 A	30×80	0.3
銅板 B	20×70	0.3
ばね鋼(ステンレス)	10×70	0.3

4.2 実験方法

図6の実験装置を加振機(伊藤精機・UBC-4型振動試験機)に設置し、図3のように基礎に正弦波変位を与える。加振振動数は振動式混合装置の運転範囲の1Hzから25Hzまでとする。この加振機は二重偏心カムによって強制振動させるカム加振方式と、不釣り合い錘の回転によって生じる遠心力で加振するアンバランスマス加振方式という2種類の加振方式を備えている。加振装置の特性上、それぞれの加振方式で運用できる振動数範囲が異なるため1~9Hzではカム加振方式、10~25Hzではアンバランスマス加振方式を用いる。振動数は1Hzずつ増加させて測定を行う。加振変位は1Hzから9Hzまでは片振幅5mmとする。10Hzから25Hzは加振装置の特性上調節することができないが、式(9)には基礎部と被支持体の振幅比を使用するため影響はないものとする。各振動数における基礎および被支持体の変位はレーザー変位計(キーエンス・LK-500)を用いて測定する。レーザー変位計はデータ収集システム(キーエンス・NR-2000)に接続し、PCで波形データの処理を行う。

4.3 実験結果

亜鉛メッキ鋼板を使用した実験では、当初の予想以上に亜鉛メッキ鋼板が硬く、被支持体が振動せず、変位を測定することが出来なかった。図7に攪拌フィンの減衰係数の測定結果、図8に減衰比を示す。図7は横軸に振動数 $\omega[\text{Hz}]$ 、縦軸に減衰係数 $c[\text{Ns/m}]$ をとり、図8は縦軸に減衰比 ζ をとっている。図7、8のどちらも測定データが欠損している部分があるが、これは測定データが読み取れず、計算できなかった部分である。これらのグラフから振動数の変化に伴い、減衰係数と減衰比が変化していることが分かる。さらに、振動数が大きくなると減衰係数の値が反比例的に減少することが確認できる。本研究では、実験回数が少なかったこともあり、材質・形状の異なる板ばねを使用した。この板ばねの違いによって、減衰係数の測定データの

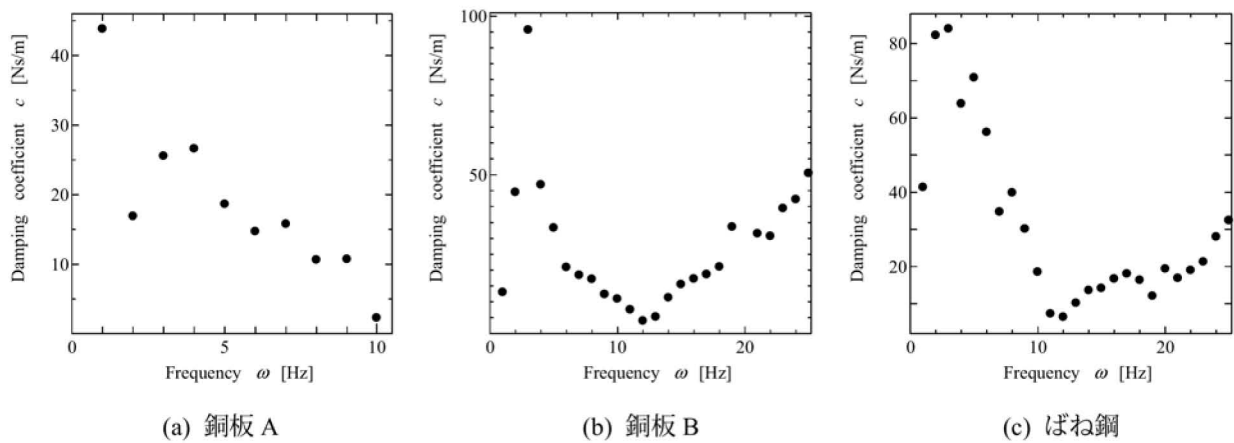


図7 攪拌フィンの減衰係数

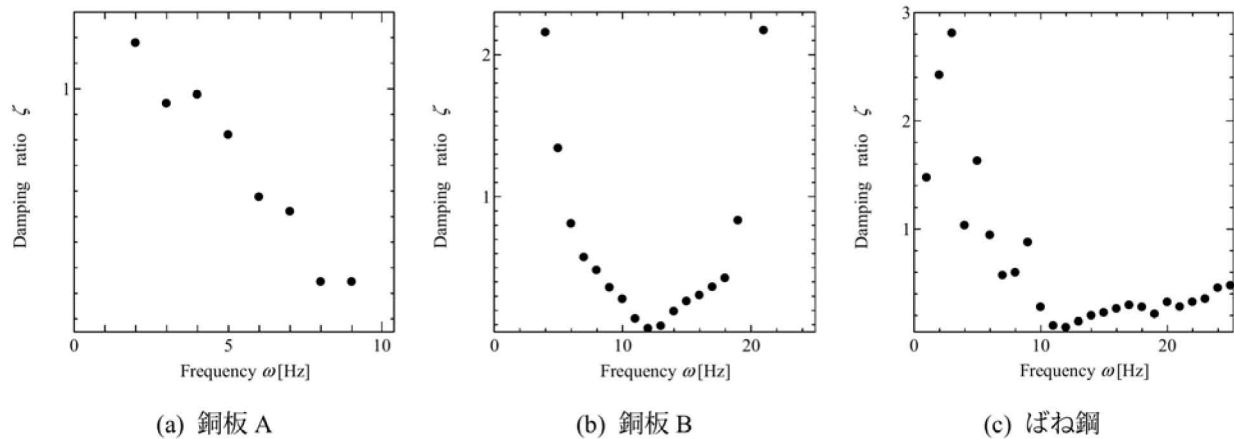


図8 攪拌フィンの減衰比

傾向が変化するという明確な違いは掴めなかった。しかし、硬い板ばねを使用すると被支持体の変位を測定できなくなるなど、実験装置に不具合が起きるので、板ばねの選定は慎重に行うべきである。

5. 結 言

本年度の研究では、特定が困難であった水中で運動する攪拌フィンの減衰係数を位相法という新しい測定法を導入することによって、減衰係数を求めることができた。さらに、振動数に依存して振動系の減衰係数が変化することが確認できた。しかし、今回得られた測定データの信頼性を評価するまでには至らなかった。今後は、位相法により求められた減衰係数の信頼性を評価する方法を確立していく必要がある。また、得られた減衰係数のデータを数値シミュレーションに反映させ、実際の攪拌フィンの運動との比較・検討を行い、

攪拌フィンの運動の数値解析の精度を向上していく計画である。

参考文献

- (1) 寺内克行, 岡部匡ほか2名, 磁気浮上型フィンを利用した振動型混合装置の開発, 日本機械学会九州支部第61期総会・講演会講演論文集, No.088-01, (2008), pp. 203-204.
- (2) 関口久美, 浅見敏彦, 大きな減衰係数の測定法, 日本機械学会論文集(C編), Vol. 47, No. 422, (1981), pp. 1317-1320.
- (3) 近藤孝広, 矢ヶ崎一幸, 非線形振動とカオスに関する二, 三の最近の話題, 日本機械学会論文集(C編), Vol. 61, No. 583, (1994), pp. 746-751.
- (4) 末岡淳男・綾部隆, 機械力学, 森北出版, (1997), pp. 126-131 & 147-149.