

攪拌翼の振動

Vibration of Agitator

化工機事業部 技術部 設計企画課
榎本 正
Tadashi Enomoto

The vibration of agitators and baffles which are the main parts of reactors, give various kinds of damages to the reactors.

This paper describes the factors of vibrations occurring on these agitators and baffles and the examples of resonance phenomena etc., and discusses the singularities of vibration in liquid.

攪拌槽の主要部分を構成する攪拌翼およびバッフルの振動は、攪拌槽各部に種々のダメージを与える。本稿では、攪拌機およびバッフルの振動発生に関する要因について説明し、また、共振現象等の異常振動の測定例から、液中における振動の特異性を解説した。

1. ま え が き

攪拌機は攪拌槽の主要部分を構成し、攪拌翼とバッフルの組合せにより種々の攪拌操作が可能である。

攪拌翼の取付は、下記2形態が大部分を占める。

- 1) 攪拌槽の上部より攪拌翼を槽内に取付けた形態（以下上部攪拌という）
- 2) 攪拌槽の下部より攪拌翼を槽内に取付けた形態（以下下部攪拌という）

取付形態の大部分をしめる上部攪拌翼は、軸受部から翼までの距離が長いオーバーハング型であり、一般的に振動の発生しやすい形態である。それに反し、下部攪拌翼は缶体の底鏡部ノズルより軸を挿入し、先端に攪拌翼を取付けた形態で、軸受部からのオーバーハングが短いため、軸振れの問題が発生することは少ない。

もし、攪拌翼の振動が過大である場合には、下記の不具合が生じる。

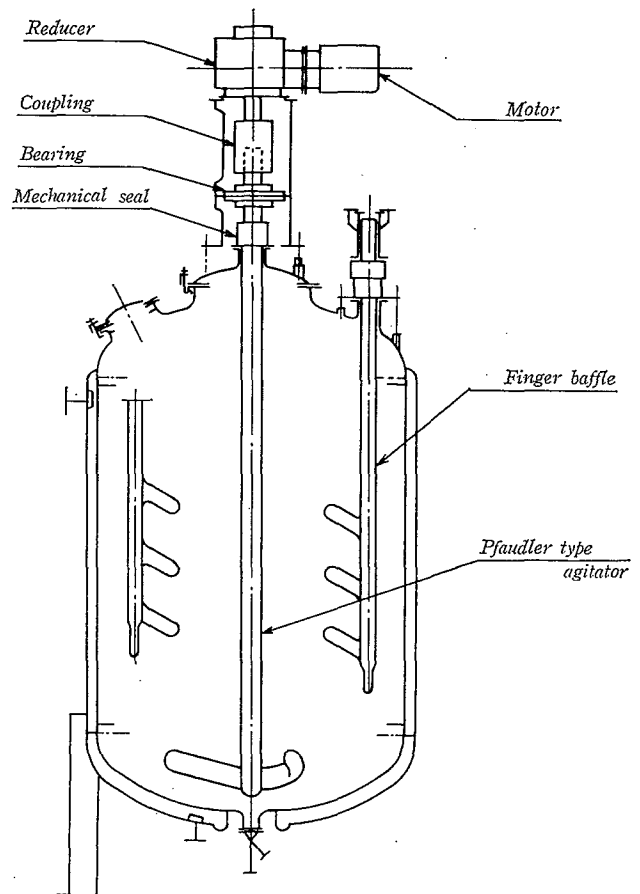
- i) メカニカルシールよりの油洩れおよび損傷
- ii) 軸受部の損傷
- iii) 減速機架台部および缶体全体の振動
- iv) 攪拌軸の疲労破壊

攪拌という操作上、多少の振動は避けられないが、共振現象等の異常な振動を防止するよう、細心の注意をはらっている。しかし、最近では攪拌翼およびバッフルの形状は多種、多様化しており、振動の予知が難しい場合がある。

なお、攪拌機の振動に関しては、既報「グラスライニング製大型攪拌翼の軸振れについて」¹⁾に述べているので参照したい。

2. 攪拌翼の振動発生の要因

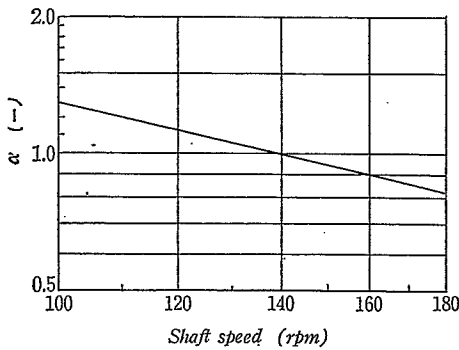
第1図に当社の標準的なグラスライニング製反応機を示す。周知のように、攪拌翼は、缶上部の軸受で、ラジアルならびにスラスト方向の荷重を支持される構造である。また、缶内には種々の目的の攪拌操作を行うためのバッフル



第1図 標準型反応機
Fig. 1 Standard type reactor

が設置されている。この攪拌操作に欠くことのできないバッフルの存在が、攪拌翼の振動の1つの要因となる。

攪拌翼を液中で運転する時、攪拌される液体はバッフルに衝突し、不規則な流れを繰り返す、その流体力が主として攪拌翼に作用し、励振力となる。当社では、この変動す



第2図
変動横荷重係数
α
Fig. 2
Fluctuating
lateral load
coefficient α

るラジアル方向の流体力を攪拌翼に作用する変動横荷重と称し、従来よりの実験データの蓄積から、攪拌トルクへ一義的に関係付けて数式化し、振動検討および攪拌軸強度の基礎データとして用いている。以下、変動横荷重および、これを支配する各要因について簡単に説明を加える。

2.1. 変動横荷重

いま、攪拌翼スパンを d とし、翼枚数を n 、所要攪拌トルクを T とおく。1枚の翼に作用する流体の抗力を、スパン d の翼先端の接線方向に作用する一つの抗力 R_i で代表させることにすれば、

$$T = \sum_{i=1}^n R_i \frac{d}{2} \quad (1)$$

いま R_i の平均値を R とおけば、

$$T = n \cdot R \cdot \frac{d}{2} \quad (2)$$

一方、 R_i の平均値成分を R_{im} 、変動成分を ΔR_i とおけば、変動横荷重 F_d は

$$F_d = \left| \sum_{i=1}^n \vec{R}_i \right| = \left| \sum_{i=1}^n \vec{R}_{im} + \sum_{i=1}^n \vec{\Delta R}_i \right| \quad (3)$$

しかるに

$$\sum_{i=1}^n \vec{R}_{im} = 0 \quad (4)$$

ゆえに

$$F_d = \left| \sum_{i=1}^n \vec{\Delta R}_i \right| \quad (5)$$

攪拌トルク T と変動横荷重 F_d の上記のような関係から、

$$\alpha = \frac{F_d}{R} = \frac{F_d}{2T/nd} \quad (6)$$

$$F_d = \alpha \cdot \frac{2T}{nd} \quad (7)$$

ここで

α: 横荷重係数

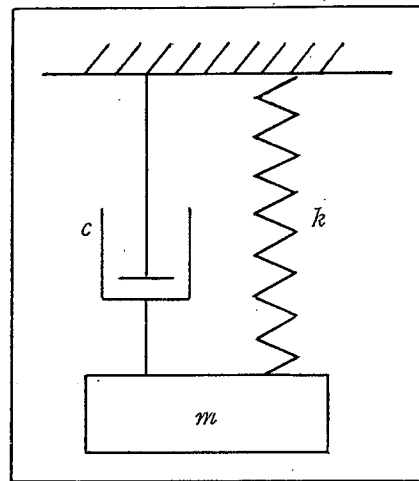
横荷重係数 α は攪拌翼の種類、パッフル条件および、回転数に依存する。第2図に、回転数と横荷重係数の関係を示した。また、横荷重係数は、まだ、解析によって算出するに至っておらず、実験的手段によらざるを得ないのが現状である。

2.2. その他の要因

2.1. に示した、攪拌翼に作用する変動横荷重は攪拌操作上必然的に発生する強制的な外力であるが、それ以外に、振動源として作用するファクターは以下のとおりである。

i) 攪拌翼の不釣合量

一般に回転体には静的不釣合(重力)と動的な不釣合(遠



第3図
攪拌翼のモデル化
Fig. 3
Model of
agitator

心力)が存在する。本来は、攪拌翼の振動を極小におさえるためには動バランスの大きさを問題にすべきであるが、我々が取扱う回転数範囲は通常10~200 rpmであるため、遠心力の大きさは流体力に比較して小さい。したがって、攪拌翼の不釣合に関しては、静バランスをとることで十分である。

ii) 形状のアンバランス

製造公差として発生する各々の翼長、取付角度等の相違は、振動上の問題となることは少ない。

3. 攪拌翼の振動

3.1. 固有振動数

攪拌翼の振動問題を論ずる場合に、現象として現れている振動が何らかの強制振動源との共振現象であるか、あるいは、通常のランダムな流体力による強制振動であるかを明確にすることが大切である。このためには、攪拌翼の固有振動数を知る必要がある。

一般に、攪拌翼の振動を粘性減衰力が作用する一自由度系の振動とみなすと、系の固有振動数は次式で表わされる。²⁾

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot \sqrt{1-\zeta^2} \quad \text{Hz} \quad (8)$$

ここで

k : バネ定数 kg/cm
 m : 質量 kg·s²/cm
 ζ : 粘性減衰係数比 —

一般に、物体の液体中の固有振動数は空気中における値より低下する。その原因は下記2点である。

1) 見かけ上の質量増加

液体中で物体が振動する場合には、物体に近接する液体も共に振動させなくてはならないため、運動エネルギーを余分に必要とし、見かけ上質量が増加したかのごとき現象を示す。この見かけの質量に関しては、円板に対する Lamb および Mac-Lachlan の式³⁾が知られている。

$$m = m_0 \sqrt{1+\epsilon} \quad \text{kg·s}^2/\text{cm} \quad (9)$$

$$\epsilon = k(\rho_w/\rho_m)(a/h)$$

ここで

m : みかけの質量 kg·s²/cm
 m_0 : 非減衰系での質量 kg·s²/cm
 ρ_w : 流体の密度 kg/cm³

第 1 表 粘性減衰係数比

Table 1 Ratio of viscous damping coefficient ζ

Test condition	ζ	$\sqrt{1-\zeta^2}$
in air	0.00266	0.99999
in water	0.01554	0.99976

第 2 表 グラスライニング製攪拌翼の固有振動数

Table 2 Natural Freq. of GL agitator

		Natural Freq. (c/min)	Nc/Nc ₀
in air	Calculating value	Nc ₀ 185.0	100%
	Measured value	Nc ₁ 171.5	93
in water	Measured value	Liquid volume 2,000ℓt Nc ₂ 147.0	79
		〃 4,000 〃 Nc ₃ 143.5	78
		〃 8,000 〃 Nc ₄ 140.2	76
		〃 12,000 〃 Nc ₅ 138.0	75

- ρ_m : 板の密度 kg/cm³
- a : 板の半径 cm
- h : 板の厚さ cm
- k : 振動モードによる係数

したがって、a、h、およびk値を攪拌翼の代表値に当てはめれば、攪拌機系に適用できると考えられる。

2) 粘性減衰係数比 ζ

(8)式に示すように、液体中の固有振動数低下の要因の一つとして、粘性減衰係数比 ζ の影響がある。第 1 表は板状物体を使用している粘性減衰係数比の測定結果である。表より、気中、液中とも $\zeta \ll 1$, $\sqrt{1-\zeta^2} \approx 1$ となり

$$f_d \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (10)$$

すなわち粘性減衰の影響は無視できる。

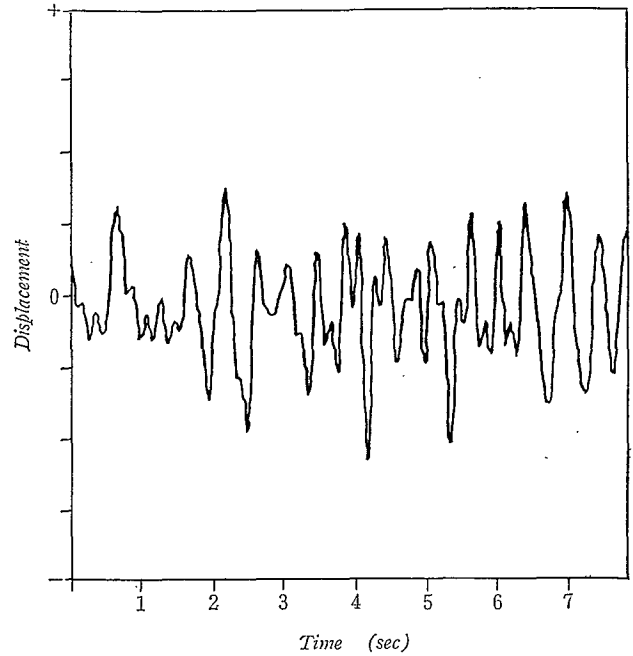
以上より、液中の攪拌翼の固有振動数の減少は、見かけの質量の影響が大きいと考えられる。第 2 表は、グラスライニング製攪拌翼の気中および液中における固有振動数の測定結果である。表より、液量の増加にしたがい、固有振動数が減少することがわかる。

3.2. 攪拌翼の振動波形

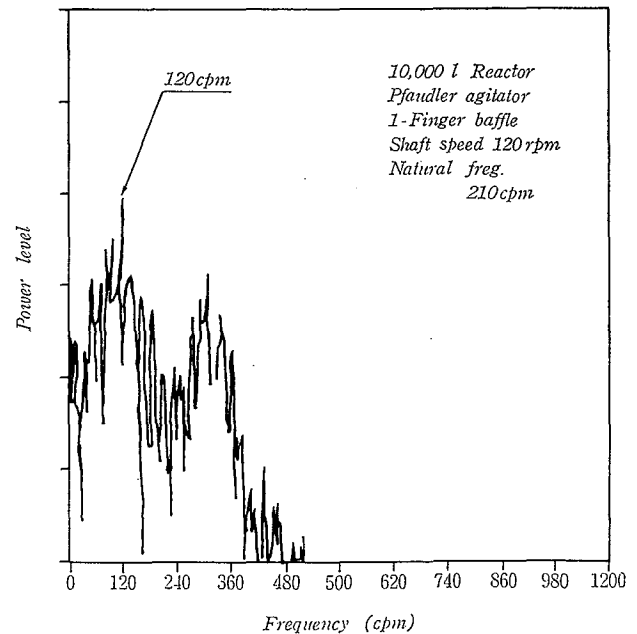
攪拌翼の振動は大別して、はりとしての横振動とねじり振動の 2 種の振動パターンが存在する。一般的にはねじりの固有振動数は横振動の固有振動数より高いため、問題となるのは横振動であることが多い。以下攪拌翼の横振動の基本的振動波形について説明する。

3.2.1. 定常振動波形

第 4 図は 10,000ℓ、ファウドラー、フィンガーバッフル 1 本付反応機での攪拌翼の振動測定波形である。また、第 5 図はその周波数分析結果である。なお、この攪拌翼の液中の固有振動数は 210 cpm である。この場合の卓越した周波数成分は回転数成分 120 cpm であり、固有振動数成分 210 cpm は特に顕著には現われていない。このように、攪拌翼の定常振動はランダムに振幅が変化し、卓越周波数成分は回転数成分であることが多い。上記は非常に一般的な振動パターンを示したがバッフル条件等によっては以下



第 4 図 攪拌翼の振動波形
Fig 4 Oscillation of the agitator



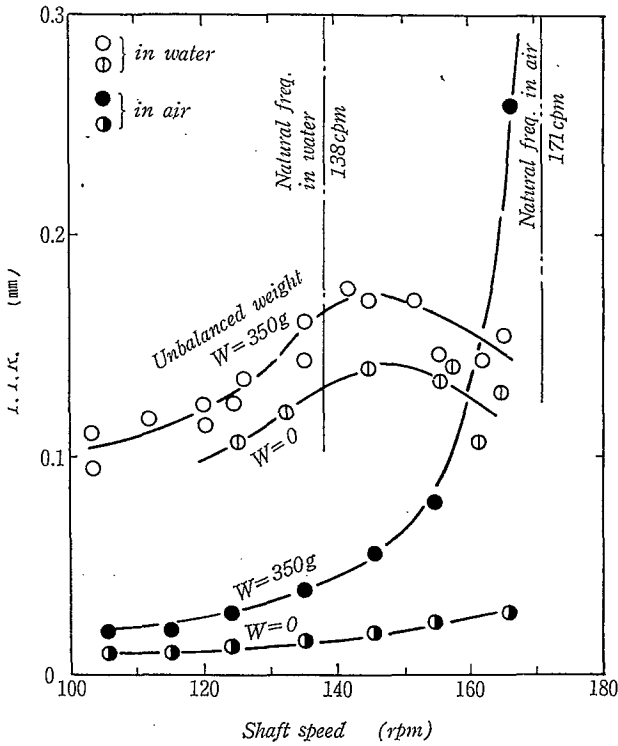
第 5 図 攪拌翼の振動の周波数分析
Fig. 5 Spectrum analysis of oscillation of the agitator

の周波数成分が顕著に現われる可能性がある。

- i) 固有振動数成分
- ii) 翼枚数×バッフル本数 (バッフルが攪拌翼近傍にあるとき)

3.2.2. 共振

回転数成分、回転数×バッフル本数等の強制振動周波数成分が攪拌翼の固有振動数と一致した場合には共振現象が発生する。空気中に置かれた回転軸等では、系の横振動の固有振動数が軸の回転数に一致した場合には激しい振動を生じることが知られている。



第6図 攪拌翼の共振曲線
Fig. 6 Resonance curve of agitator

しかしながら、攪拌翼は液中で使用されているため、もし共振現象を生じて、空気中におけるほど振幅は増大しない。第6図にその1例を示す。ただし、第2表に示したように、液中と気中では固有振動数が異なる。

4. 減液運転

3.2.2. 項で述べた共振現象の他の異常振動として、減液運転時の振動がある。減液運転とは下記の条件をいう。

- 1) 排液運転
攪拌翼を回転しながら完全排水するとき。
- 2) 注液運転
攪拌翼を空転しながら槽内へ液を注入するとき。
- 3) 小液量での運転

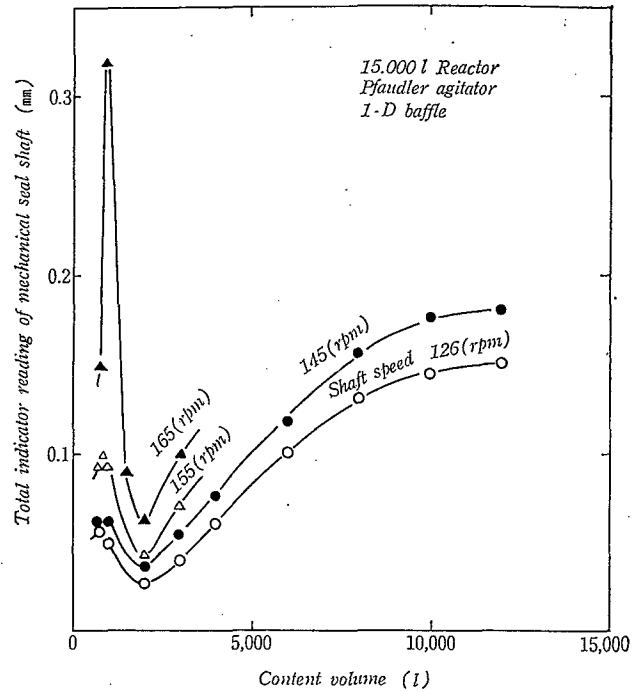
液量が少なく、攪拌翼が水面から見え隠れる状態になると、攪拌翼が水面を叩き、衝撃的な力が発生し、大きな振動が発生する。

第7図は、15,000ℓ攪拌槽での実験例である。横軸に液量(ℓ)、縦軸に軸封部の上部で測定した軸振れ値を示した。液量の減少につれて軸振れが減少するが、液抜きの途中(約1,000ℓ)に上記の現象が生じ軸振れが急激に増加する。図からわかるように、回転数が高いほどこの傾向が顕著に現われている。

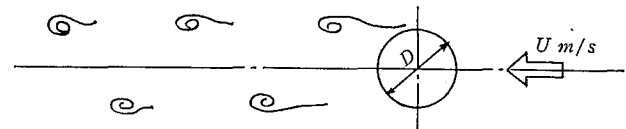
したがって、減液運転は避けるべきであり、これを怠ると攪拌軸あるいはメカニカルシールの破損等の事故に発展するため注意を要する。

5. バッフルの振動

攪拌槽において、攪拌翼と共に主要因子を構成するバッフルの振動についても簡単に紹介する。バッフルが流体から受ける励振力を大別すると



第7図 減液運転時の異常振動
Fig. 7 Extraordinary vibration at the low level content volume



第8図 カルマン渦
Fig. 8 Kármán vortex

- 1) 周期的な流出渦に伴う励振力(カルマン渦)
 - 2) 流れの変動に伴う周期的な励振力(回転数×攪拌翼枚数)
- となる。

また、攪拌翼の固有振動数で述べたと同様に、バッフルの固有振動数も液中における見かけの質量の影響で、気中における値より低下し、バッフルの形状からもわかるように2方向の固有振動数を持っている。

5.1. カルマン渦との共振

レイノルズ数 Re が $300 < Re < 3 \times 10^5$ の範囲では一様な流れに置かれた柱状物体の後流には周期的に交番渦が流出し⁴⁾、これは、カルマン渦と呼ばれている(第8図)。渦の発生周波数は次式で表わされる。

$$f_v = S_t \cdot U/D \quad (\text{Hz})$$

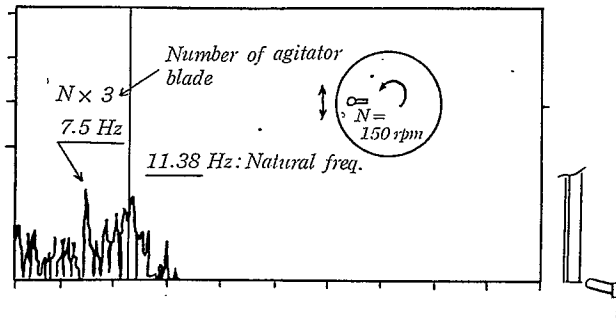
ここで S_t : ストロハル数 [-]

U : 一様流の流速 m/s

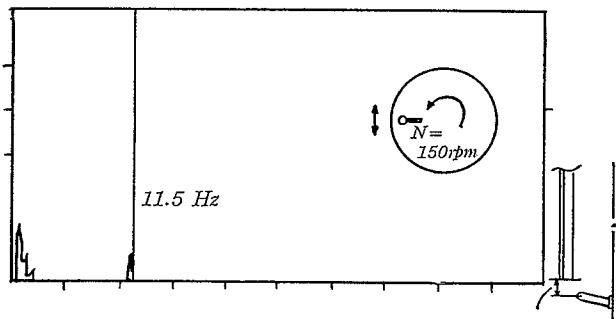
D : 代表長さ(円柱の直径) m

このカルマン渦の周期的変動力が流れの直角方向に作用し、この周波数と物体の固有振動数が一致した場合には共振現象を生じることが知られている。この現象は、缶の半径方向の振動に顕著に現われる。

周知のように、カルマン渦は流れの方向に対称な物体から発生し易い。一方、バッフルは、第1図に示すように非対称形状が多いため、軸方向に一樣なカルマン渦は発生しにくいと考えられる。



a) 攪拌翼とバッフルが接近した場合
Near the agitator



b) 攪拌翼とバッフルが離れた場合
Far from the agitator

第9図 バッフルの振動の周波数分析
Fig. 9 Spectrum analysis of oscillation of the baffle

5.2. 攪拌軸回転数×翼枚数との共振

バッフルを翼が通過する周波数は（攪拌軸回転数×翼枚数）として現われるがこの傾向は、バッフル効果が大きい

ほど強くなる。すなわち、バッフル角度が大きく、また翼とバッフルが接近するほどバッフルが受ける励振力は大きくなる。したがって、この振動は缶の周方向に顕著に現われる。その一例を第9図に示す。

第9図a)は、攪拌翼とバッフルが接近した場合でありb)は、離れた場合のバッフルの振動の周波数分析結果である。

a)図では、バッフルの（周方向）固有振動数成分（約11.4Hz）に加えて、攪拌翼がバッフルを通過する周波数成分（ $150 \times 3 / 60 = 7.5\text{Hz}$ ）が卓越した周波数成分として現われているが、b)図では、固有振動数のみが現われている。したがって、特別な理由によって攪拌翼とバッフルを接近させる必要がある場合には、攪拌翼がバッフルを通過する周波数成分との共振を生じないように設計時に注意を要する。

6. むすび

以上、攪拌槽の主要メンバーである攪拌翼の振動問題について、当社の長年の実験データを基に記述した。攪拌翼におけるような、流体に起因する振動問題は、まだ未知の分野が多く、種々の手法を用いて流れ場の解析が試みられているが、その解明は実験的手段によらざるを得ないのが現状である。

反応機メーカーとして、この振動問題は機器保全の面からも重要なテーマであり、今後とも研究を続けていく所存である。

参考文献

- 1) ファウドラ-ニュース Vol. 10, No. 4, (1965), p. 1
- 2) 巨理：機械振動(1975), 丸善, p. 82(1977)
- 3) 機械工学便覧, 改訂第6版, (1977), 日本機械学会編 p.8-49
- 4) 田島：日本機械学会論文集(C編), 48巻, 425号(1982)