

# ヘリカルコイル付攪拌槽の所要動力の相関

古川陽輝・加藤禎人<sup>††</sup>・伊藤晋太郎・多田豊

名古屋工業大学 生命・物質工学科, 466-8555 名古屋市昭和区御器所町

キーワード: 攪拌, 混合, 動力数, 伝熱コイル, 相関式

ヘリカルコイル付パドル翼攪拌槽の攪拌所要動力を測定した。これまで見積もることができなかったヘリカルコイル付攪拌槽の動力数は、槽壁にコイルを取り付けた場合はコイル径の0.25倍の幅を持つ邪魔板を1枚設置した場合の動力数とほぼ同等であり、翼と槽壁の中間部にドラフトチューブ兼用として取り付けた場合は槽径の0.05倍の幅を持つ邪魔板を1枚設置した場合のそれとほぼ同等であることがわかった。

## 緒 言

工業的にも実験的にも攪拌槽は流体の加熱および冷却目的で用いられることがある。加熱および冷却の方法として、一般的にはジャケット式、あるいは伝熱面積が不足するときにはコイル式がある。また、バッフル兼用として縦型の棒状管が挿入されたりする場合がある。コイルが設置されるときは槽内壁に設置される場合と、翼と槽壁の中間部にドラフトチューブ兼用として設置される場合がある。攪拌槽伝熱研究の多くは攪拌槽内壁の伝熱係数やコイル面の伝熱係数の相関式に関する研究が主体となっており、多くの報告例があり、伝熱コイル付攪拌槽の設計に活用されている。

しかしながら、攪拌モーターの選定に必要で、攪拌性能を評価する際にも必要な攪拌所要動力の推算方法は伝熱コイル付攪拌槽に対して全く見当たらず、設計は経験的に行われてきたに過ぎない。そこで本報では伝熱コイル付攪拌槽の動力推算法を開発することを目的とした。

使用する円管の直径やコイル全体の直径、また、巻きピッチなどの細かい寸法を基準にして相関式を考案するのも一つの方法であるが、我々の一連の考え方として、従来から実績のある亀井らの邪魔板付き円筒槽の動力相関式(Kamei *et al.*, 1995,1996)を適用することを考えた。この考え方は筆者らがすでにドラフトチューブ付攪拌槽や角型攪拌槽に対して適用した考え方と十分実用的なものである(Furukawa *et al.*, 2013a, 2013b)。

そこで、攪拌所要動力が果たしてどの程度の邪魔板付き円筒槽のそれに匹敵するのかを確認するために、攪拌所要動力の推算に

最も一般的なパドル翼を用いて2種類の伝熱コイルの設置法、すなわち、槽内壁にコイルを巻き付けた場合、槽中間部にドラフトチューブ代わりに設置した場合の2通りのコイル付攪拌槽の攪拌所要動力を測定した。そして、その際、円筒槽にどの程度のサイズの邪魔板が何枚設置されたときに相当するのかを検討した。ただし、予備実験ではコイル付攪拌槽の攪拌所要動力は標準邪魔板条件より小さな邪魔板無し円筒槽の動力数に近い値を取った。邪魔板付き攪拌槽の動力数は邪魔板幅と邪魔板枚数によって決定される。そこで、自由度の少ない整数値となる邪魔板枚数は1枚と固定し、邪魔板幅がどの程度の値になるのかこの点を絞って検討することにした。

## 1. 実験方法

攪拌槽にはアクリル樹脂製の平底円筒槽を用いた。槽内径は $D=183\text{mm}$ とした。Figure 1に各幾何形状の記号を示す。液高さは槽内径と等しくした。攪拌翼には翼径 $d=7\text{cm}$ 、 $bd=0.3$ の6枚羽根パドル翼を使用した。液はニュートン流体の代表である種々の粘度に調製した水飴水溶液を使用した。コイルとして3種

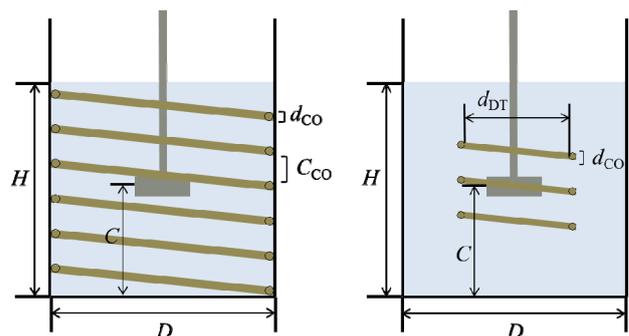


Fig.1 Geometry of vessel with coil

類の肉厚のビニルホースを使用し、その外径  $d_{CO}$  は 0.41 cm, 1.1 cm, 1.7 cm とした。また、巻きピッチ  $C_{CO}$  はコイル外径の整数倍 1, 2, 4, 8 倍とした。ドラフトチューブ兼用として設置した場合の巻き内径  $d_{DT}$  は 13cm, コイル高さは液高さの 1/2 とした。翼の取り付け高さを変える実験をしたとき、ドラフトチューブは移動させず、槽中央に固定した。

攪拌所要動力は、最も一般的な軸トルク測定法を用いた。使用したトルクメーターは SATAKE ST-3000 である。動力測定法はこれまでの筆者らの一連の方法 (Kato *et al.*, 2010) と同じなので、そちらを参照されたい。

## 2. 結果と考察

### 2.1 幅広い $Re$ 数での攪拌所要動力

幅広い  $Re$  数で攪拌所要動力を測定した。Figures 2, 3 はそれぞれパドル翼で測定された壁面にコイルを巻き付けた場合と槽中間部にコイルを設置した場合の動力線図である。図中の破線が従来の相関式による邪魔板無し攪拌槽の動力線図であり、青い一点鎖線が標準邪魔板条件の攪拌槽の相関線である。いずれの場合も、層流域から遷移域では邪魔板無し円筒槽の動力数と差異は生じていない。しかし、 $Re$  数が数百を超える遷移域から乱流域ではコイル付攪拌槽の動力数はバッフル無し円筒槽より大きくなった。ただし、これまで習慣的に考えられていた標準邪魔板条件の円筒槽の動力数よりかなり小さいことがわかる。このことから、コイル付攪拌槽の動力を検討する場合は乱流域の攪拌所要動力について注意すればよいということがわかる。この傾向はドラフトチューブを設置した攪拌槽、角型槽の所要動力の傾向と全く同じであった (Furukawa *et al.*, 2013a, 2013b)。

幅広い  $Re$  数で動力数をパドル翼に対して亀井らの式 (Kamei *et al.*, 1995, 1996) を用いて推算してみた。Figs. 2, 3 に示した赤い曲線がその相関線である。いずれのコイル設置方法でも式中のパラメータである邪魔板枚数  $n_B=1$  に固定したところ、前者は邪魔板幅  $B_W=0.25 d_{CO}$  とすれば、後者は筆者らが前報 (Furukawa *et al.*, 2013a) で報告したドラフトチューブの相関と同じ結果が得られ、 $B_W=0.05 D$  とすれば相関値と実測値がよく一致した。

### 2.2 翼取付位置の影響

翼取付位置を  $CH=0.1\sim 0.8$  まで変化させて攪拌所要動力を測定した。Figure 4 と Figure 5 にそれぞれのコイル設置方法で得られた動力数を示した。二つのコイルともに動力数に若干の変動は

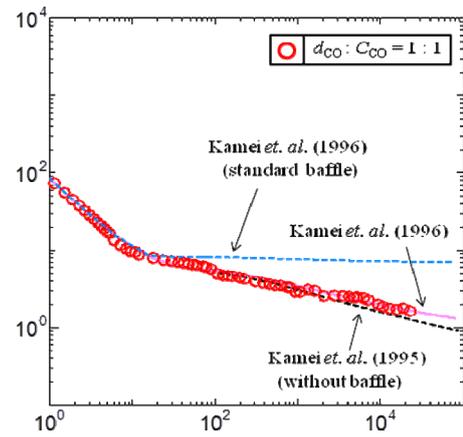


Fig. 2 Power number of paddle impeller with coil on vessel wall

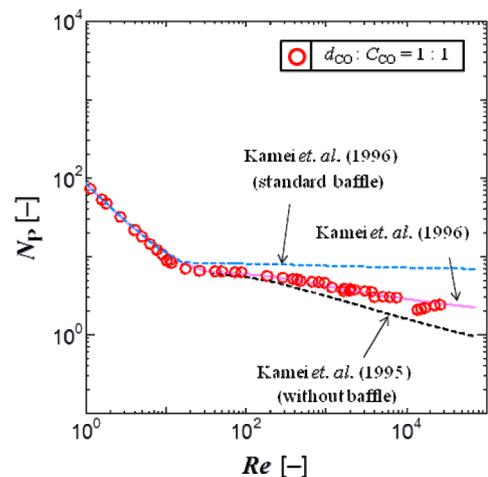


Fig. 3 Power number of paddle with draft tube type coil

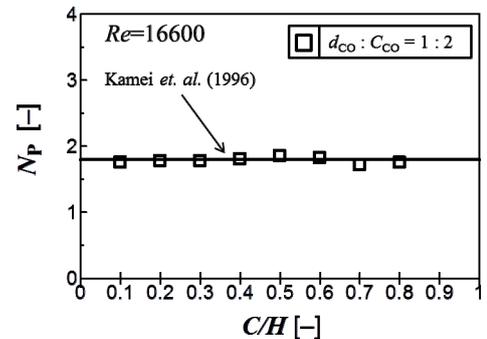


Fig. 4 Effect of impeller position on power number for coil on vessel

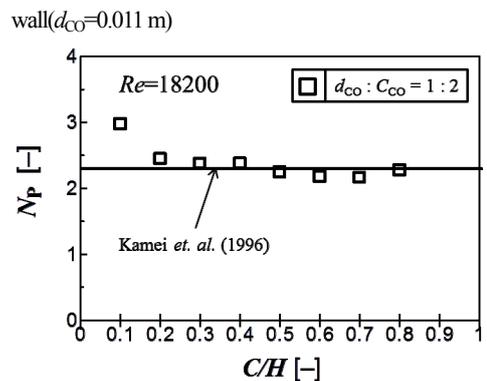


Fig. 5 Effect of impeller position on power number for draft tube type coil ( $d_{CO}=0.011$  m)

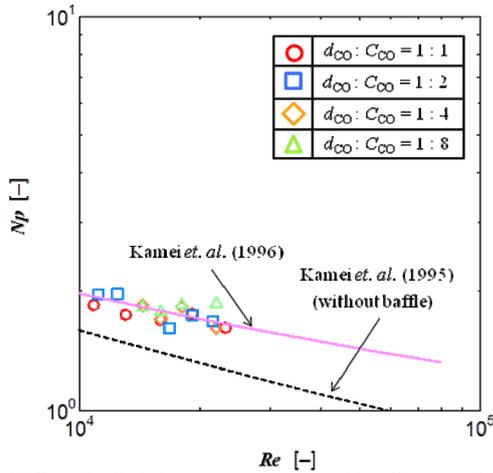


Fig. 6 Effect of coil pitch on power number with coil on vessel wall

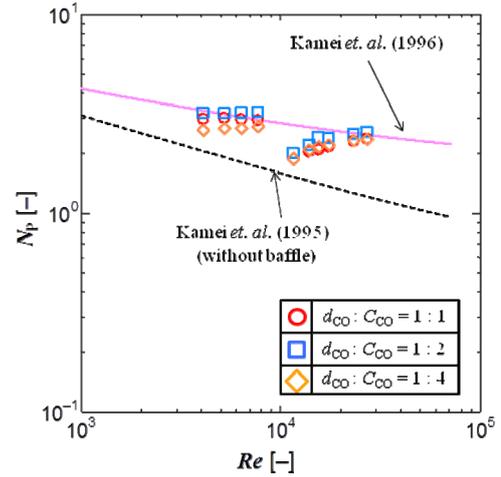


Fig. 8 Effect of coil pitch on power number with draft tube type coil

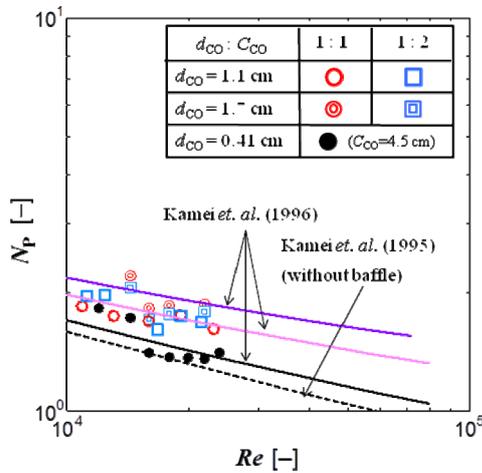


Fig. 7 Effect of coil diameter on power number with coil on vessel wall

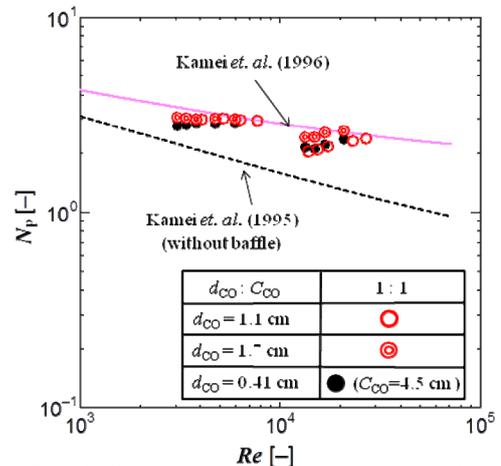


Fig. 9 Effect of coil diameter on power number with draft tube type coil

あるが (Fig.5 中の  $CH=0.1$  という槽底近傍に翼を設置した極めて特殊な場合を除き), 翼取り付け位置によらずほぼ一定の動力数であると解釈できる. 翼取り付け位置の影響を受けないのはコイルの邪魔板効果が小さく槽内の一次流れが旋回流主体であるからと考えられる(Kato *et al.*, 2010). この傾向は先に筆者らが報告したドラフトチューブ付攪拌槽(Furukawa *et al.*, 2013a)や角型槽(Furukawa *et al.*, 2013b)の傾向と一致しているものである.

### 2.3 コイルの管径と巻きピッチの影響

コイルの幾何形状(コイル径, 巻きピッチ)を変化させた場合の攪拌所要動力を測定した. 前節で示したように攪拌翼の取り付け位置は動力数にほぼ影響しなかったので, 槽中央部の  $CH=0.5$  とした. **Figures 6** および **Figure 7** にはそれぞれ槽壁にコイルを取り付けた場合のコイルの管径の影響, コイルの巻きピッチの影響を示し, **Figure 8** および **Figure 9** には槽中央にドラフトチューブ兼用として取り付けられた場合のそれを示した. 槽壁に取り付けた場合とドラフトチューブのように取り付けられた場合の動力数の傾向は大き

く異なっていた.

**Fig.6** からは, 槽壁に取り付けた場合は動力数は巻きピッチの影響はないことが, **Fig.7** からはコイル径の影響を大きく受けることがわかった. このときの動力数は既存の相関式で  $n_B=1, B_W/d_{CO}=0.25$  とすれば動力数はほぼ相関できた. コイル径の影響を受けるということは, 非常に緩い条件であるがコイルが多少の邪魔板効果を持つ傾向にあることを示している.

ドラフトチューブのように取り付けられた場合は, まさしくドラフトチューブ付攪拌槽と全く同じ動力数になっていた. またこのとき, **Fig.8** からは巻きピッチの影響が, **Fig.9** からはコイル径の影響がほぼ無視できると考えられ, その動力数は  $n_B=1, B_W/D=0.05$  とすれば十分に相関可能であった. 図中の曲線が相関線であるが, これはドラフトチューブ付攪拌槽の相関線と全く同じである. **Figs. 8** および **9** 中の攪拌レイノルズ数が1万数千における動力数が相関線より低めの値となっているのはトルクメータの精度の問題である.

## 結 言

伝熱コイル付きパドル攪拌槽の所要動力を測定した。コイルの有無に関わらず、層流域から遷移域までは邪魔板無し円筒槽の動力数と同じだったが、乱流域ではコイル付き攪拌槽の方が動力数は大きくなった。また、その動力数は翼取付位置に影響を受けなかった。これらのデータを既往の相関式を用いて邪魔板付攪拌槽相当として推算できるか検討したところ、槽壁に取り付けた場合ではコイル径の影響を受け、 $n_B = 1$ ,  $B_W/d_{CO} = 0.25$ , ドラフトチューブ兼用ではコイル径や巻きピッチの影響を受けず  $n_B = 1$ ,  $B_W/D = 0.05$  とすれば十分に相関が可能であった。これにより、コイル付攪拌槽設計のための大きな指針が得られたと考えられる。

### Nomenclature

$b$	= height of impeller blade	[m]
$B_W$	= baffle width	[m]
$C$	= clearance between bottom and impeller	[m]
$C_{CO}$	= clearance of coil	[m]
$d$	= impeller diameter	[m]
$d_{CO}$	= coil diameter	[m]
$H$	= liquid depth	[m]
$N_p$	= power number ( $=P/\rho n^3 d^5$ )	[-]
$n$	= impeller rotational speed	[s <sup>-1</sup> ]
$n_B$	= number of baffle plate	[-]

$n_p$	= number of impeller blade	[-]
$P$	= power consumption	[W]
$Re$	= impeller Reynolds number ( $nd^2\rho/\mu$ )	[-]
$T$	= shaft torque	[N · m]
$\mu$	= liquid viscosity	[Pa · s]
$\rho$	= liquid density	[kg · m <sup>-3</sup> ]

### Literature Cited

- Furukawa, H., Y. Kato, Y. Tada, S.T. Koh and Y.S. Lee i; "Power Consumption of Mixing Vessel with Draft Tube," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **39**,9-12(2013a)
- Furukawa, H., Y. Kato, F. Kato, Y. Fukatsu and Y. Tada; "Correlation of Power Consumption for Rectangular Mixing Vessel," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **39**,000-000 (2013b)
- Kamei, N., S. Hiraoka, Y. Kato, Y. Tada, H. Shida, Y. S. Lee, T. Yamaguchi and S. T. Koh; "Power Correlation for Paddle Impellers in Spherical and Cylindrical Agitated Vessels," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **21**, 41-48 (1995)
- Kamei, N., S. Hiraoka, Y. Kato, Y. Tada, K. Iwata, K. Murai, Y. S. Lee, T. Yamaguchi and S. T. Koh; "Effects of Impeller and Baffle Dimensions on Power Consumption under Turbulent Flow in an Agitated Vessel with Paddle Impeller," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **22**, 249-256 (1996)
- Kato, Y., Y. Tada, K. Urano, A. Nakaoka and Y. Nagatsu; "Differences of Mixing Power Consumption between Dished Bottom Vessel and Flat Bottom Vessel," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **36**,25-29 (2010)

## Correlation of Power Consumption of Mixing Vessel with Helical Coil

Haruki FURUKAWA, Yoshihito KATO<sup>††</sup>, Yoshitaka FUKATSU and Yutaka TADA

*Department of Life and Materials Engineering, Nagoya Institute of Technology, Gokiso-cho, Showa-ku, Nagoya-shi, Aichi 466-8555, Japan*

**Keyword:** Mixing, Agitation, Power Number, Helical Coil, Correlation

Power consumption was measured in a cylindrical mixing vessel with a helical coil, for which data have not yet been published. It was found that the power number of the paddle impeller with the coil on the vessel wall corresponded to that of a vessel with a single baffle of which the ratio of baffle width to coil diameter was 0.25, and the power number of the vessel with a draft tube type coil corresponded to that of a vessel with a baffle of which the ratio of baffle width to vessel diameter was 0.05.