角型二軸攪拌槽の動力特性

佐藤 一 省・前田 法 史*
吉 野 善 彌

東京理科大学工学部 工業化学科†

角型二軸攪拌槽の攪拌所要動力に及ぼす攪拌レイノルズ数、翼および槽形状、翼槽長比、液深、翼の相対的な回転方向などの影響を実験的に検討した。攪拌所要動力はそれぞれの翼を中心とした一次回転流の発達度合と密接な対応を示す。平羽根タービン翼を設置した場合の槽内の流れは幾何学的条件によって一次回転流を主体とした流動パターンから二次循環流を主体とした流動パターンまで多様な変化を示し、動力数はそれに対応して3前後から6前後まで大きく変化する。一方、傾斜タービン翼を設置した場合には、二次循環流を主体とした流動パターンを形成し、二軸間の相互干渉もほとんどなく、動力数はほぼ一定値を示す。

緒 言

角型攪拌槽は敷地の有効利用や前後の装置との関連などから利用されることが多いため、槽の形状は状況に応じて多様である。したがって、幾何学的条件が攪拌特性に及ぼす影響については充分検討して置く必要がある^{1,2)}。とくに、長方形槽の短辺と長辺の長さが大きく異なる場合や液深が辺の長さに較べて浅い場合などでは、攪拌機の設置台数や設置位置などを適切に設計する必要がある。

攪拌機を複数台設置した場合の槽内における流れは、それぞれの攪拌翼によって引き起こされる流れが相互に干渉し合い、一軸の場合とは大なり小なり異なった流れとなり、動力特性もそれに応じて変化する。

本研究では、角型槽に攪拌機を複数台設置した場合の基礎的設計資料を得る目的で、まず、角型二軸攪拌槽を対象に、攪拌所要動力に及ぼす攪拌レイノルズ数、翼および槽の形状、翼槽長比、液深、翼の相対的な回転方向などの影響を実験的に検討した。

1. 実験装置および方法

実験に使用した槽はアクリル樹脂製の長方形槽で、長辺 A と短辺 B との比 A/B は長辺の長さを変えることによって 1.0~2.7 の範囲で変化させた。短辺の長さは 30 cm である。攪拌機は、Fig. 1 に示すように、長方形槽を長辺方向に二分したときに、それぞれの中央となる位置に設置した。したがって、攪拌軸間の距離は長辺の長さ A の 1/2 である。液深は短辺の長さに等しい 30 cm の場合を主として検討したが、液深の影響について

も若干の検討を行った。

攪拌翼は、半径方向流型の平羽根タービン翼および軸方向流型の傾斜タービン翼（下向流型）を用いた。平羽根タービン翼は翼長 d を 5~15 cm の範囲で変化させたが、いずれの翼も羽根幅比 b/d 、羽根長比 l/d はそれぞれ 1/5、1/4 とし、形状は相似とした。傾斜タービン翼は翼長 $d=7, 15$ cm、羽根幅比 $b/d=1/5$ 、傾斜角度 45 度である。羽根枚数はいずれも 6 枚である。翼の設置高さは液深の 1/3 とした。

多軸攪拌槽においては、それぞれの翼の回転方向が問題となるので、翼を同じ方向に回転させる場合と互いに逆の方向に回転させる場合について検討を行った。

液には、水あるいは水飴水溶液を使用し、攪拌レイノルズ数 Re を $Re=5 \times 10^{-1} \sim 10^5$ の範囲で変化させた。

攪拌所要動力は抵抗線歪計型トルクピックアップ¹⁾を用いて測定した軸トルクと軸回転速度から算出した。また、槽内における流動パターンも適量投入したトレーサ粒子の動きをスリット光を照射することによって観察ならびに写真撮影した。

なお、比較のために、二軸攪拌槽を長辺方向に二分した場合の形状に相当する一軸攪拌槽についても同様の実験を行った。

2. 実験結果および考察

2・1 攪拌レイノルズ数、翼槽長比、翼回転方向の影響

Fig. 2 は、攪拌所要動力を無次元化した動力数 N_p と攪拌レイノルズ数 Re との関係を、正方形槽に平羽根タービン翼を一台設置した場合について、例示したものである。攪拌レイノルズ数が 10^3 以下の、いわゆる層流域ならびに遷移域においては、翼長 d と槽長 B （正方形

† 〒162 新宿区神楽坂 1-3

* 日立テクノエンジニアリング(株)

Fig. 1 Experimental apparatus

Fig. 2 Effect of impeller to vessel size ratio d/B on the relations of power number N_p and Reynolds number Re in a square vessel

Fig. 3 Effect of impeller to vessel size ratio d/B on the relations of power number N_p and Reynolds number Re in a twin shaft rectangular vessel $A/B = 2.0$

Fig. 4 Effect of impeller to vessel size ratio d/B on the relations of power number N_p and Reynolds number Re in a twin shaft rectangular vessel $A/B = 2.0$

一辺の長さ) との比, すなわち翼槽長比 d/B の違いによらず, 動力数は, 攪拌レイノルズ数に対してはほぼ同一の変化を呈するのに対して, 乱流域においては, 翼槽長比によって異なった変化を示すことがわかる。

図中には比較のため同じ翼を円筒槽内で回転させた場

合の動力数も示してある。図中 B.C. と記した実線は, 円筒槽に邪魔板を 4 枚 ($w/D = 1/10$) 設置した場合, また N.B.C. と記した実線は邪魔板を設置しない場合の結果を示している。円筒槽では, 乱流域においても, 翼槽長比による動力数の変化は, 本実験条件に相当する d/D

Fig. 5 Flow pattern in a square vessel with a disc turbine ($Re=2.5 \times 10^4$)

≤ 0.5 の範囲では、ほとんど認められない²⁾。しかし、角型攪拌槽の攪拌所要動力は乱流域において d/B の影響をうける。

Figs. 3, 4 は長辺と短辺との比 A/B が 2.0 の長方形槽に平羽根タービン翼を二台設置した場合の動力特性を例示したものである。縦軸は攪拌機一台当りの動力数である。Fig. 3 は二台の攪拌機を同じ方向に回転させた場合（以下順回転攪拌と呼ぶ）、Fig. 4 は互いに逆の方向に回転させた場合（以下逆回転攪拌と呼ぶ）の結果を示している。

乱流域においては、翼回転方向の違いによって、動力特性に明らかな相異が認められる。順回転攪拌においては、翼槽長比 d/B によって、動力数に傾向的な差異が認められないのに対して、逆回転攪拌においては、 $d/B=0.23 \sim 0.33$ を境にして、翼長が相対的に大きくなるに従い動力数は低下する傾向を示す。

この長方形槽の中央の位置に仕切板を挿入すると、幾何学的には正方形槽に攪拌機を一台設置した場合に相当するが、その状態における動力特性は Fig. 2 に示したとおりである。Fig. 2 を Fig. 4 と対比すると明らかに、二軸逆回転攪拌における攪拌機一台当りの動力数は、一軸正方形攪拌槽の場合と極めて類似した変化を示し、逆回転攪拌においては、少なくとも動力特性で見る限り、攪拌機相互の干渉はさほど大きくないことがわかる。これに対して、二軸順回転攪拌の場合には、とくに翼槽長比が大きい条件下において、一軸正方形攪拌槽とは顕著な差異を示し、相互干渉の度合いが大きいことを示唆している。また、二軸順回転攪拌の場合には、流れが不安定であることを反映して、動力数の変動幅が大きくなっている*。

一軸正方形攪拌槽内における流動パターンは、平羽根タービン翼の場合、翼槽長比 $d/B=0.23 \sim 0.33$ を境に大きく異なってくることは既に報告した^{1,2)}。すなわち、 $d/B \geq 0.33$ の条件下では、Fig. 5(a) に示すように、一

* 二軸順回転攪拌の場合には、軸間中央近傍において流れが互いに向き合う形となるため、それぞれの翼を中心とした二つの流れのバランスがくずれやすく、しばしば流れの対称性が大きく乱れ、これに応じて動力数にも変化が表れる。変動幅は、Fig. 3 に例示したように、平均値の 10~20% 程度である。二次循環流を主体とした流れとなる条件のもとでは変動幅は小さい。

(a) Opposite direction

(b) Same direction

Fig. 6 Flow pattern in a rectangular vessel $A/B=2.0$ with twin disc turbines ($d/B=0.33$, $Re=2.5 \times 10^4$)

次循環流を主体とした流れとなり、翼の上下には、いわゆる固体的回転流が形成される。一方 $d/B \leq 0.23$ の条件下では、Fig. 5(b) に示すように、上下方向の二次循環流が相対的に強くなり、一次回転流は充分に発達できず、固体的回転流も形成されない。

前述の動力特性は、このような流れの特徴と密接な対応を示している。一軸正方形攪拌槽の $d/B \leq 0.23$ における動力数は、Fig. 2 に示したように、流れが類似している邪魔板付円筒攪拌槽の動力数とほぼ一致しているのに対して、 d/B がこれより大きくなると、一次回転流の発達に伴い動力数も低下してくる。

二軸攪拌槽の場合には、それぞれの翼が引き起こす流れが大なり小なり相互に干渉し合うことになるが、相互干渉の度合いは翼槽長比だけではなく、翼の回転方向によっても異なってくるので、槽内の流れはさらに多様になる。

$d/B \geq 0.33$ の条件下では、それぞれの翼が引き起こす流れは一次回転流を主体としたものであるが、二軸逆回転攪拌の場合には、Fig. 6(a) に示すように、軸間において相互の流れは並流の形となるため、相互干渉は弱く、あたかも軸間中央の位置に固体壁が存在するかのようになり、一軸正方形攪拌槽内の流れと極めて類似したものとなる。これに対して、二軸順回転攪拌の場合には、Fig. 6(b) に示すように、軸間において回転の方向が相互に向き合う形となるため、相互干渉が強く、それぞれの翼を中心とした一次回転流は充分に発達せず、むしろ上下方向の循環流が強い流れを形成することが認められた。

翼槽長比が比較的小さい $d/B \leq 0.23$ の条件下においては、順回転攪拌、逆回転攪拌いずれの場合にも、一軸

Fig. 7 Effect of side length ratio of vessel A/B on power number N_p of a disc turbine ($d/B=0.5$)

Fig. 8 Effect of side length ratio of vessel A/B on power number N_p of a disc turbine ($d/B=0.23$)

正方形攪拌槽の場合と同様に、それぞれの翼を中心とした上下方向の二次循環流を主体とした流れとなる。このため、軸間における流れの相互干渉はさほど強くない。動力数にも翼回転方向の影響は認められず、一軸正方形攪拌槽の値にほぼ一致した結果となっている。

以上は $A/B=2.0$ の槽形状に関する結果であるが、槽内における流れおよび動力特性は、槽および翼の形状によっても異なってくる。

2.2 槽および翼形状の影響

角型攪拌槽の攪拌所要動力は乱流域において特徴的な変化を示すことがわかったので、攪拌レイノルズ数が $Re=2.5 \times 10^4$ において、槽および翼形状の影響を検討した。

平羽根タービン翼については、先にも述べたように、翼槽長比 $d/B=0.23 \sim 0.33$ を境に槽内の流動パターンに顕著な差異が認められるため、翼槽長比 $d/B=0.5$ と

Fig. 9 Flow pattern in a rectangular vessel $A/B=1.4$ with twin disc turbines (same direction, $d/B=0.5$, $Re=2.5 \times 10^4$)

0.23 の場合をそれぞれの代表例として動力数と A/B との関係を図 7, 8 に示した。二軸攪拌槽の軸間中央の位置に仕切り板を挿入すると相互干渉のない独立した一軸攪拌槽となるが、その場合の測定結果を対応する A/B の位置に □, △ 印で点綴した。上部横軸 $(A/B)^*$ は対応する一軸攪拌槽の辺長比を表す。

翼槽長比が比較的に大きい場合には、Fig. 7 に示すように、翼回転方向の違いにより動力数に顕著な差が認められる。

順回転攪拌においては、軸間中央における流れの相互干渉が強いため、動力数は一軸攪拌槽の場合に比べ、総じて高い値を示す。 A/B を小さくして行くと、それに伴って軸間距離が短くなるため、相互干渉はしだいに強くなり、動力数も徐々に増大する傾向を示す。しかし、 $A/B=1.7$ 前後において動力数は極大となり、 $A/B=1.5$ 前後においては動力数の急激な低下が認められる。 A/B が 1.5 以下における槽内の流れは先に述べた $A/B=2.0$ の場合とは大きく異なっている。軸間中央における流れは順回転攪拌の場合には相互に向き合う形となるが、軸間距離が小さくなると、Fig. 9 に示すように、軸間中央への液の流れ込みが抑制され、槽壁に沿って槽内を一巡する形の流動パターン、すなわちそれぞれの翼が形成する流れが一つに合体し、二つの翼を内に包含する楕円状の回転流となる。このため上下方向の循環流が弱くなり、動力数が減少するものと考えられる。

逆回転攪拌においては、一軸攪拌槽内の流れに類似した流れが形成され、動力数も順回転攪拌に比べ、一軸攪拌槽の場合に近い値となっている。しかし、 A/B が 2.0 以上になると動力数が徐々に増大し、翼回転方向による差異が小さくなっていくことがわかる。槽内の流れは、 A/B の増大に伴い、槽四隅からの反転流の方向が変化し、それぞれの翼を中心とした一次回転流がしだいに抑制され、上下方向の循環流を主体とした流れに移行して行く。この流れの変化が動力数に反映したのと考えられる。これに類似した現象は一軸攪拌槽においても確認されている¹⁾。ただし、流動パターンならびに動力数の変化は長辺と短辺との比がさらに大きい条件下 ($(A/B)^*$

Fig. 10 Effect of side length ratio of vessel A/B on power number N_p of a pitched blade turbine ($d/B=0.5$)

$=1.6 \sim 1.7$) において急激な形で起こり、動力数は d/B によらず 5.2 前後となる。

翼槽長比が小さくなると、Fig. 8 に示すように、動力数は総体的に高くなるが、 A/B がごく小さい条件を除けば、槽形状および翼回転方向による動力数の違いは $d/B=0.5$ の場合に較べて小さい。ただし、一軸撹拌槽の動力数は、翼槽長比が大きい場合に較べて、 A/B による変化が顕著である。先にも述べたように、槽形状が正方形に近い条件下、すなわち $(A/B)^*$ が $1.0 \sim 1.1$ の範囲では、二次循環流を主体とした流動パターンを形成するが、 $(A/B)^*$ が $1.1 \sim 1.4$ の範囲では、一次回転流が強まり、さらに、 $(A/B)^*$ が大きくなると再び二次循環流を主体とした流れに移行する。動力数は一次回転流が強まると低下し、二次循環流が主体となる条件下では増大する傾向を示す。

二軸順回転撹拌では、槽形状によらず一次回転流の形成が抑制されるため動力数は高い値を示す。二軸逆回転では、 $A/B=2.2 \sim 2.8$ (一軸撹拌槽では一次回転流が強まる範囲 $(A/B)^*=1.1 \sim 1.4$ に対応する。) において、それぞれの翼を中心とした一次回転流が強まり、動力数が低下する。しかし、Fig. 7 に関連して述べた槽四隅からの反転流の影響で一次回転流が充分には発達できず、動力数の低下はわずかである。

以上の結果から、平羽根タービン翼を設置した場合には、槽内の流れは、翼槽長比、槽形状、翼回転方向によって、一次回転流を主体とした流動パターンから二次循環流を主体とした流動パターンまで多様な変化を示すため、撹拌所要動力もそれに応じて、 $N_p=3$ 前後から 6 前後まで大きく変化し、幾何学的条件の影響を強く受けることがわかる。

一方、傾斜タービン翼のような軸流型の翼を設置した

Fig. 11 Effect of side length ratio of vessel A/B on power number N_p of a pitched blade turbine ($d/B=0.23$)

場合には、上下方向の循環流を主体とした流れが形成され、一次回転流の形成は抑制される。この場合の動力特性は、Figs. 10, 11 に示すように、平羽根タービン翼の場合とは異なり、翼槽長比、槽形状、翼回転方向にほとんど依存せず、動力数はほぼ一定値を示すことがわかる。

2.3 液深の影響

Figs. 12~15 は $A/B=2.0$ の槽形状における動力数と液深との関係を例示したものである。翼の槽底からの取付け高さはいずれの場合も液深の $1/3$ である。

平羽根タービン翼の場合には、翼槽長比 d/B によって液深の影響は異なってくる。翼槽長比が比較的大きい $d/B=0.5$ においては、一軸、二軸撹拌いずれの場合にも、液深が浅くなるにしたがい動力数は単調に減少する。二軸逆回転撹拌の動力数は液深によらず、一軸撹拌槽の動力数にはほぼ一致しているのに対して、二軸順回転撹拌の動力数はそれらに較べて高い値を示している。二軸順回転撹拌の二軸逆回転撹拌に対する動力数の比は、液深が浅くなるほど大きくなっており、二軸順回転撹拌時の相互干渉は液深が浅くなるほど強くなることがわかる。

翼槽長比が比較的小さい $d/B=0.23$ においては、液深によって槽内の流動パターンが変化し、動力数もそれに応じた変化を示す。 H/B が 1.0 前後では、槽内は二次循環流を主体とした流れを形成し、動力数はいずれの場合も 5 前後の値を示すが、液深が浅くなると、一軸撹拌槽では $H/B=0.85$ 、二軸逆回転撹拌では $H/B=0.75$ を境に一次回転流を主体とした流れに移行する。さらに液深を浅くすると、流れは再び、 $H/B=0.5$ 前後において、二次循環流を主体とした流れに変化する。 $H/B=0.35$ 以下では、二軸順回転撹拌の場合も含めて、一次

Fig. 12 Effect of liquid depth H/B on power number N_p of a disc turbine ($d/B=0.5$)

Fig. 14 Effect of liquid depth H/B on power number N_p of a pitched blade turbine ($d/B=0.5$)

Fig. 13 Effect of liquid depth H/B on power number N_p of a disc turbine ($d/B=0.23$)

Fig. 15 Effect of liquid depth H/B on power number N_p of a pitched blade turbine ($d/B=0.23$)

回転流を主体とした流れに移行し、動力数は急激に減少する。二軸順回転攪拌の場合には、 $H/B < 0.35$ の範囲を除けば、いずれの液深においても二次循環流を主体とした流れを形成し、動力数もほぼ一定している。一軸攪拌槽および二軸逆回転攪拌の場合には、一次回転流を主体とした流れを形成する液深において動力数に低下が認められる。

傾斜タービン翼の場合には、Figs. 14, 15 に示すように、 $d/B=0.23$, $H/B=0.5 \sim 0.8$ において、二軸逆回転攪拌および一軸攪拌槽と二軸順回転攪拌との間に多少の差が認められるほかは、翼回転方向の影響も少なく、 $H/B > 0.4$ 以上の範囲においては、液深による動力数の変化も小さいことがわかる。上下方向の循環流を主体とした槽内の流れが比較的安定していることを示すものと考えられる。

結 言

角型二軸攪拌槽の攪拌所要動力に及ぼす攪拌レイノルズ数、槽および翼形状、翼槽長比、液深、翼の相対的な回転方向などの影響を、槽内の流れとも対応させながら、実験的に検討し、つぎの結果を得た。

1) 角型攪拌槽の攪拌所要動力はそれぞれの翼を中心とした一次回転流の発達度合と密接な対応を示す。

2) 平羽根タービン翼を設置した場合には、槽内の流れは、翼槽長比、槽形状、液深、翼回転方向によって、一次回転流を主体とした流動パターンから二次循環流を主体とした流動パターンまで多様な変化を示すため、動力数も3前後から6前後まで大きく変化し、幾何学的条件の影響を強く受ける。

3) 傾斜タービン翼を設置した場合には、幾何学的条件によらず、上下方向の循環流を主体とした流れが形成されるため、二軸間の相互干渉もほとんどなく、動力数はほぼ一定値を示す。

Nomenclature

A	= side length of vessel	[m]
B	= side length of vessel	[m]
b	= blade wide of impeller	[m]
D	= diameter of cylindrical vessel	[m]
d	= diameter of impeller	[m]
H	= depth of liquid	[m]
h	= clearance between impeller and vessel bottom	[m]

l	= blade length of impeller	[m]
N_p	= power number of an impeller	[—]
Re	= Reynolds number	[—]
w	= wide of baffles	[m]

Literature cited

- 1) Sato, K. and I. Inoue: *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, 2, 160 (1976)
- 2) idem: *Chem. Eng. Commun.*, 7, 45 (1980)

Power Consumption of Twin Impellers in Rectangular Stirred Vessels

Kazumi Sato, Norifumi Maeda* and Zenya Yoshino

Dept. of Ind. Chem., Science Univ. of Tokyo, Tokyo 162

Key Words: Agitation, Rectangular Stirred Vessel, Twin Impellers, Power Consumption, Flow Pattern

The effects of Reynolds number, configuration of impeller and vessel, ratio of impeller to vessel size, liquid depth and rotational direction of each impeller on power consumption of twin impellers in rectangular stirred vessels were examined experimentally.

Power consumption in the turbulent region was closely related to the degree of tangential flow to circulation flow formed by each impeller.

The flow pattern in a rectangular vessel with twin disc turbines varied with geometrical conditions from a pattern mainly composed of tangential flow to a pattern mainly composed of circulation flow. The power number in this system changed in the range of 3 to 6 corresponding to the change of flow pattern.

In the system of twin pitched-blade turbines, circulation flow was predominant. Therefore, interactions between impellers were weak and the power number remained nearly constant.

* Hitachi Techno Engineering Ltd., Tokyo