

攪拌所要動力に及ぼす翼板厚さの影響

加藤禎人^{1*}・古川陽輝¹・藤井啓太¹・南雲亮¹・多田豊¹・高承台²・李泳世³

¹名古屋工業大学 工学部 生命・物質工学科, 466-8555 名古屋市昭和区御器所町

²韓国東洋大学校 生命化学工学科, 750-711 韓国慶北榮州市豊基邑校村洞1

³韓国慶北大学校 NANO素材工学部化学工学専攻, 742-711 韓国慶北尚州市佳庄洞386

キーワード: 混合, 攪拌, 所要動力, 動力数, 板厚

パドル翼と傾斜パドル翼の翼板の厚さが攪拌所要動力にどのような影響を及ぼすのかを実験的に検討した。傾斜パドル翼に対しては、垂直平面への投影図の実効高さを翼幅として通常の相関式に代入することにより、動力相関が可能だった。パドル翼に対しては、翼板の厚さが大きくなると、層流では動力数が増加し、乱流では動力数が減少する傾向となった。

緒 言

攪拌槽を設計する際に最も重要なことは攪拌所要動力を把握することである。均相系だけでなく気液系や固液系攪拌、ニュートン流体だけでなく擬塑性流体やビンガム流体など、あらゆる攪拌系に対して攪拌所要動力が把握できていないと、モーターの選定根拠が不明となるだけでなく、その流体が与えられた設計仕様で混合可能かどうかの判断根拠も不明となるからである(Kato *et al.*, 2009b, 2010)。

攪拌所要動力の推算は、多くのメーカー、ユーザーでは実績に基づく経験的手法によってなされることがほとんどであった。実績のない攪拌翼に対しては邪魔板無し攪拌槽における2枚羽根パドルに関する永田の式(Nagata *et al.*, 1956)が用いられたり、Rushtonの動力線図(Rushton *et al.*, 1950)から似た形状の攪拌翼の動力を適用したりする方法が主流であった。最近、亀井・平岡らによって開発された動力相関式(Kamei *et al.*, 1995, 1996, Hiraoka *et al.*, 1997)が、あらゆる攪拌翼に対して広いレイノルズ数範囲で適用可能であることが筆者らの検討により明らかになってきた。この相関式は、元々、パドル翼および傾斜パドル翼に対して開発されたものであるが、低粘度流体に対して幅広く用いられるプロペラ翼や三枚後退翼(Kato *et al.*, 2009a)、比較的高粘度流体に用いられるアンカー翼(Kato *et al.*, 2011)、幅広い粘度領域および異相系に対しても使用されるマックスブレンド、フルゾーン、スーパーミックスMR205などの大型翼(Kato *et al.*, 2012)、さらには微粒子の分散や乳化に用いられるディスパー翼(Kato *et al.*, 2014)といった特殊な

形状の攪拌翼にまで応用が可能であることがわかってきた。さらに、ドラフトチューブ(Furukawa *et al.*, 2013a)、伝熱コイル(Furukawa *et al.*, 2013c)、角槽(Furukawa *et al.*, 2013b)、偏芯など(Furukawa *et al.*, 2013d, 2013e, 2013f)の特殊な攪拌槽形状に関してもそれらの特異な幾何形状を邪魔板換算することにより亀井・平岡らの式で動力推算が可能になることを明らかにした。

一方、これらの相関式は実験室規模の装置のデータを基にして構築されたため、大規模な実機に現れてくる要因が攪拌所要動力に対してどのような影響を与えるのかは定量的に明らかになっていない。すなわち、相関式に必要な攪拌翼の幾何形状の変数には、翼径、翼幅および羽根枚数といった二次元的なパラメータしか考慮されておらず、翼板の厚みや強度を上げるための補強板などの三次元的な要因が、どの程度所要動力に影響があるかはほとんどわかっていない。Chapple *et al.*(2002)は翼の厚みを種々変化させた実験を行っている。傾斜パドルに関しては、それほど大きく変化させたわけではないため、翼の厚みは動力に影響しないが、ラシュトタービン翼は翼の厚みが増加すると動力数は減少するという結果が示されている。そこで本報では攪拌翼の強度に対してもっとも影響の大きな翼板の厚さがどの程度動力に影響を及ぼすかを実験的に検討したのでここに報告する。このことがわかれば、攪拌翼を設計する際、選定したモーターで攪拌翼の強度を調整するためにどの程度まで翼板を厚くするあるいは薄くすることができるか、ひいては、材料のコスト計算がどうなるかまで反映可能になると考えられる。

1. 実験装置および方法

本実験に用いた攪拌翼の概要を **Figure 1** に示す。攪拌槽は内径 185mm のアクリル樹脂製平底円筒槽である。邪魔板に関しては、邪魔板無しおよび槽径の 1/10 幅を持つ邪魔板を 4 枚設置した標準邪魔板条件とした。液はイオン交換水および種々の粘度に調製した水飴水溶液を用い、液深は槽径と等しくした。攪拌翼は **Table 1** に示すパドル翼および傾斜パドル翼とした。翼板の厚み δ は、基本となる攪拌翼の両側にアクリル板を何枚も貼り付けるようにして種々の厚みに調整した。 δ/b は 0.10~1.0 まで非現実的な範囲にまで変化させた。この範囲にまで厚みを増加させた理由は無通気時のスカバおよびコンケーブタービンが通常のタービンと比較して動力が下がることを裏付けることも考慮したためである。攪拌所要動力の測定法はこれまで筆者らが数々の文献で使用してきたトルクメーター ST-3000 を用い、全く同様な方法としたので詳細は省略する。

Table 1 Geometry of several kinds of impellers

Impeller	d [m]	b [m]	n_p [-]	θ [-]	δ [m]
(1)paddle	0.100	0.020	2	$\pi/2$	0.002
(2)paddle	0.100	0.020	4	$\pi/2$	0.003
(3)pitched paddle	0.101	0.020	2	$\pi/4$	0.002
(4)pitched paddle	0.101	0.020	4	$\pi/4$	0.002

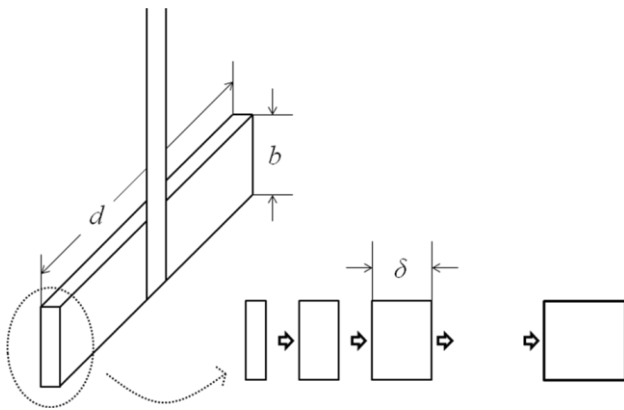


Fig.1 Schematic diagram of impeller thickness

2. 実験結果と考察

2.1 パドル翼

Figure 2 に **Table 1** 中の(1)(2)枚羽根パドル翼の邪魔板無し条件

と標準邪魔板条件の動力線図を、**Figure 3** に **Table 1** 中の(2)(4)枚羽

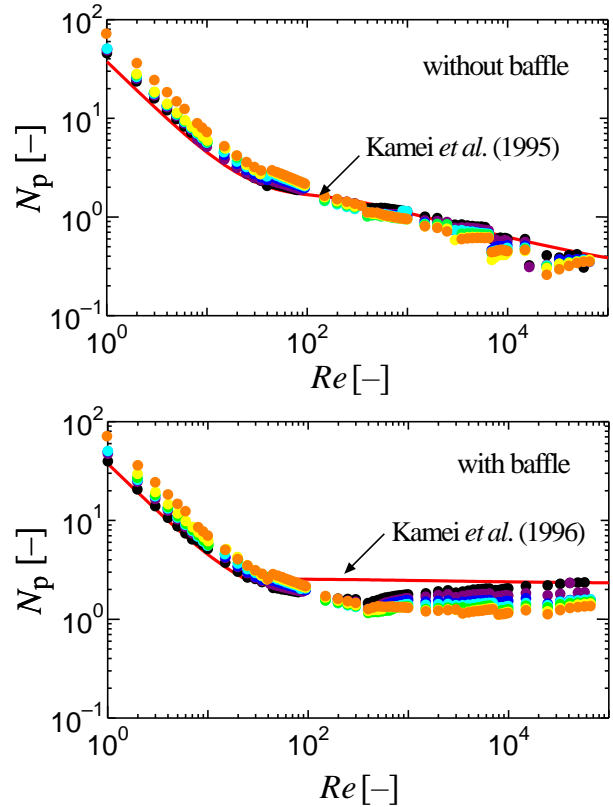


Fig.2 Correlation of power number for two blade paddle impeller

●: $\delta=2.0$, ●: $\delta=5.0$, ●: $\delta=8.0$, ●: $\delta=11.1$,
●: $\delta=14.2$, ●: $\delta=17.3$, ●: $\delta=20.3$ mm

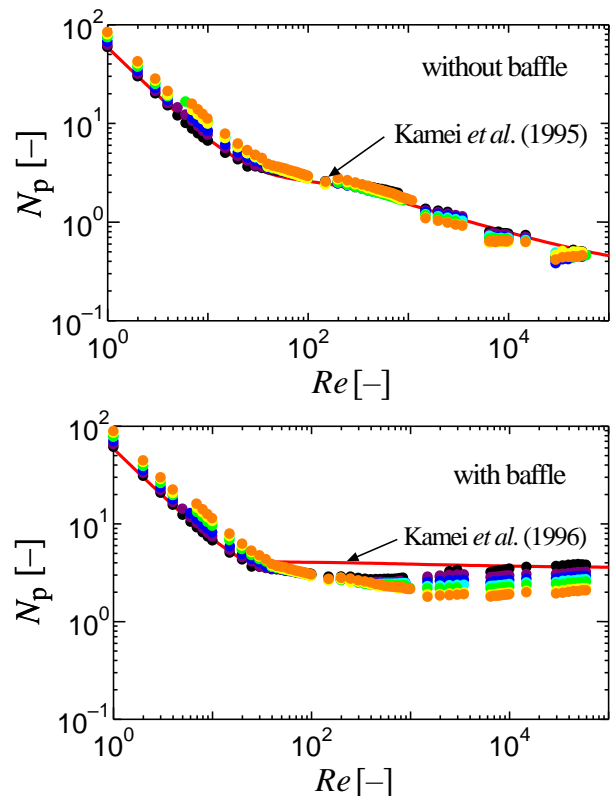


Fig.3 Correlation of power number for four blade paddle impeller

●: $\delta=3.0$, ●: $\delta=6.0$, ●: $\delta=9.0$, ●: $\delta=12.1$,
●: $\delta=15.2$, ●: $\delta=18.3$, ●: $\delta=21.3$ mm

根パドル翼の邪魔板無し条件と標準邪魔板条件の動力線図をそれぞれ示した。いずれの場合も、層流域では翼板厚さが大きくなるほど動力数は増加し、乱流域では翼板厚さが大きくなるほど動力数は減少した。

この理由については以下のように考えた。層流域においては単純に翼と液の接触面積が増えるため摩擦損失が増加し、所要動力が増加するとし、乱流域においては翼板厚さが増加することによって翼背面の渦が減少し、乱流エネルギーへの変換分が減少することによって所要動力が減少すると考えられる。Figure 4にはTable 2に示す相関式中の羽根幅 b に厚さ δ を加えたものを見かけの羽根幅 ($b'=b+\delta$) として代入した結果を示す。Re 数 10 以下の層流域に関してはこの考え方で実測値を相関することができた。

乱流域に関しては、断面が $43\text{mm} \times 43\text{mm}$ 、長さ 580mm の矩形流路内に翼幅 20mm 、長さ 35mm の障害物を流路内の片側側壁中央に接着し、ナイロン粒子をトレーサーとし、攪拌レイノルズ数とほぼ同等のレイノルズ数でそれを横切る水流の可視化実験により、板の裏側に発生する渦の形状を観察することにより考察した。Figure 5 にその結果を示すが、図上段の(a)が板厚が 2mm の板をよぎる流れ、図下段の(b)が板厚が 20mm の板をよぎる流れである。翼板が厚くなると渦の発生が抑制される方向に働くことがわかる。このときのレイノルズ数は約 7400 である。翼板厚さの影響が層流と乱流では逆方向に働くためこれを相関式中に反映することは困難であった。

Table 2 Correlation of Kamei *et al.* for paddle impeller (Kamei *et al.*, 1995,1996)

Unbaffled condition

$$N_{P0} = \{[1.2\pi^A \beta^B] / [8d^8 / (D^2 H)]\} f$$

$$f = C_L / Re_G + C_i \{[(C_w / Re_G) + Re_G]^{-1} + (f_w / C_i)^{1/m}\}^m$$

$$Re_d = nd^2 \rho / \mu, \quad Re_G = \{[\pi \eta \ln(D/d)] / (4d / \beta D)\} Re_d$$

$$C_L = 0.215 \eta_p (d/H) [1 - (d/D)^2] + 1.83 (b/H) (\eta_p / 2)^{1/3}$$

$$C_i = [(1.96X^{1.19})^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$

$$m = [(0.71X^{0.373})^{-7.8} + (0.333)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$

$$C_w = 23.8 (d/D)^{-3.24} (b/D)^{-1.18} X^{0.74}$$

$$f_w = 0.0151 (d/D) C_i^{0.308}$$

$$X = \eta_p^{0.7} b / H$$

$$\beta = 2 \ln(D/d) / [(D/d) - (d/D)]$$

$$\eta = [\eta \ln(D/d) / (\beta D d)^5]^{1/3}$$

$$\eta = 0.711 \{0.157 + [\eta_p \ln(D/d)]^{0.611}\} / \{n_p^{0.52} [1 - (d/D)^2]\}$$

Baffled condition

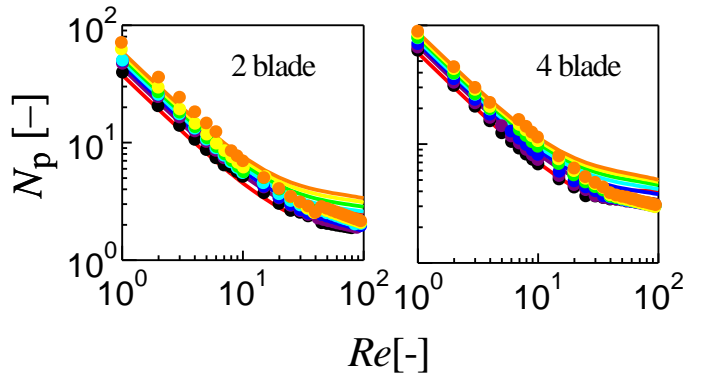


Fig.4 Correlation of power number for paddle impeller at laminar region, solid line: correlated by equations in Table 2

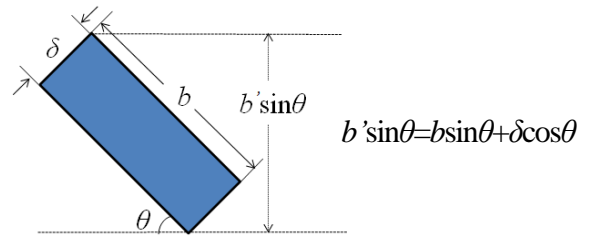


Fig.6 Effective blade height of pitched paddle impeller

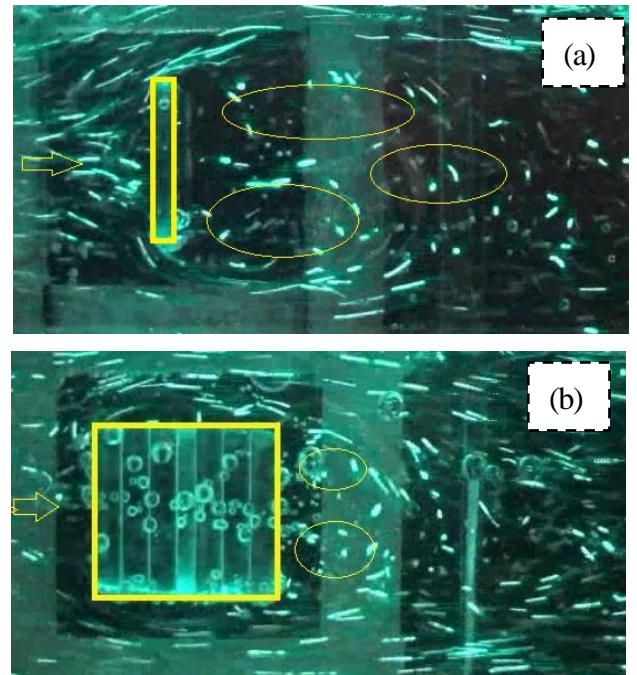


Fig.5 Visualization of back blade vortex blade thickness : (a)2mm, (b)20mm

$$N_p = [(1+x^{-3})^{-1/3}] N_{Pmax}$$

$$x = 4.5 (B_w D) m_B^{-0.8} N_{Pmax}^{0.2} + N_{P0} / N_{Pmax}$$

Fully baffled condition

$$= 10 (\eta_p^{0.7} b / d)^{1.3} \quad \eta_p^{0.7} b / d \leq 0.54$$

$$N_{Pmax} \quad \{ \quad = 8.3 (\eta_p^{0.7} b / d) \quad 0.54 < \eta_p^{0.7} b / d \leq 1.6$$

$$\quad \quad \quad = 10 (\eta_p^{0.7} b / d)^{0.6} \quad 1.6 < \eta_p^{0.7} b / d$$

Table 3 Correlation of Hiraoka *et al.* for pitched paddle impeller

(Hiraoka *et al.*, 1997)

Unbaffled condition

$$N_{P0} = \{ [1.2\pi^4 \beta^2] / [8d^8 / (D^2 H)] \} f$$

$$f = C_L / Re_G + C_t \{ [(C_w / Re_G) + Re_G]^{-1} + (f_{\infty} / C) \}^{1/m}$$

$$Re_a = nd^2 \rho / \mu, Re_G = \{ [\pi \eta \ln(D/d)] / (4d / \beta D) \} Re_a$$

$$C_L = 0.215 \eta_p (d/H) [1 - (d/D)^2] + 1.83 (b \sin \theta H) (\eta_p / 2 \sin \theta)^{1/3}$$

$$C_t = \{ (1.96 X^{1.19})^{-7.8} + (0.25)^{-7.8} \}^{-1/7.8}$$

$$m = \{ (0.71 X^{0.373})^{-7.8} + (0.333)^{-7.8} \}^{-1/7.8}$$

$$C_{f_{\infty}} = 23.8 (d/D)^{-3.24} (b \sin \theta D)^{-1.18} X^{0.74}$$

$$f_{\infty} = 0.0151 (d/D) C_t^{0.308}$$

$$X = \eta_p^{0.7} b \sin^6 \theta H$$

$$\beta = 2 \ln(D/d) / [(D/d) - (d/D)]$$

$$\eta = \{ \eta \ln(D/d) / (\beta D/d)^5 \}^{1/3}$$

$$\eta = 0.711 \{ 0.157 + [\eta_p \ln(D/d)]^{0.611} \} / \{ \eta_p^{0.52} [1 - (d/D)^2] \}$$

Baffled condition

$$N_P = [(1 + x^3)^{-1/3}] N_{Pmax}$$

$$x = 4.5 (B_w/D) m_B^{0.8} / \{ (2\theta \pi)^{0.72} N_{Pmax}^{0.2} \} + N_{P0} / N_{Pmax}$$

Fully baffled condition

$$N_{Pmax} = 8.3 (2\theta \pi)^{0.9} (\eta_p^{0.7} b \sin^6 \theta d)$$

2.2 傾斜パドル翼

傾斜パドルに関しては非常に簡単に相関できた。Figure 6 に翼板厚さを考慮した見かけの翼幅の考え方を示したが、 $b \sin \theta + \delta \cos \theta$ を Table 3 に示す相関式中の投影羽根幅 $b \sin \theta$ と置き換えることにより、翼板厚さを考慮した動力相関が可能になった。Figure 7 に Table 1 中の(3)2 枚羽根傾斜パドル翼の邪魔板無しと標準邪魔板条件の動力線図を、Figure 8 に Table 1 中の(4)4 枚羽根傾斜パドル翼の邪魔板無しと標準邪魔板条件の動力線図をそれぞれ示した。実線が Table 3 の式で相関した値である。いずれの場合も上述の考え方で非常にうまく相関が可能であった。また、パドル翼と同様に翼背面渦を可視化したモデル実験を実施したが、傾斜パドルの場合は、特に渦の発生が抑制されるということにはなかった。

結 論

攪拌翼の板厚は攪拌所要動力に若干の影響を与えることが明らかになった。ただし、極端に板の厚さを増加させた場合は、動力数の補正が必要になるが、常識的な範囲内では数%の違いなので設計段階の安全係数を考慮する際に吸収される大きさである。

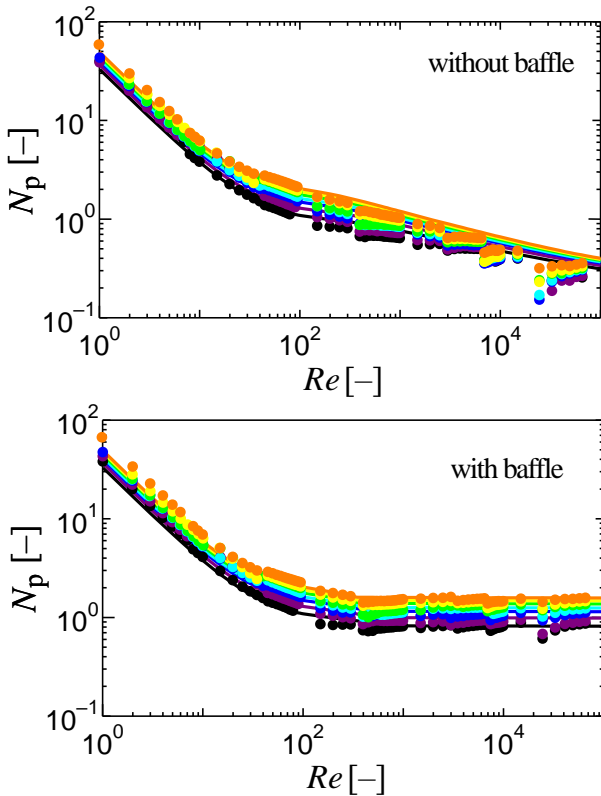


Fig.7 Correlation of power number for two pitched blade paddle impeller, solid line: correlated by equations in Table 3
 ●: $\delta=2.0$, ●: $\delta=5.0$, ●: $\delta=8.0$, ●: $\delta=11.1$,
 ●: $\delta=14.2$, ●: $\delta=17.3$, ●: $\delta=20.3$ mm

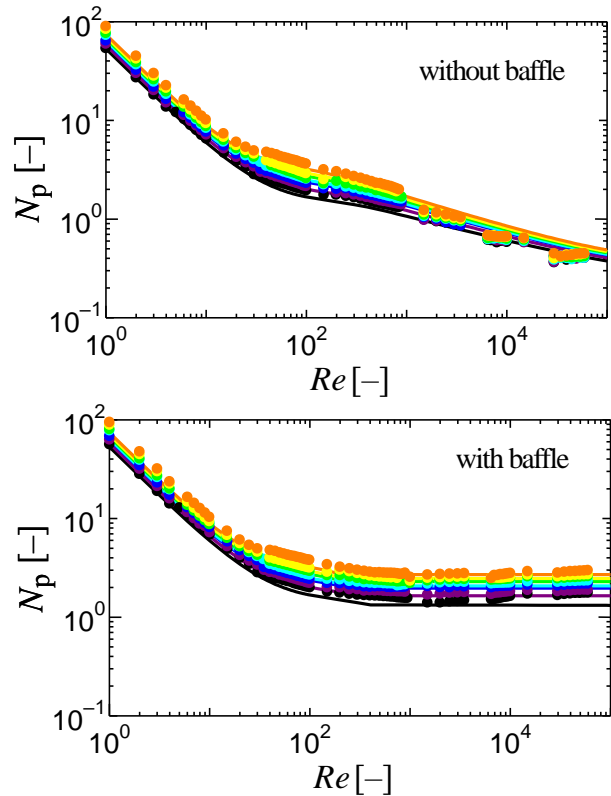


Fig.8 Correlation of power number for four pitched blade paddle impeller, solid line: correlated by equations in Table 3
 ●: $\delta=2.0$, ●: $\delta=5.0$, ●: $\delta=8.0$, ●: $\delta=11.1$,
 ●: $\delta=14.2$, ●: $\delta=17.3$, ●: $\delta=20.3$ mm

傾斜パドル翼においては、パドル翼と比較して処理が単純で、板の厚みが垂直パドル翼に投影したときの翼面積が増加するためにそれを考慮することにより動力相関が可能であった。パドル翼に関しては、層流域では、板厚が大きくなると翼と液が接触する面積が大きくなるため、動力数は大きくなるが、乱流域においては翼の裏側に発生する逆流渦の形成が弱くなるため、動力数は減少する傾向となった。

Nomenclature

b	= height of impeller blade	[m]
B_w	= baffle width	[m]
C	= clearance between bottom and impeller	[m]
D	= vessel diameter	[m]
D	= impeller diameter	[m]
H	= liquid depth	[m]
n	= impeller rotational speed	[s ⁻¹]
N_p	= power number ($=P/\rho n^3 d^5$)	[-]
N_{p0}	= power number at non-baffled condition	[-]
N_{pmax}	= power number at fully baffled condition	[-]
n_B	= number of baffle plate	[-]
n_p	= number of impeller blade	[-]
P	= power consumption	[W]
Re_d	= impeller Reynolds number ($nd^2\rho/\mu$)	[-]
T	= shaft torque	[N · m]
δ	= impeller thickness	[m]
μ	= liquid viscosity	[Pa · s]
ρ	= liquid density	[kg · m ⁻³]
θ	= angle of impeller blade	[rad]

Literature Cited

Chapple, D., S. M. Kresta, A. Wall and A. Afacan ; "The Effect of Impeller and Tank Geometry on Power Number for a Pitched Blade Turbine," *Trans IChemE, part A*, **80**, 364–372(2002)

Furukawa H., Y. Kato, Y. Tada, S.T. Koh and Y.S. Lee ; "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**,94–97(2013b)

Furukawa H., Y. Kato, S. Ito and Y. Tada ; "Correlation of Power Consumption of Mixing Vessel with Helical Coil," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **39**,171–174(2013c)

Furukawa H., Y. Kato, Y. Fukatsu and Y. Tada ; "Correlation of Power Consumption for Eccentric Rectangular Mixing Vessel," *Kagaku*

Kogaku Ronbunshu, **39**,175–177(2013d)

Furukawa H., Y. Kato, Y. Fukatsu and Y. Tada ; "Correlation of Power Consumption for Eccentric Rectangular Mixing Vessel with Propeller Impeller," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **39**,290–293(2013e)

Furukawa H., Y. Kato, Y. Fukatsu, Y. Tada, S.T. Koh and Y.S. Lee ; "Correlation of Power Consumption for Eccentric Rectangular Mixing Vessel," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **39**,479–484 (2013f)

Hiraoka, S., N. Kamei, Y. Kato, Y. Tada, H.G. Chun and T. Yamaguchi; "Power Correlation for Pitched Blade Paddle Impeller in Agitated Vessels with and without Baffles," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **23**,969–975 (1997)

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, Y. Takeda, N. Atsumi and Y. Nagatsui; "Prediction of Mixing Pattern from Power Number Diagram in Baffled and Unbaffled Mixing Vessels," *J. Chem. Eng. Japan*, **43**, 46–51 (2010)

Kato, Y., N. Kamei, Y. Tada, N. Kato, T. Kato, T. Ibuki, H. Furukawa and Y. Nagatsu; "Power Consumption of Anchor Impeller over Wide Range of Reynolds Number," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **37**, 19–21 (2011)

Kato, Y., R. Nagumo, H. Furukawa, S. Ito, Y. Tada, S.T. Koh and Y.S. Lee; "Correlation of Power Consumption for Dispersing Impeller," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **40**, 1–4 (2014)

Kato, Y., A. Obata, T. Kato, H. Furukawa and Y. Tada; "Power Consumption of Two-Blade Wide Paddle Impellers," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **38**, 139–143 (2012)

Kato, Y., Y. Tada, T. Takeda and Y. Hirai and Y. Nagatsu; "Correlation of Power Consumption for Propeller and Pfaudler Type Impeller," *J. Chem. Eng. Japan*, **42**, 6–9(2009a)

Kato, Y., S. Hiraoka, N. Kamei and Y. Tada; "Importance of Power Consumption in Design and Operation of Mixing Vessels," *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **35**, 211–215 (2009b)

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)

Nagata, S., T. Yokoyama and H. Maeda; "Studies on the Power Requirement of Paddle Agitators in Cylindrical Vessels," *Kagaku Kogaku*, **20**, 582-592 (1956)

Rushton, J.H., E.W. Costich and H.J. Everett; "Power Characteristics of Mixing Impellers part 1," *Chem. Eng. Prog.*, **46**, 395–404(1950)

Effect of Thickness of Mixing Impeller Blade on Power Consumption

Yoshihito KATO¹⁺⁺, Haruki FURUKAWA¹, Keita FUJII¹, Ryo NAGUMO¹, Yutaka TADA¹,
Song-Tae KOH² and Young-Sei LEE³

¹ Department of Life and Materials Engineering, Nagoya Institute of Technology, Gokiso-cho, Showa-ku, Nagoya-shi, Aichi 466-8555, Japan

² Department of Bio-Chemical Engineering, Dongyang University, 1 Kyochon, Punggi, Yeongju, Kyungbuk, 750-711, Korea

³ School of NANO&Material Engineering, Kyungpook National University, 386 Gajangdong, Sangju, Kyungpook, 742-711, Korea

E-mail address of corresponding author: kato.yoshihito@nitech.ac.jp

Keyword: Mixing, Agitation, Power Consumption, Power Number, Thickness of Blade

The effect of blade thickness of paddle and pitched-paddle impellers on power correlation was examined experimentally. The power number of the pitched-paddle impeller could be correlated with the effective blade height of the vertical projection. The power number of the paddle impeller increased with increasing blade thickness in laminar flow and decreased with increasing blade thickness in turbulent flow.