1. 結 言

代表的型式の攪拌羽根、すなわち、櫛型、タービン型およびプロペラ型羽根による液のフローパターンは総括的にはそれぞれ、円周方向の流れ (peripheral flow)、槽半径方向の流れ (radial flow) および攪拌軸方向の流れ (axial flow) に分類されるであろう。しかして櫛型羽根のフローパターンについてはすでに報告した^{1), 2)}。

タービン型およびプロペラ型攪拌羽根による液の攪拌をそれらの羽根のポンプ作用と見做し、単位時間に羽根によって排出される液量を与えられた条件のもとで求めること、換言すれば、液はその場合、単位時間に何回、攪拌槽中を循環するかという概念³⁾を導入することは、その概念と攪拌効果との具体的な関連についての議論は暫らく措くとしても、攪拌操作の定量的な理解および装置の設計上の目安となると考えられる。

渦巻ポンプ (タービンポンプ)、軸流ポンプに関する数多くの計算式などを用いても攪拌羽根の排液量を算出することは一般には困難であり、排液量を知るにはまずフローパターンを知る必要があると考えられるので、実際に使用される寸法割合の2~3の代表的なタービン型、プロペラ型攪拌羽根のフローパターンを測定し、ポンプ作用について考察した結果を報告する。

2. 一般的考察

(1) フローパターンと攪拌動力との関連について

液の流動はその粘性の影響が小なる乱流状態で、攪拌羽根は幅 W 、長さ $L (= 2r_0)$ 、しかしてそれぞれの翼は回転面に対して傾斜角 θ_0 を有する2枚羽根 (櫛型の羽根にピッチ角をつけた羽根—変型プロペラ型と仮称) を便宜上まず考え、そのフローパターンと攪拌動力との関連を考察する。

羽根を通過する液の流速 v (v_{t1} , v_r , v_z) は攪拌槽を含めた系の幾何学的条件および操作条件によって定まるが、こ

では簡単のために羽根の任意の微小切片 ($W \cdot dr$) の周りの流れを Fig. 1 (a), (b) のとき2次元流とする³⁾。

ここにおいて羽根を通過する前後の液流速 (絶対速度) をそれぞれ v_1 (v_{t1} , v_z), v_2 (v_{t2} , v_z)、(垂直方向分速度は前後の速度の平均値をとり v_z とする) また相対速度を w_1 , w_2 、羽根の切線方向速度を v_t^{**} であらわす。

相対速度 w_1 , w_2 の平均 w と羽根の回転面とのなす角を θ_1 とし、したがって迎角 ($\theta_1 - \theta_0$) に対してかくのごとき場合にも揚力 F_L が作用すると仮定すれば、羽根の微小部分 Wdr に働くトルクのうち抵抗力にもとづく dT_D は

$$dT_D = C \frac{\rho}{2g_0} (w \cos \theta_1)^2 \cdot \sin \theta_0 \cdot W \cdot r \cdot dr \quad (1)$$

揚力にもとづく dT_L として

$$dT_L = C_L \cdot \frac{\rho}{2g_0} w^2 \cdot \sin \theta_1 \cdot W \cdot r \cdot dr \quad (2)$$

ここに、 C , C_L はそれぞれかくのごとく定義された抵抗係数および揚力係数である。

この羽根に対する全回転力 T を

$$T = \int_{r=0}^{r=r_0} dT_D + \int_{r=0}^{r=r_0} dT_L \quad (3)$$

であらわす。

いま、 C^* , C_L^* をそれぞれ積分領域 $r=0 \sim r=r_0$ にわ

(a) Flow expected in the case of pump

(b) Flow expected in the case of hydraulic wheel

Fig. 1 Flow around pitched blade

* 昭和31年1月21日受理

** 東京大学農学部農芸化学科

たる C , C_L の平均値とし, さらに

$$w \cos \theta_1 = v_t^{**} - \bar{v}_t = r(\omega - \omega') \quad (4)$$

を仮定する ($\bar{v}_t$ は v_{t1} , v_{t2} の平均値を示す) と

$$\begin{aligned} \frac{W}{r_0} &= \alpha \text{ において (3) 式より} \\ T &= \frac{\rho \cdot \alpha \cdot r_0}{2 g_c} \left[C^* \cdot (\omega - \omega')^2 \sin \theta_0 \int_{r=0}^{r=r_0} r^3 dr + C_L^* \cdot \frac{\sin \theta_1}{\cos^2 \theta_1} \int_{r=0}^{r=r_0} w^2 \cos^2 \theta_1 r dr \right] \\ &= \frac{\rho \cdot \alpha \cdot r_0}{2 g_c} \left[C^* \cdot (\omega - \omega')^2 \cdot \sin \theta_0 \cdot \int_{r=0}^{r=r_0} r^3 dr + C_L^* \cdot \frac{\sin \theta_1}{\cos^2 \theta_1} (\omega - \omega')^2 \int_{r=0}^{r=r_0} r^3 dr \right] \\ &= \frac{C^* \cdot \rho \cdot \alpha \cdot r_0^5}{8 g_c} (\omega - \omega')^2 \left(\sin \theta_0 + \frac{C_L^*}{C^*} \cdot \frac{\sin \theta_1}{\cos^2 \theta_1} \right) \\ &= \frac{C^*}{k} \cdot \frac{\rho \cdot \alpha \cdot (\omega - \omega')^2}{8 g_c} \cdot r_0^5 \\ &= \frac{C^*}{k} \cdot \frac{\rho \cdot \alpha \cdot (\omega - \omega')^2}{(256) g_c} L^5 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\text{ただし } \frac{1}{k} = \left(\sin \theta_0 + \frac{C_L^*}{C^*} \cdot \frac{\sin \theta_1}{\cos^2 \theta_1} \right) \quad (6)$$

$$\text{次に } C^* \cdot \omega (\omega - \omega')^2 = \omega^3 \cdot C^{**} \quad (7)$$

とおけば, この羽根の攪拌所要動力 P は

$$\begin{aligned} P = T \cdot \omega &= \frac{C^* \cdot \omega (\omega - \omega')^2}{(k)(256) g_c} \cdot \rho \cdot \alpha \cdot L^5 \\ &= \frac{(0.966) C^{**} \cdot \alpha \cdot \rho \cdot n^3 \cdot L^5}{(k) \cdot g_c} \\ \frac{P g_c}{n^3 L^5 \rho} &= N_P = (0.966) \cdot \alpha \cdot \left(\frac{1}{k} \right) \cdot C^{**} \end{aligned} \quad (8)$$

(6) 式において $\theta_0 = \pi/2$ すなわち櫓型におけるごとく揚力が羽根に作用しないと考えられる場合には

$$k=1 \quad (9)$$

で既報の解析結果¹⁾と一致する。

揚力が無視できない場合には, k は (6) 式に示すごとく羽根の形状特に θ_0 および操作条件の函数でこれを理論的計算のみによって求めることは困難であると考えられる。

一般に n_B 枚の翼を有する任意の形状の攪拌羽根に対しては (5) 式が 2 枚翼を基準にしていることを考慮し, (8) 式に対応して

$$N_P = (0.966) \cdot \alpha \cdot \left(\frac{1}{k} \right) \cdot \left(\frac{n_B}{2} \right) \cdot C^{**} \quad (10)$$

この場合, α は一般には翼についての平均値と考える。

(2) 攪拌羽根のポンプ作用

攪拌羽根をポンプの羽根車の 1 種と考え, このポンプへの単位時間に流れ込む液の流量を Q , ポンプの出口, 入口の半径を r_2 , r_1 , 液の切線速度を v_{t2} , v_{t1} とすれば, 運動量の法則によりこのポンプの所要動力 P は

$$\begin{aligned} P &= T \cdot \omega \\ &= \frac{\rho Q}{g_c} (v_{t2} \cdot r_2 - v_{t1} \cdot r_1) \cdot \omega \\ &= \frac{\rho Q}{g_c} v_{t2} \cdot r_2 \cdot \omega \left(1 - \frac{v_{t1} \cdot r_1}{v_{t2} \cdot r_2} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

攪拌羽根がタービンポンプと仮想しやすい場合においても一般に r_1 を定めることは困難であるが, v_{t2} に対して v_{t1} が十分に小と考えられる場合には r_2 として羽根の半径 r_0 をとって

$$\begin{aligned} P &= \frac{\rho Q}{g_c} \cdot v_{t2} \cdot r_2 \cdot \omega \\ &= \frac{\rho Q}{g_c} \cdot v_{t2} \cdot v_t^* \end{aligned} \quad (12)$$

軸流ポンプと考えられる場合も前述のごとく

$$v_{t2} \gg v_{t1}$$

の仮定がゆるめられるとすれば (12) と同様の式が成立する。

3. 実験装置および実験方法

実験に使用した攪拌槽は内径 $D_T = 28$ cm, 高さ約 34 cm のガラス製で前報^{1), 2)}と同一である。また攪拌羽根は Fig. 2 に示すごとく標準寸法割合の 6 枚平羽根タービン (a), 船用 3 枚羽根プロペラ (b), および櫓型羽根に

Fig. 2 Three types of impeller, used

Table 1 Principal dimensions of impellers used in this series of experiment

CLASSIFICATION	No.	n_B	L (cm)	W (cm)	L/D_T	θ_0 (°)	OTHER RATIO
Flat blade turbine	1	6	10	2	0.357	90	$W/L = 0.200$ $L_i/W = 1.5 (r_0' = W)$
" "	2	6	7	1.4	0.250	90	"
Marine propeller	1	3	7.5	1.5*	0.268	45*	"
Modified propeller	1	2	12	1.6	0.429	45	"
(Pitched paddle)	2	2	12	3.2	0.429	45	"
	3	2	18.6	3.2	0.664	60	"

* Represents mean values along the radius.

ピッチ角 θ_0 をつけた (変型) プロペラ型羽根 (c) を用いた。これらの羽根の寸法を Table 1 に総括する。

攪拌液には水を用い凡そ槽径と同じ深さに液を満たし羽根を槽底より約 3 cm の位置に設置して中心攪拌を行いそのフローパターンと攪拌所要動力とを測定した。

フローパターンの測定法および攪拌動力の測定法は既報^{1),2)}のごとくである。

なお、実験に使用した邪魔板は幅 3 cm, 長さ 34 cm, 4 枚で、これも既報の条件と同一である。

実験には水を用いたから、攪拌羽根の近傍においては少なくとも、液は乱流の流動状態に在ると考えられる。

4. 実験結果および実験結果の検討

(1) 実験結果

フローパターンを測定してえた多くの実験結果の代表例を Fig. 3~Fig. 5 に示す。これらはいずれも横軸に

測定位置と槽中心との距離 r , 縦軸には破線で示した測定位置の深さに対応して速度成分 (v_r , v_θ , v_z) をとる。

(a) 平羽根タービン フローパターンの例として平羽根タービン No. 1 (Table 1 参照) に関する実験結果 ($N=100$ rpm) を Fig. 3 に示す。

邪魔板を用いることにより切線方向分速度 v_θ は顕著に減少することは層型の場合と同様であるが、この寸法割合の羽根によれば、邪魔板を用いない場合においても壁附近に上昇流がみられ、また羽根の外周附近において、顕著な半径方向分速度 v_r が、邪魔板を用いた場合にあらわれている。

ほかの寸法の平羽根タービン No. 2 (Table 1) によるフローパターンの傾向もこれと大体同様である。

したがって、平羽根タービンのフローパターンは特に羽根近傍に関して、半径方向の流れ (radial flow) に注目される。

(b) 船用プロペラ

$N=250$ r. p. m. の場合の実験結果例を Fig. 4 に示す。このフローパターンは邪魔板を用いない場合の例であるが、 v_θ に関しては比較的明瞭に固体的回転流域がこの型式の羽根についてもみられる。而して垂直方向の速度成分 v_z は攪拌軸附近でかなり顕著である。

攪拌軸附近にみられる吸込流れに対応する上昇流が期待されるが、測定範囲特に壁附近でもこの場合明瞭にはあらわれないのは、実験に用いたプロペラの直径が槽直径の約 27% (Table 1) で槽容量に対して排水量 (吸引量) が比較的小なるためと考えられる。

要するに船用プロペラのフローパターンは軸流 (axial flow) の特色を有するといえよう。

(c) 変型プロペラ 変型プロペラのフローパターンの例は変型プロペラ No. 2 (Table 1) につき Fig. 5 のごとくである。この場合においても大体において軸流が明らかであるが、邪魔板を用いたために流れはかなり乱れており槽壁附近では羽根の回転方向とは逆向きの流れが、この例では見出される。

Fig. 3
An illustration of flow pattern data
(flat blade turbine, unbauffed and
fully baffled)

Fig. 5
An illustration of flow pattern data
(pitched paddle, fully baffled)

Fig. 4
An illustration of flow pattern data
(marine propeller, unbaffled)

(2) 実験結果の検討

(a) 平羽根タービンの場合

揚力は 0, すなわち (5) 式において $k=1$ と考え, また翼を固定する円板の両面に働く摩擦モーメントは翼の抵抗力のモーメントに対して省略しようとし³⁾, この場合にも (4) 式の仮定が成立するとすれば, (5) 式の積分域を $r=r_0' \sim r=r_0$ (Fig. 2 参照) として 2 枚翼を基準とするトルク T は (5) 式より

$$T = \frac{C^* \cdot \rho \cdot \alpha \cdot (\omega - \omega')^2}{2g_c} \cdot r_0 \int_{r=r_0'}^{r=r_0} r^3 dr$$

$$= \frac{C^* \cdot \rho \cdot \alpha \cdot (\omega - \omega')^2}{8g_c} \cdot r_0^5 \left[1 - \left(\frac{r_0'}{r_0} \right)^4 \right] \quad (13)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r_0'}{r_0} \right)^4 \right] = \alpha' \quad \text{とおき} \quad (13')$$

この平羽根タービンの動力数 N_P は (10) 式より

$$N_P = (0.966) \cdot \alpha \cdot \alpha' \cdot \left(\frac{n_B}{2} \right) \cdot C^{**} \quad (14)$$

このタービンにおいては Fig. 2, Table 1 を参照して

$$\alpha = \frac{W}{r_0} = 0.400$$

$$\alpha' = \left[1 - \left(\frac{r_0'}{r_0} \right)^4 \right] = [1 - (0.4)^4] = 0.974 \quad (15)$$

$$n_B = 6$$

これらの数値を (14) 式に代入して

$$N_P = (0.966) (0.400) (0.974) \left(\frac{6}{2} \right) \cdot C^{**}$$

$$= 1.13 C^{**} \quad (16)$$

所要動力の測定値 (N_P) と (16) 式を用いて C^{**} , C^{**} と (7) 式より C^* を求め C^* と

$$R_e^* = (r_0)^2 \cdot \omega \cdot (1 - \omega'/\omega) (\rho/\mu) \quad (17)$$

Fig. 6 Correlation between C^* and Re^*

Table 2 Calculation sheet of C^* and Re^* relating to flat blade turbine No. 1

From power data					From flow pattern data			
ω	N	R_e	N_P	C^{**}	r_F	ω/ω'	C^*	Re^*
5.23	50	8,320	2.72	2.40	4.1	0.672	22.4	4,280
7.35	70	11,700	2.51	2.22	(take)	"	20.8	6,030
10.5	100	16,700	2.12	1.87	"	"	17.5	8,600
12.6	120	20,000	2.08	1.83	"	"	17.1	10,300
(unbaffled)								
From power data					From flow pattern data			
ω	N	R_e	N_P	C^{**}	r_F	ω/ω'	C^*	Re^*
10.5	100	16,700	4.65	4.10	10 (take)	0.420	12.2	15,200
12.6	120	20,000	4.65	4.10	"	0.414	11.9	18,500
15.8	150	25,000	4.71	4.16	"	0.380	10.8	24,500
(fully baffled)								
(Flat blade turbine No. 1)								

との関係を求めることは権型の場合と同様である。

Fig. 3 の邪魔板のない場合についてこれを例示すればフローパターン (v_t) の実験値より, 固体的回転部の半径を r_F , この角速度を ω_0 として

$$r_F \cdot \omega_0 = v_t$$

Fig. 3 の場合, $r_F = 4.1$ (cm) に対し $v_t = 43$ (cm/sec) を推定すると

$$\omega_0 = 43/4.1 = 10.5 = \omega$$

次にこの ω_0 より羽根面上の液の角速度 ω' を推定するにはこの場合にも (既報¹⁾のごとく) ヘルムホルツの渦保存則が適用できるとすれば

$$\frac{\omega'}{\omega_0} = \left(\frac{r_F}{r_0} \right)^2$$

$$= \left(\frac{4.1}{5.0} \right)^2 = 0.672 = \omega'/\omega$$

かくして, N_P の測定値に対応しフローパターンのデータを用いて C^* と Re^* とを求めた経過は Table 2 のごとくである。

ほかの寸法の平羽根タービンについてもこれと同様な整理を行い, その結果を Fig. 6 に点綴する。

Fig. 6 によれば $k=1$ としかつ 2 ~ 3 の仮定にもとづいて計算した平羽根タービンの C^* と Re^* との関係は, 破線で示した既報の権型羽根につきえられた曲線²⁾と大体においてよく一致する。

(b) 船用プロペラおよび変型プロペラの場合 船用プロペラにつ

Table 3 Calculation sheet of C^* and R_e^* , concerning marine propeller

N	ω	P_0	N_p	C^{**}	ω'/ω	C^*	R_e^*	C^* (From Fig. 6)	k
150	15.8	100	0.264	0.455 k	0.162	0.646 k	18,600	11	17
200	20.6	200	0.224	0.387 k	0.183	0.576 k	24,200	10	17
250	26.2	400	0.229	0.395 k	0.203	0.620 k	29,400	9.4	16

Note: In this calculation of C^{**} , using Eq. (14), following values were used:

$$\begin{aligned}\alpha &= W/r_0 = 1.5/3.75 = 0.4 \\ \alpha' &= 1 \\ n_B &= 3\end{aligned}$$

きそのフローパターンと攪拌動力との相関を試みた結果を Table 3 に示す。

この場合 k の値は不明であるが、 k は羽根の幾何学的条件および操作条件によって決定されと考え、しかも見掛けの抵抗係数と考えた $k \cdot C^*$ が Fig. 6 に示される相関曲線にこの場合も一致すると仮定して k を推定した。 $(k$ 中に含まれる C_L/C^* の項が R_e^* によって変化しない狭い範囲を考える)

かくのごとくして変型プロペラについても同様な計算をおこなった結果を便宜上 Fig. 6 にまとめた。

これによれば船用プロペラは変形プロペラに比較してその k がかなり大であるが、これは揚力が前者においては後者よりも顕著に作用する結果と、大略、解釈できよう。また変形プロペラにおいてはピッチ角 θ_0 が $\pi/2$ に近づくほど、すなわち、その型式が橢圓型に近づくほど、 k は 1 に近づく傾向である。

なお、ここで求めた k は種々の仮定のもとで算出した値であって、この実験例に関してそれらの揚力の作用程度を知る目安となるにすぎないと考えられる。

5. タービン型攪拌羽根の所要動力値より、その排液速度の推定について

Rushton らはタービン型羽根のフローパターンを測定しその排液速度について発表している⁵⁾。

この実験は 4 枚羽根の標準型平羽根タービンの排液速度を光学的な測定によって求めておりその結果は Fig. 7 のごとくである。

Fig. 7 において A, B はそれぞれ羽根外周上およびそれより槽壁へ羽根半径の約 30% 寄った位置における流量 Q' と羽根の回転数 N との関係を示している。また同図中の破線は別の方法で求めたといわれる実験結果⁶⁾ であるがその方法およびデータの詳細は不明である。

Fig. 7 により実験範囲内で大体

$$Q' \propto N$$

と結論されている。

Fig. 7 Experimental data "discharge rate Q' versus rotational speed of impeller N " reported by Rushton et al.

しかしてここにいる Q' は次のごとき定義によるものである。

$$Q' = (\pi L)(W)(\bar{v}_r) \quad (18)$$

$\bar{v}_r$ は例えば Fig. 7 中の A 線については、半径方向速度成分の羽根の回転円周上および、大体、羽根の翼幅 W にわたる平均値である。

ここに定義された排液速度 Q' と (11) 式で定義される排液速度 Q とは一般に異なると考えられる。蓋し、かくのごとき攪拌羽根における排液口の断面積は少なくともポンプとしての排液速度を論ずる限りにおいて、これを

$$(\pi L)(W)$$

であらわすことは一般には不適当と考えられるからである。

(12) 式の前提に設けた仮定が許される場合には、ポンプの排液速度 Q は攪拌動力 P と羽根の外周上における液の切線方向分速度 v_{t2} (あるいは ω'/ω) とを用いて計算される。

まずこのタービンの攪拌動力の測定値 (Fig. 8) (攪拌動力の測定値が原文⁵⁾ に記載されていないので、原著の実験に使用した 4 枚平羽根タービンと同一寸法

Fig. 8 Experimental data of power consumption of flat blade turbine ($n_B = 4$)

Table 4 Calculation sheet of discharge rate Q through different procedures

Calculation of discharge rate, using power data (Fig. 8) and its correlation curve (Fig. 6)							Calculation of discharge rate, using flow pattern data of Rushton and power data (Fig. 8)					
N	ω	P_0^*	N_P	C^{**}	ω'/ω	Q	v_r	$\tan \theta$	v_t	v_t^*	ω'/ω	Q
50	5.22	165	2.82	4.05	0.55	25.8						
100	10.5	1,350	2.88	"	0.48	60.0	12.8	1.33	17	52.5	0.324	89
150	15.6	4,800	3.02	"	0.39	119	15.3	"	20.4	63.0	"	143
200	20.6	11,200	2.98	"	0.33	188	19.2	"	25.5	78.8	"	192

Note: C^{**} was determined, using Eq. (14), and in this determination

$$a = W/r_0 = 2/5 = 0.400$$

$$a' = [1 - (r_0'/r_0)^4] [1 - (2.5/5)^4] = 0.938$$

$n_B = 4$, The average of N_P was used, too

の攪拌羽根を製作し、原著の実験条件とほとんど同一の条件であらたに測定した)より、 $k=1$ としてこの場合も Fig. 6 の C^* 対 R_e^* の曲線を用うことができると考え、羽根面上における ω' を (7) 式と Fig. 6 とより試算法で推定し、(12) 式より Q を求める。

次に、前述の報告⁵⁾には羽根外周上における液の流出角

$$\theta = \tan^{-1} \frac{v_t}{v_r}$$

の平均値 ($\theta = 53^\circ$) が記載されているから、この値と Fig. 7 より $Q' \propto N$ として逆算される $(\bar{v}_r)^* A$ とを用いて $\bar{v}_t$ を計算し、Fig. 8 と (12) 式より Q を求め、原著の Q' を Q に計算しなおす。

これらの計算経過は Table 4 および Fig. 9 のごとくであるが、ここに求めた Q は前述の Q' とはかなり異なることが明らかである。

Fig. 9 における両曲線の比較、要するに Rushton らが光学的測定により実験的に求めた ω' と、これとは異なる方法により多くの実験条件下のフローパターンを測定し攪拌動力との一般的相関を試みた Fig. 6 を用い、動力の測定値より

推定した ω' とは、Rushton らの報告にある実験範囲内では大体よく一致するといえよう。

しかし Ru-
shon らのデータにもとづく計算では Fig. 7 に
おいて $Q' \propto N$

Fig. 9 Comparison of discharge rate Q calculated in Table 4

* $(v_r)_A$: Fig. 7 における直線 A に関する (v_r) で、翼の外周に沿う v_r の平均値である。

として一応 N に対する測定値の平均より $(\bar{v}_r)_A$ を逆算し、また θ も N に無関係に一定としたために、 $\omega'/\omega = \text{const.}$ となっているが (Fig. 9 において $Q \propto N$)、この計算値を $N=100 \sim 200$ の実験条件外へその両端を直線的に外挿することは、その基礎となる実測値が報告されていないから困難であると考えられる。

6. 結 言

(1) タービン型およびプロペラ型攪拌羽根のフローパターンと攪拌所要動力との関連について一般的考察をおこない、これらの羽根によるポンプ作用に言及した。

(2) タービン型およびプロペラ型などの羽根によるフローパターンを測定し、前述の考察にもとづいて、これと攪拌所要動力との相関を試みた。

(3) 平羽根タービンの攪拌動力測定値よりポンプとしての排液速度を推定し、攪拌羽根の排液速度に関する報告と比較、検討した。

(4) 以上の考察および実験はすべて乱流域についておこなった。

後記：本研究につき終始ご指導ご鞭撻を賜った大山義年教授に謝意を表します。

NOMENCLATURE

C : drag coefficient	[—]
C^* : mean of C	[—]
C^{**} : drag coefficient	[—]
C_L : lift coefficient	[—]
C_L^* : mean of C_L	[—]
D_T : tank diameter	[cm]
g_o : conversion factor	[gr-cm/Gr·sec ²]
k : factor relating to the effect of lift	[—]
L : impeller length	[cm]

n_B : number of blades	[—]	plane of rotation	[°]
N : revolutional speed of impeller r. p. m.	[1/min]	θ_1 : angle between the relative velocity of liquid and the plane of rotation	[°]
P : power consumption	[Gr-cm/sec]	ρ : liquid density	[gr/cm ³]
(P_0 refers to the unbaffled and P_0^* to the fully baffled)		μ : liquid viscosity	[gr/cm-sec]
Q : discharge rate	[liter/min]	$\emptyset$: vector angle $\tan^{-1} \frac{v_t}{v_r}$	[°]
Q' : discharge rate	[liter/min]	ω_0 : angular velocity of the cylindrical vortex	[radian/sec]
r : distance from the tank center	[cm]	ω : angular velocity of impeller	[radian/sec]
Re^* : Reynolds number	[—]	ω' : angular velocity of liquid on the surface of impeller	[radian/sec]
r_0 : half of the impeller length	[cm]	Note : Subscripts 1 and 2 correspond to the inlet and outlet of the (assimilated) pump ; -represents " mean "	
r_F : radius of the cylindrical vortex	[cm]		
T : torque	[Gr-cm]		
T_D : torque expected from drag	[Gr-cm]		
T_L : torque expected from lift	[Gr-cm]		
v : liquid velocity	[cm/sec]		
v_t : tangential velocity component	[cm/sec]		
v_r : radial component	[cm/sec]		
v_z : vertical component	[cm/sec]		
v_t^* : tip velocity of impeller	[cm/sec]		
v_t^{**} : tangential velocity of impeller	[cm/sec]		
w : relative velocity between liquid and impeller	[cm/sec]		
W : impeller width	[cm]		
θ_0 : angle of impeller blade, tilted to the			

LITERATURE CITED

- (1) Aiba, S. : *Chem. Eng., Japan* 280 (1956)
- (2) Aiba, S. : *ibid.* 288 (1956)
- (3) Fujimoto, B. : "Rhyutai-on-rikigaku to Rhyutai-kai" (Fluid dynamics and machines) 140, (1948) (Yokendo Pub. Co. Ltd.)
- (4) Nakajima, B. : "Saikin-no-kagakukogaku" 163, (1955) (Developments of Chemical Eng., Japan) (Maruzen Co. Ltd.)
- (5) Rushton, J. H. : *Chem. Eng. Progress*, 50, 603 (1954)
- (6) Rushton, J. H. : *Trans. Am. Inst. Chem. Engrs.*, 42, 441 (1946)

PUMPING ACTION OF THE IMPELLER IN A MIXING TANK

Shuichi Aiba*

Flow Patterns of the paddle, the turbine and the propeller are intuitively said to be peripheral, radial and axial, respectively. Among them, the flow patters of a paddle type impeller were reported previously.^{1),2)} The introduction of the concept, "discharge rate of liquid from the turbine and the propeller", into the field of agitation, assimilating these impellers with those of turbine and propeller pumps, is considered to be helpful to the better understanding and simplification of the complicated phenomena, even apart, for the time being, from the concrete determination of interrelation between the "discharge rate" and the effect of mixing.

Since the direct application of many theoretical and practical analyses of pumps is apparently difficult in general, flow patterns of the turbine and the propeller impellers, together with the determination of power consumption, were studied, in this paper, following the same procedure as was described before.¹⁾

Prior to the experiment, theoretical considerations were given to the relationship between the power consumed and its flow pattern concerning the pitched paddle, for convenience' sake. (See. Eqs. 1-10) Except for the introduction of lift, the way of reasoning is the same as was reported in the paper referred above.

Experiment

Flat blade turbines and a marine propeller together with its "modification" which were used in this series of experiments are described in Fig. 2, their specifications being tabulated in Table 1. Tank dimension and other experimental conditions (liquid : water) were the same as were described in the previous paper¹².

Experimental Result and Discussion

Exemplifications of experimental results are shown in Figs. 3~5, concerning the turbine, the marine propeller and the "pitched paddle," respectively. It is apparent from these figures that flow patterns of the turbine and the propeller are characterized as radial and axial, respectively, in the region adjacent to the impellers.

Analyses of these experimental results, whose procedures are exemplified in Tables 2 and 3 are plotted in Fig. 6. It is seen, in this figure, that the lift seems most powerful in the case of the marine propeller, with the tendency to decrease as the pitched angle θ_0 approaches $\pi/2$.

Last of all, the estimation of discharge rate from the turbine was discussed. The discharge rate Q' as quoted in Fig. 7, relating to the flat blade turbine ($n_B=4$) is the only data⁵³ ever published. However, the discharge rate Q which is defined in Eq. (11) may be different, in general, from Q' defined by Rushton et al. Therefore, by securing the data of power consumption of this flat blade turbine, (See Fig. 8), ω' was estimated by the trial and error method, using Fig. 6. And then, Q was calculated, using Eq. (12). Power was experimentally determined under the same experimental condition as was precisely described in the original paper⁵³.

On the other hand, using the vector angle at the blade periphery which is recorded in the paper⁵³, ω' was estimated and then, Q was computed, following the same procedure just mentioned above.

Comparison of Q , or ω' calculated through different procedures, in short, ω' in the latter case... estimated by using the flow pattern data determined by optical observation, and that in the former case... estimated through the power determination and the use of Fig. 6 shows a good agreement in the range of the experimental condition.

* Dept. of Agri. Chem., Univ. of Tokyo

メチレンブルーと流れの状態

物体の周りの流動状態を着色の程度でしらべる方法。この実験を紹介したのは S. končar-Djurđević 氏である。メチレンブルーの溶液で処理した硅藻土で、板上のディフューザーなどの模型を被覆する。この上にメチレンブルーを溶解する液体を流せば、流れの状態にしたが

って、模型表面の着色程度が変化する。ハイデルベルクの Walter Möhle 氏より最近、大山義年教授にこの種の実験に用いた原型が送られてきている。

幅 23mm,
長さ 140mm

のアルミニウム板上には左図 1, 2, 3 がのっている。1 は全長 25 mm, スロート部 4 mm のディフューザー型である。2 は何に用いるものか長さ 23 mm の対象の翼型, 3 は直径 20 mm の半円が板上に接着されている。全体はライトブルー、濃淡がきれいに模型のくまどりになっている。

C から両端に尾をひいてその形状は大体図示のようである。5~6 cm にのびた尾はようやく周囲の板の色にとけこんでしまう。共に a-b 面が著しく着色し、3 の円筒型では a-b の中間面、板上より 60° 近くの所が比較的色彩がうすまっている。なお、c から出る尾の形状も面白い。

視覚による理科教育の一端として、=ウムの粉を水面に流して模型周囲の速度の概念を与えようとする。これに上記の方法を併用すればと思う。また、どの部分が最も腐蝕しやすいかを知るためにも、物質移動を応用したこの方法が用いられるであろう。定性的ではあるが、バッフル後面のデッドスペースといわれている領域の範囲、バッフルの有効性の検定など攪拌研究の一助となるかもしれない。

(K. E)