

遠心 펌프의 特性에 關한 研究

—CASING內的 流動에 對해서—

高 長 權

Study on the Characteristics of the Centrifugal Pump

—On the Fluid of the Interior of the Casing—

Go, Jang Gwon

Summary

In this paper the author examined the relationship between the state of floating of internal fluid and volume of flow by oilmembrane method, pitot tube and crifice. At near front of vane with decrease volume of flow, out flow area was made narrow and it came up to limit point. A half diameter R_0 of representation out flow was decreased with increase volume of flow. A coefficient of sliding was increased with increase volume of flow and it was estimate nearly constant at consume area.

I. 序 論

Centrifugal Pump는 回轉車를 水中에서 高速度로 回轉시켜 그 遠心力에 依해서 壓力의 變化를 일으켜 물을 回轉車의 中心部에서 外周에 따라 流動시켜서 물에 Energy를 주는 장치이다. Casing 內的 流體에 回轉運動을 일으키므로 Pump內的 流動은 매우 복잡하다. Schivley(1970)는 理論的 解析으로서 渦室內의 흐름을 3個의 領域으로 나누고 흐름을 半徑方向으로 變化시켰으며 一次 흐름 Model을 使用하고 Stokes의 運動方程式과 角運動量理論으로 解析하였고 또한 Lubieniecki(1972)는 實驗的으로 羽根幅 및 羽根徑이 性能에 미치는 영향을 조사한 등 研究가 있으나 流動에 關한 系統的 研究資料가 尠되어 있다. 本 研究에서는 油膜法 및 Pitot tube에 의해서 内部流體 流動狀態를 규명했으며 同時에 V.S Motor와 orifice를 使用해서 回轉數의 變動에 따라 壓力變化 및 流量關係를 규명하였다.

記 號

r, θ, z : 圓筒座標系

R, Z : 無次元座標($r/r_2, z/r_2$)

u, v, w : 渦室內의 r, θ, z 方向速度成分 m/s

U, V, W : 無次元速度($u/\bar{U}_2, v/\bar{U}_2, w/\bar{U}_2$)

\bar{U} : 羽根車周速 m/s

τ : 剪斷應力 kgf/m^2

$\tau = \tau/\rho\bar{U}_2^2$

$\epsilon = \epsilon/\rho\bar{U}_2r_2$

ϵ : 粘性係數 $kgfs/m^2$

Q : 流量 m^3/s

$\phi = Q/\pi r_2^2 \bar{U}_2$

l : 渦室幅

$L = l/r_2$

b : 羽根幅

D : 羽根車直徑 $= 2r_2$

λ : 미끄럼係數

P : 靜壓 kgf/m^2

$\bar{P} = P/\rho\bar{U}_2^2$

d : 吸入管徑 mm

R_0 : 代表流出半徑

R_0 : 境界半徑

R : 半徑比

II. 理論式

定常의 軸對稱流에서 半徑 및 軸方向速度가 周方向速度에 比較 적은 경우는 二次의 微小項을 無視하면 r, θ, z 方向의 運動方程式은 (1)~(3)式이고 連續의 式은 (4)式으로 表示된다.

$$\text{即 } \frac{\partial P}{\partial r} = \rho \frac{v^2}{r} \dots\dots\dots(1)$$

$$\rho \left\{ \frac{u}{r} \frac{\partial(vr)}{\partial r} + w \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right) \right\} = \frac{\partial \tau}{\partial r} + \frac{2\tau}{r} \dots\dots(2)$$

여기서 剪斷應力 $\tau = \epsilon \left(\frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r} \right)$ 이다.

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0 \dots\dots\dots(3)$$

$$\frac{\partial(ur)}{\partial r} + r \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \dots\dots\dots(4)$$

式 (1) (3)에서 $\frac{dp}{dr} = \frac{\rho v^2}{r}$ 로서 v 는 r 의 關數이다.

上式을

$$r = r_2 R, \quad z = r_2 Z, \quad u = \bar{u}_2 U, \quad v = \bar{v}_2 V, \\ w = \bar{w}_2 W, \quad P = \rho \bar{u}_2^2 \bar{P} \quad \tau = \rho \bar{u}_2^2 \bar{\tau}, \quad \epsilon = \rho \bar{u}_2 r_2 \bar{\epsilon}$$

의 關係式에 의해서 無次元化 하면 式(5)~(7)이 얻어진다.

$$\frac{dP}{dR} = \frac{V^2}{R} \dots\dots\dots(5)$$

$$\frac{U}{R} \cdot \frac{d(VR)}{dR} = \frac{d\bar{\tau}}{dR} + \frac{2\bar{\tau}}{R},$$

$$\bar{\tau} = \bar{\epsilon} \left(\frac{dV}{dR} - \frac{V}{R} \right) \dots\dots\dots(6)$$

$$\frac{d(UR)}{dR} + R \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \dots\dots\dots(7)$$

III. 實驗裝置 및 方法

實驗에 使用한 Pump의 諸元은 羽根車 直徑 $D=258\text{mm}$, 羽根幅 $b=23\text{mm}$,

吸入管徑 $d=78\text{mm}$, 渦室幅 $l=48\text{mm}$ 이며

回轉數가 $1,500\text{rpm}$ 이다. 따라서 實驗裝置는 그림 1과 같다.

油膜法 및 Pitot tube에 의해서 Casing 內의 流體流動狀態를 규명하고 同時에 V.S Motor를 使用해서 回轉數의 變動에 따라 壓力變化 및 流量關係를 규명하였다.

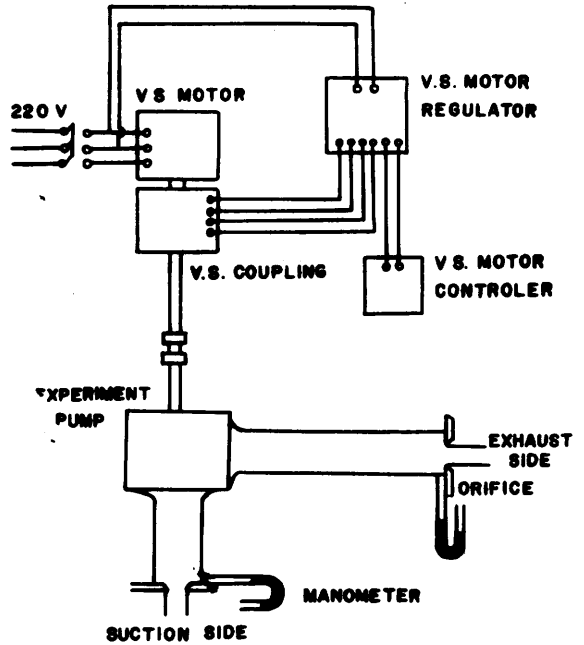


Fig 1. Experiment apparatus

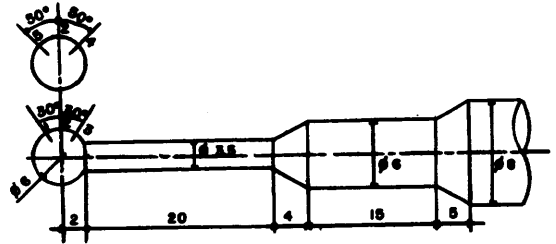


Fig 2. Type of pitot tube

IV. 結果 및 考察

油膜法에 依해 流跡을 表示하면 그림 3과 같으며 回轉數가 變함에 따라 壓力 및 流量이 變하고 羽根前面에서 半徑比 $R=0.22$ 附近에서 流跡이 集中되어 있음

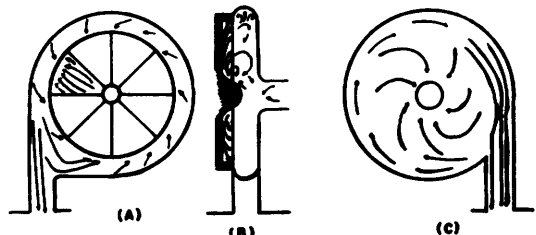


Fig 3. A state of flow to fluid

을 나타내었고 또한 羽根 後面에서는 流跡은 거의 直線狀態로 나타났으며 이와같은 事實은 大庭(1989)에 依해서도 보고가 있었다. casing 壁面上에는 심한 逆流의 狀態로 나타났다.

渦室內的 흐름 狀態를 表示하면 그림 4와 같고 流量이 적을 경우에는 半徑比 $R > 0.85$ 領域에서 逆流가 크게 나타났으며 周方向 速度의 半徑方向 分布를 3개의 軸方向 位置에 대해서 流量係數를 Parameter로 하여 圖示한 것인데 羽根車 直後에서는 流量이 크게 되면 半徑氣 $R=0.94 \sim 0.98$ 에서 極大值가 되고 (그림 4(a))

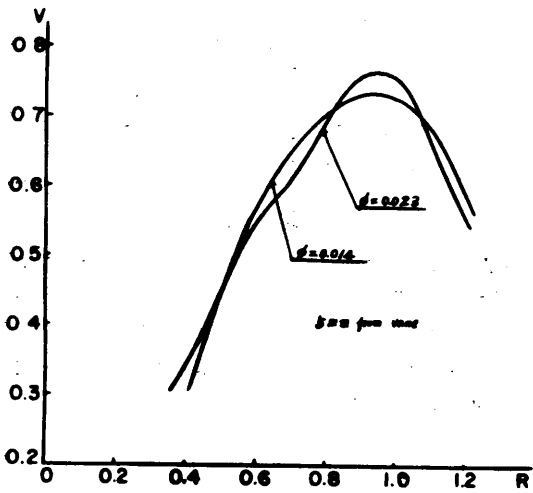
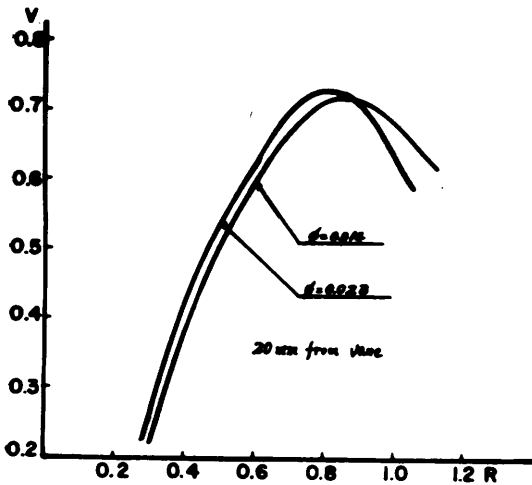
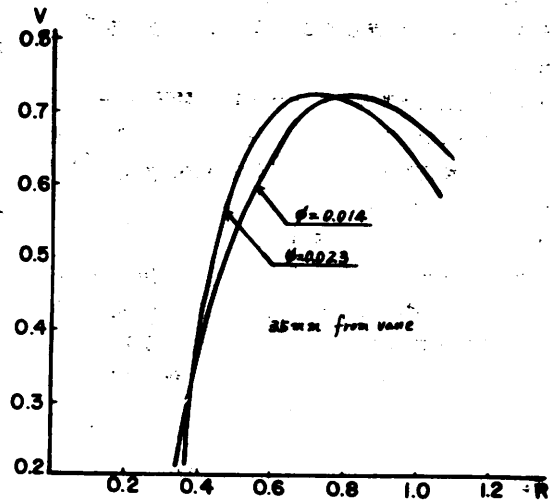


Fig 4. (a) Distribution to velocity of circumference direction at 5mm from vane



(b) Distribution to velocity of velocity of circumference direction at 20mm from vane



(c) Distribution to velocity of circumference direction at 35mm from vane

渦室 中央部에서는 流量이 크게 되면 $R=0.81 \sim 0.83$ ($\phi=0.023$), $R=0.84 \sim 0.88$ ($\phi=0.014$)에서 極大值가 되고 (그림 4(b)) casing 前部에서 流量이 크게 되면 $R=0.72$ ($\phi=0.023$), $R=0.82$ ($\phi=0.014$)에서 極大值가 된다(그림 4(c)).

그림 5는 流量에 의한 羽根車 直後의 軸方向 速度分

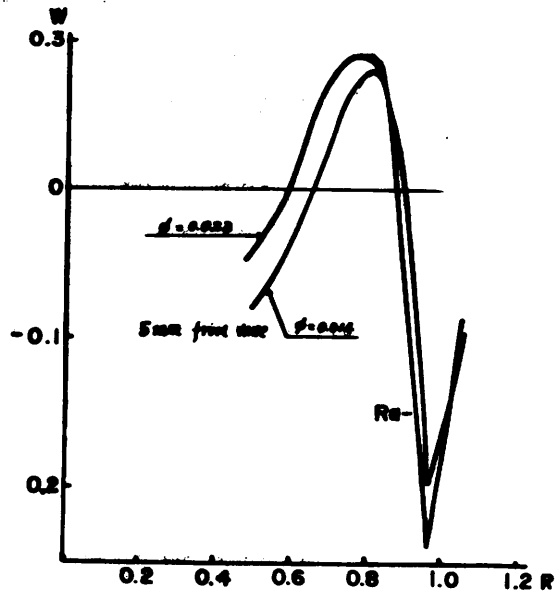


Fig 5. Distribution to velocity of axisdirection

布의 變化를 表示한 것으로서 流量的 減少와 함께 羽根先端 가까이에서 流出領域은 좁게 되어 限界點에 달하게 된다.

다음에 代表流出半徑 및 미끄럼係數 關係를 表示하면 그림 6과 그림 7과 같으며 羽根車 直後の 周方向速度 分布 및 軸方向速度 分布의 測定 結果로부터 羽根車에서 代表流出半徑 R_0 및 이의 半徑에서의 미끄럼係數 λ 는 다음과 같이 산출된다.

먼저 代表流出半徑 R_0 을 다음과 같이 定義한다. 卽式(8)과 같이 羽根車에서 流出하는 흐름의 境界半徑 R_0 에서 羽根先端半徑까지 積分하여 全角運動量을 計算하였다. 따라서 運動量의 半분이 되는 積分區間의 上限이 代表流出半徑 R_0 가 된다.

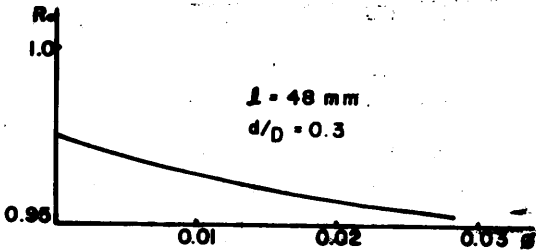


Fig 6. A half diameter of out flow to representation

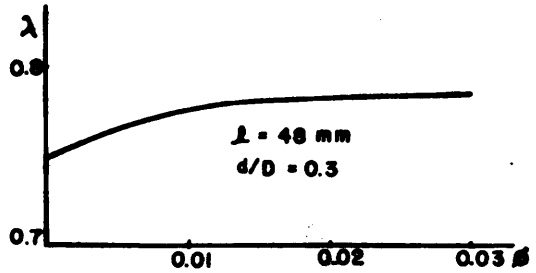


Fig 7. A coefficient of sliding.

$$\text{卽 } \int_{R_0}^{R_1} WVR^2 dR = \frac{1}{2} \int_{R_0}^{1.0} WVR^2 dR \dots \dots \dots (8)$$

따라서 미끄럼 係數 λ 는 다음 式으로 表示된다.

$$\lambda = \int_{R_0}^{1.0} WVR^2 dR / (R_0^2 \int_{R_0}^{1.0} WVR dR) \dots \dots \dots (9)$$

上式에서 W 는 流量에 關係하고 使用範圍의 流量에서 λ 는 流量에 거의 無 關係한다.

V. 要 約

流量的 減少와 함께 羽根先端가 가까이에서 流出領域은 좁게 되어 限界點에 達하게 되며 代表流出徑半 R_0 는 流量의 增加와 함께 감소하고, 미끄럼 係數 λ 는 流量의 增加와 함께 增加하고 使用 範圍에서는 거의 一定으로 보아도 좋을 것으로 판단되었다.

인 용 문 헌

Lubieniecki, V.M., 1972: ASME puble., FE-10.
 大庭英樹, 1978: 日本機械學會論文集 vol. 44. p. 1314~1319.

Ross, D.H., 1964: Aerospace Corp, No. ATN-64.
 Schivley, G.P. 1970 Trans, ASME, ser p.92~94.