

임펠러 曲率半徑이 農用揚水機의 性能에 미치는 影響에 關한 研究⁺ Effect of the Impeller-Blade Radius of Curvature on the Performance of Centrifugal Pump

崔 圭 洪* 權 純 洪*

K. H. Choi, S. H. Kwon

Summary

The basic model of impeller was developed for the theoretical analysis of performance. The developed model was tested with two different blade radius of curvature based on the pump efficiency under the operating conditions in Korea. And the pump performance of the impeller was also tested for the various speeds.

The results obtained are summarized as follows;

1. There was no significant effect on the different blade radius of curvatures on the discharge and pump efficiency.
2. Head and power requirement was increased in proportion to the blade radius of curvature.
3. In the mathematical approach of the blade radius of curvature, the method of involute curve was more recommendable as compared with the method of circular arc curve.
4. The pump efficiency of the model impeller developed based on the theoretical analysis increased about 10% more than that of the existing impeller.

1. 緒 論

災害對策用으로 設置費用이 低廉하고 利用이 便利한 農用揚水機는 1960年代 初부터 農村에 供給되기 始作하여 1987年末 現在 農家保有臺數는 295,000臺에 達하고 實用性에 對한 農民의 기호도가 높아 繼續 增加될 展望이다. 이 中 가장 많이 使用되고 있는 것이 口徑 80mm 農用揚水機로서 政府에서도 旱害對策의 主軸機種으로 選定하여 農村供給의 主流로 삼고 있다.

그러나, 이러한 普及推進에도 불구하고 現在 우리 나라에서 生産供給되고 있는 農用揚水機는 揚水機의 性能에 가장 큰 影響을 미치는 임펠러 設計에 있어서 80mm 規格에 適合한 設計示方을 作成하여 이를

土臺로 임펠러를 製作하여야 하나 이와 같은 點을 전혀 考慮하지 않고 外國製品을 模倣하여 示方流量 範圍(0.45~0.90m³/min) 以上の 限界內에서 適當한 크기와 모양을 任意決定하여 이를 製作供給함으로써 效率面에서 커다란 損失을 招來하고 있는 實情이다.

따라서, 本 實驗에서는 農用揚水機의 揚水作業能力을 提高시킬 수 있는 最適의 임펠러 設計條件을 究明하기 위하여 이 系에 주어진 設計揚水量, 임펠러의 보스지름, 임펠러의 안지름 및 날개入口 지름, 임펠러의 바깥지름, 임펠러 날개枚數 및 날개두께, 임펠러 날개入口 및 날개出口의 치수 등을 數學的理論式에 의하여 基本模型을 만들었다. 또한 이 基本模型을 基礎로 날개 曲線을 그리는 方法(圓弧曲

⁺本 研究는 産學協同財團 學術研究費에 의하여 遂行된 것임.

*建國大學校 農科大學 農工學科

線과 인블류트曲線)에 따라 임펠러 날개 曲率半徑을 設計製作한 後 回轉數別 揚水量, 實揚程, 所要動力, 펌프效率 등을 調査하였다.

이상과 같은 理論分析과 實驗을 通하여 口徑 80mm 農用揚水機에 가장 效率인 임펠러設計가 될수 있도록 그 基本資料로 提示하고자 實施하였다.

II. 理論分析

農用揚水機의 揚水作業能力을 提高시킬 수 있는 最適임펠러 設計條件을 究明하기 위하여 다음과 같은 順序로 分析하였다.

1. 設計揚水量

設計揚水量은 임펠러內에 흐르는 流量과 임펠러 入口外周과 라이닝과의 틈새에서 漏水되는 流量, 임펠러의 外壁 및 날개自體를 循環하는 循環流量 등의 損失流量을 考慮하여 式(1)과 같이 생각할 수 있다.

$$Q' = Q + q + q' \dots\dots\dots (1)$$

여기서, $q+q'$ 는 Q 의 約 10%程度¹⁾가 되며, 80mm 口徑 農用揚水機 示方流量範圍에서 Q 는 $0.9m^3/min$ ²⁾가 되므로 設計揚水量은 式(1)에서 $0.0165m^3/s$ 가 된다.

2. 임펠러의 보스지름

임펠러의 보스지름을 計算하기 위하여는 먼저 보스部의 軸지름을 求하여야 한다. 보스部의 軸지름은 式(2)에 의하여 檢出할 수 있다.

$$d_1 = 1.72 \sqrt[3]{\frac{T}{T}} \dots\dots\dots (2)$$

$$T = 71620 \times \frac{H_p}{N} \dots\dots\dots (3)$$

$$N = N_s \cdot \frac{H^{3/4}}{\sqrt{Q}} \dots\dots\dots (4)$$

여기서, H_p 는 揚水作業에 使用되는 小型農用엔진의 定格出力을 超過하지 않아야 되므로 5PS로 假定하고, N 는 設計示方에서 임펠러 날개의 比較回轉度를 利用하여 最適의 回轉數를 決定하여야 하므로 小型遠心펌프에서 一般의 多으로 쓰여지는 $N_s = 150$, $H = 15m$ 의 값¹⁾을 취하여 보면 N 는 約 1,500 rpm으로 計算되어 진다.

軸지름은 軸材料를 現在 農用揚水機에 가장 많이 利用되고 있는 機械構造用炭素鋼材 SM30C로 하면 軸材料의 許容비틀림應力은 $205kg/cm^2$ ³⁾가 되므로 보스部의 軸지름은 式(2)에서 約 1.81cm가 된다. 따라서, 小型自吸式遠心펌프의 規格에 의한 最小軸지름은 1.81cm 이상이어야 하므로 d_1 은 20mm로 決定한다.

軸지름이 決定되면 보스지름은 式(5)에 의하여 計算할 수 있다.

$$d_b = 1.8 d_1 \dots\dots\dots (5)$$

따라서, d_b 는 36mm가 된다.

3. 임펠러의 안지름 및 날개入口 지름

主軸이 貫通하는 경우에는 보스지름의 斷面積分이 入口面積을 減少시키므로 임펠러 안지름은 式(6)에 의하여 求할 수 있다.

$$D = \sqrt{\frac{4 \times Q'}{\pi \cdot v_2} + d_b^2} \dots\dots\dots (6)$$

$$v_c = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_s^2} \dots\dots\dots (7)$$

여기서 Q 는 $0.9m^3/min$, D_s 는 80mm, d_b 는 36mm가 되므로 D 는 約 90mm가 된다. 날개入口지름은 $D_1/D = 0.9$ 의 關係가 있으므로 D_1 은 約 80mm가 된다.

4. 임펠러의 바깥지름

임펠러의 바깥지름을 決定하는 方法은 여러가지가 있으나 하나의 方法으로 바깥지름의 圓周速度를 定하여 求하는 方法으로 式(8)과 같은 理論式으로 定立할 수 있다.

$$D_2 = \frac{60 \times u_2}{\pi \cdot N} \dots\dots\dots (8)$$

이에 따라 D_2 의 값을 求하기 위하여는 u_2 의 값을 먼저 찾아야 한다.

Fig. 1에서 보는 바와 같이 임펠러 날개全部가 回轉에 의하여 날개를 通過하는 揚液에 加해지는 힘의 모우멘트의 合計는 임펠러入口에서의 揚液運動量의 모우멘트와 임펠러出口에서의 揚液運動量의 모우멘트와의 差가 力學的으로 같게 된다. 따라서 임펠러를 回轉시키는데 必要한 外力의 모우멘트는 式(9)와 같이 생각할 수 있다.

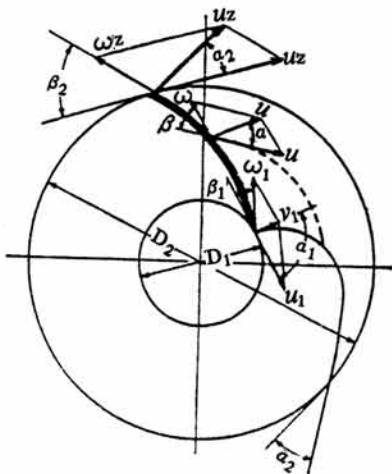


Fig. 1. Schematic diagram for the theoretical analysis of flow on the impeller.

$$M = \frac{r \cdot Q'}{g} (v_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot r_2 - v_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot r_1) \dots (9)$$

또, 임펠러가 ω_d 의 角速度로 回轉할 時의 揚液에 傳할 수 있는 量은 式(10)과 같이 된다.

$$M \cdot \omega_d = \frac{r \cdot Q'}{g} (u_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1) \dots (10)$$

이 量이 傳해진 單位體積의 揚液을 自重으로 이겨내어 揚水시켰다고 보고 揚液의 流入角度 α_1 을 90° 라고 하면, 揚水높이는 式(11)과 같이 된다.

$$H_{th} = \frac{1}{g} \cdot u_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2 \dots (11)$$

實際의 揚程을 H라 하면 H_{th} 와의 關係는 式(12)와 같이 생각할 수 있다.

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}} \dots (12)$$

式(11)과 (12)에서 H는 式(13)과 같이 整理된다.

$$H = \frac{\eta_h}{g} \cdot u_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2 \dots (13)$$

한편, Fig. 2에서 알 수 있는 바와 같이

$$v_{2u} = v_2 \cdot \cos \alpha_2 \dots (14)$$

이며,

$$u_2 = v_{2u} \left(1 + \frac{\tan \alpha_2}{\tan \beta_2}\right) \dots (15)$$

로 나타낼 수 있다.

따라서, 式(13)에 式(14)를 넣으면

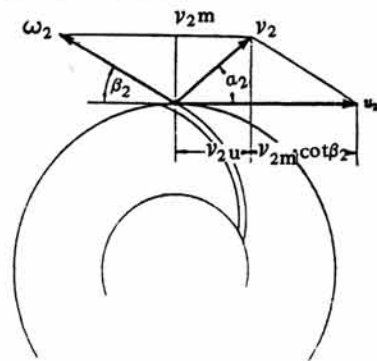


Fig. 2. Schematic diagram for the theoretical outlet velocity of blade on the impeller.

$$H = \frac{\eta_h}{g} \cdot u_2 \cdot v_{2u} \dots (16)$$

가 된다. 式(15)와 式(16)에 의하여 임펠러 圓周速度를 求하여 보면 式(17)과 같이 된다.

$$u_2 = \sqrt{\frac{g \cdot H}{\eta_h} \left(1 + \frac{\tan \alpha_2}{\tan \beta_2}\right)} \dots (17)$$

이에 따라 揚液의 流出角度를 5° , 날개의 出口角度를 30° 로 假定하고 펌프의 最大水力效率을 70% 로 하여 式(17)에 의하여 檢出한 u_2 를 式(8)에 代入하여 보면 임펠러의 바깥지름 D_2 는 178mm 가 된다.

5. 임펠러 날개枚數 및 날개두께

임펠러 날개枚數는 펌프의 形式, 임펠러의 크기 등에 따라 決定되나 小型遠心펌프에서는 거의 6枚¹²⁾로 規定하고 있으며, 날개두께는 임펠러에 使用되는 材料에 의하여 制限되어지고 있는 바 임펠러 바깥지름이 200mm 以下이고 使用材質이 鑄鐵인 경우에는 3.0mm 以上이어야 하므로 一般的으로 5mm ¹²⁾로 製作할 수 있다.

6. 임펠러 날개入口의 여러치수

임펠러 날개入口의 圓周피치는 式(18)에 의하여 求할 수 있다.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{Z} \dots (18)$$

따라서 t_1 은 41.9mm 가 되며, 날개의 入口角度는 날개의 入口速度에 의해 定하여진다. Fig. 3에서 알 수 있는 바와 같이 入口直前과 入口直後에서의 揚

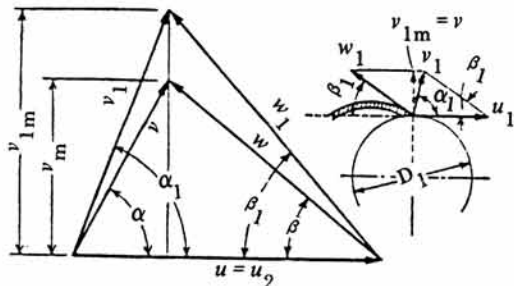


Fig. 3. Schematic diagram for the theoretical inlet velocity of blade on the impeller.

液速度는 날개두께의 影響때문에 入口直後의 速度가 커진다. 따라서 Fig. 3에서 v_m 및 v_{1m} 을 求하면 式(19)(20)과 같이 된다.

$$v_m = v \cdot \sin \alpha = W \cdot \sin \beta \dots\dots\dots (19)$$

$$v_{1m} = v_1 \cdot \sin \alpha = W \cdot \sin \beta \dots\dots\dots (20)$$

그러므로 날개入口角度는 式(21)과 같이 求하여 질 수 있다.

$$\tan \beta_1 = \frac{v_1 - \sin \alpha_1}{u_1 - v_1 \cdot \cos \alpha_1} \dots\dots\dots (21)$$

한편, 回轉한 揚液의 入口直後의 圓周速度는 葉輪 入口지름의 圓周速度和 같으므로

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot N}{60} \dots\dots\dots (22)$$

로 할 수 있다.

入口直後의 絕對速度와 接線方向을 이루는 角度를 90°로 假定하여 보면 式(23)(24)와 같이

$$\tan \beta_1 = \frac{v_1}{u_1} \dots\dots\dots (23)$$

$$v_{1n} = v_m = v = v_2 \dots\dots\dots (24)$$

의 關係가 成立하므로 式(25)와 같이 要約할 수 있다.

$$\tan \beta_1 = \frac{60 \cdot \tau_1 \cdot v_c}{\pi \cdot D_1 \cdot N} \dots\dots\dots (25)$$

葉輪 入口面積의 減少率은 날개의 두께와 入口 角度에 따라 다르며 式(26)으로 얻을 수 있다.

$$\tau_1 = \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \dots\dots\dots (26)$$

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \beta_1} \dots\dots\dots (27)$$

따라서, 앞에서 求한 數值를 式(25)(26)에서 檢出하여 보면 β_1 은 約 31°가 된다.

또한 날개의 入口幅을 式(28)에 의하여 計算하여 보면 28.5mm가 된다.

$$b_1 = \frac{\tau_1 \cdot Q'}{\pi \cdot D_1 \cdot v_c} \dots\dots\dots (28)$$

7. 葉輪 날개出口의 여러치수

葉輪 날개出口의 圓周피치는 式(29)에 의하여 얻어질 수 있다.

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{Z} \dots\dots\dots (29)$$

따라서 t_2 는 93.2mm가 되며 날개出口의 圓周方向의 두께를 式(33)에 의하여 求하면 0.01m가 되고, 날개出口에서의 반지름方向의 流速은 式(30)에서 얻을 수 있다.

$$v_{2m} = K_{2n} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \dots\dots\dots (30)$$

따라서, k_{2m} 을 0.095로 假定하면 v_{2m} 은 約 1.63 m/s가 되며, 날개 出口幅을 式(31)에 의하여 計算하여 보면 20mm가 됨을 알 수 있다.

$$b_2 = \frac{\tau_2 \cdot Q'}{\pi \cdot D_2 \cdot v_{2m}} \dots\dots\dots (31)$$

$$\tau_2 = \frac{t_2}{t_2 - \sigma_2} \dots\dots\dots (32)$$

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{\sin \beta_2} \dots\dots\dots (33)$$

記號目錄

- Q' : 設計揚水量(m^3/s)
- Q : 葉輪 內에 흐르는 流量(m^3/s)
- q : 葉輪 入口外周과 라이닝과의 틈새에서 漏水되는 流量(m^3/s)
- q' : 葉輪의 外壁 및 날개自體를 循環하는 流量(m^3/s)
- d_1 : 葉輪 軸部의 軸지름(m)
- T : 主軸의 비틀림 모우멘트($kg \cdot cm$)
- τ : 軸材料의 許容 비틀림應力(kg/cm^2)

- H_p : 펌프 軸動力(ps)
 N : 回轉數(rpm)
 N_s : 比較回轉度($m^3/min, m, rpm$)
 H : 펌프 全揚程(m)
 d_b : 임펠러의 보스지름(m)
 D : 임펠러의 안지름(m)
 v_e : 임펠러의 吸入口流速(m/s)
 D_s : 펌프 吸入口의 지름(m)
 D_1 : 임펠러 날개入口지름(m)
 D_2 : 임펠러의 바깥지름(m)
 M : 임펠러를 回轉시키는데 必要한 모우멘트($kg \cdot cm$)
 r, r_1, r_2 : 揚液의 比重(kg/l)
 g : 重力加速度(m/s^2)
 v_2 : 出口直後의 絶對速度(m/s)
 α_2 : v_2 의 接線方向을 이루는 角度($^\circ$)
 v_1 : 入口直後의 絶對速度(m/s)
 α_1 : v_1 의 接線方向을 이루는 角度($^\circ$)
 w_a : 임펠러의 角速度(rad/s)
 u_2 : 임펠러의 圓周速度(m/s)
 u_1 : 回轉한 揚液의 入口直後의 圓周速度(m/s)
 H_{th} : 理論揚程(m)
 η_h : 펌프의 水力效率
 v_{2v} : 出口直後의 接線速度(m/s)
 β_2 : 날개의 出口角度($^\circ$)
 t_1 : 날개入口의 圓周피치(m)
 Z : 임펠러 날개枚數
 v_m : 入口直前의 메리디언速度(m/s)
 v : 入口直前의 絶對速度(m/s)
 α : v 의 接線方向을 이루는 角度($^\circ$)
 W : 入口直前의 相對速度(m/s)
 β : 入口直前의 流入角度($^\circ$)
 v_{1m} : 入口直後의 메리디언速度(m/s)
 β_1 : 入口直後의 流入角度=날개의 入口角度($^\circ$)
 τ_1 : 임펠러 入口面積의 減少率
 σ_1 : 날개入口의 圓周方向 두께(m)
 S_1 : 날개入口의 두께(m)
 b_1 : 날개의 入口幅(m)
 t_2 : 날개出口의 圓周피치(m)
 v_{2m} : 揚液이 반지름方向으로 流出되는 速度(m/s)
 K_{2m} : 實驗係數

- b_2 : 날개의 出口幅(m)
 τ_2 : 임펠러 出口面積의 減少率
 σ_2 : 날개出口의 圓周方向 두께(m)
 S_2 : 날개 出口의 두께(m)

Ⅲ. 材料 및 方法

1. 材料

本 實驗에 使用한 農用揚水機는 口徑 80mm 自吸式이며, 原動機는 220V 3相 V·S誘導電動機를 利用하였고 流量測定은 KS B 6302 펌프 吐出量 測定方法에 의하여 製作한 直角 三角웨어를 使用하였다. 揚程은 디지털 吸入眞空計 및 吐出壓力計를 使用하여 測定하였고, 所要動力은 Dynamic Strain gage System을 利用하였으며 이들의 諸元은 Table-1과 같다.

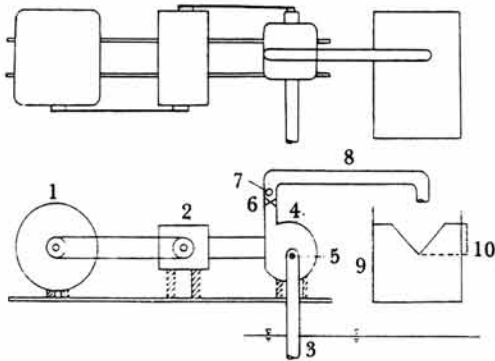
Table -1. Specification of experimental equipments and measuring instruments.

Item	Type
Pump	Self-priming water pump, 80mm
Motor	3 phase 220V 11KW V.S. motor
Suction hose	6m P.V.C hose ϕ 80mm
Pressure gage	Suction: vacuum gage Max. 760mmHg Discharge: pressure gage Max. 2kg/cm ²
Weir	V-notch weir
Torque meter	Torque transducer TP-5 Max. 5kg.m
Low pass filter	Kyowa LF 1Ex6 ranges: 5~32Hz 10%
Recorder	4 digital indicator SDT-311 B
Tachometer	Onosokki 4 digital HT-330 (0~10,000 rpm)

實驗 測定裝置는 Fig. 4와 같이 設置하였으며, 揚水한 물은 다시 揚水場으로 循環되게 設置하였다.

2. 實驗方法

本 實驗에서 揚水量, 實揚程, 所要動力, 펌프效率 등의 펌프性能을 檢出하기 위하여 Fig. 5와 같이 理論分析에서 얻어진 날개曲率半徑이 76mm의 圓弧曲線型和 80mm의 인볼류트曲線型인 2種類의 임펠러



- 1. Motor
- 2. Torque meter
- 3. Suction hose
- 4. Pump
- 5. Vacuum gage
- 6. Sluice valve
- 7. Pressure gage
- 8. Discharge pipe
- 9. Weir
- 10. Weir level checker

Fig. 4. Schematic and general view of experimental apparatus of measurements.

를 製作하여 回轉數別로 各各 調査하였다.

揚水量은 式(34)에 의하여 求하였다.

$$Q = K h^{5/2} \dots\dots\dots (34)$$

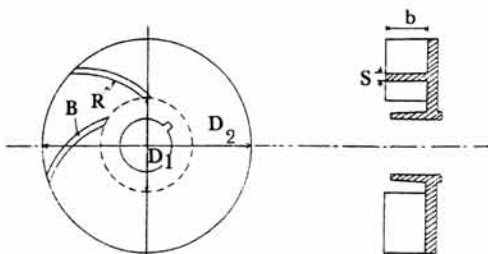
여기서, Q : 流量 (m³/min)

h : 웨어의 水頭 (m)

$$K : \text{流量係數} = 81.2 + \frac{0.24}{h} + \left(8.4 + \frac{12}{\sqrt{D}}\right) \cdot \left(\frac{h}{B} - 0.09\right)^2$$

B : 웨어 水路의 너비 (m)

D : 웨어 水路의 밑면부터 노치 밑점까지의 높이 (m)



- D₁ : Inlet diameter of the blade
- D₂ : Outside diameter
- B : Blade
- R : Radius of curvature of the blade
- b : Blade width
- s : Blade thickness

Fig. 5. Schematic diagram of experimental impeller.

實揚程은 眞空計와 壓力計에 의하여 測定하고 (35)에 의하여 算出하였다.

$$H = H_d + H_s \dots\dots\dots (35)$$

$$H_d = \frac{10}{\gamma} G_1 + Z_d \dots\dots\dots (36)$$

$$H_s = \left(\frac{1}{100} \cdot G_2 \times \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} \right) - Z_s \dots\dots\dots (37)$$

여기서, H : 實揚程 (m)

H_d : 基準面에서 換算한 吐出壓力水頭 (m)

H_s : 基準面에서 換算한 吸入壓力水頭 (m)

G₁ : 壓力計의 값 (kg/cm²)

γ : 試驗溶液의 單位體積當 重量 (kg/ℓ)

Z_d : 壓力計의 中心과 基準面과의 垂直거리 (m)

G₂ : 眞空計의 값 (cm/Hg)

γ_{Hg} : 水銀의 單位體積當 重量 (kg/ℓ)

Z_s : 眞空計의 測定구멍과 基準面과의 垂直거리 (m)

所要動力은 Torque Transducer 에 의하여 測定하고 式(38)에 의하여 計算하였다.

$$L_s = \frac{T \cdot N}{716.2} \dots\dots\dots (38)$$

여기서, L_s : 所要動力 (ps)

T : 토오크 (kg·m)

N : 回轉數 (rpm)

펌프效率은 앞에서 求한 揚水量, 實揚程, 所要動力을 基礎로 式(39)에 의하여 얻었다.

$$\eta = \frac{L_w}{L_s} \times 100 \dots\dots\dots (39)$$

$$L_w = \frac{\gamma_1 \cdot Q \cdot H}{75 \times 60} \dots\dots\dots (40)$$

여기서, η : 펌프效率 (%)

L_s : 所要動力 (ps)

L_w : 理論動力 (ps)

γ₁ : 試驗溶液의 比重 (kg/m³)

H : 實揚程 (m)

本 實驗은 水源의 水位가 一定한 條件下에서 試驗溶液은 溫度 12~18°C, 比重量 1,000kg/m³의 清水를 使用하였고, Sluice valve의 열림狀態를 全開

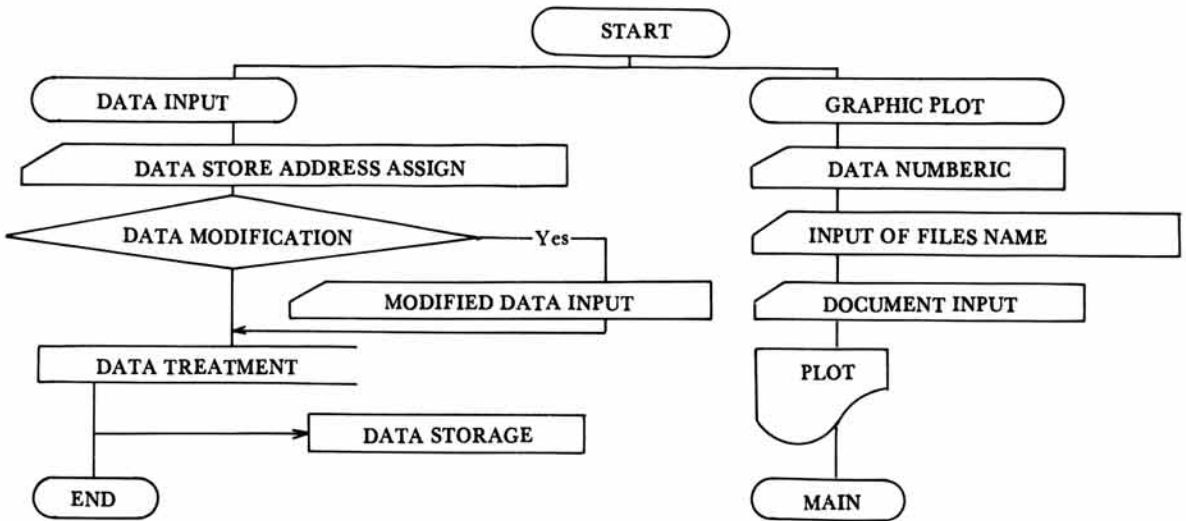


Fig. 6. Flow chart of system for data treatment.

로 하고 80mm 內徑의 6 m P·V·C 吸入호스를 利用하여 임펠러 回轉數를 1,000rpm부터 2,000rpm 까지 100rpm 單位로 變化시켜가면서 各各 3 反復 測定하였다. 試驗結果는 컴퓨터로 電算處理하였으며 Fig. 6 은 프로그램의 流通圖이다.

IV. 結果 및 考察

1. 임펠러 날개曲率半徑의 變化에 따른 揚水量

날개曲率半徑別 回轉數의 變化에 따른 揚水量을 調査한 結果 Fig. 7 과 같다.

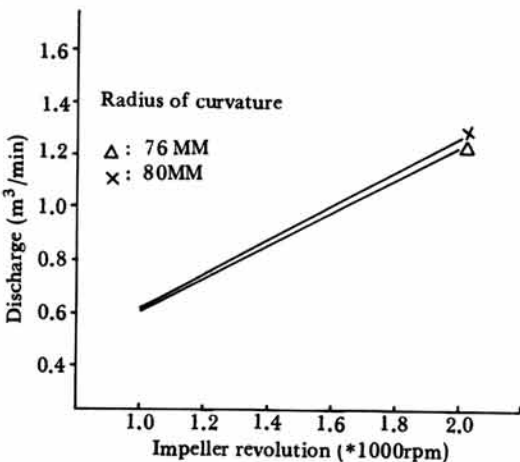


Fig. 7. Relation of discharge to impeller revolution with different radius of curvature in the impeller.

Fig. 7에서 보는 바와 같이 임펠러回轉數의 變化에 따른 날개曲率半徑別 揚水量은 1,000rpm 에서 曲率半徑 80mm (인볼류트曲線型) 가 0.62m³/min, 76 mm (圓弧曲線型) 가 0.61m³/min 로 나타났으며, 2,000 rpm에서는 80mm가 1.26m³/min, 76mm가 1.23m³/min 로 나타났다. 理論回轉數 1,500rpm에서는 曲率半徑 80mm가 0.94m³/min, 76mm가 0.92m³/min로 試驗供試機 모두 口徑 80mm 揚水機의 最大示方流量以上이 吐出되었으며, 임펠러回轉數에 正比例하여 揚水量이 增加하여 $\frac{Q}{Q_1} = \frac{N}{N_1}$ 의 水理學的 計算値와 一致하는 것을 알 수 있었다.

또한, Fig. 7에서 나타난 바와 같이 날개曲率半徑의 變化가 揚水量에는 거의 影響을 미치지 않고 있음을 알 수 있었다. 이는 理論分析에서 알 수 있는 것과 같이 揚水量에 影響을 미치는 要因은 임펠러 바깥지름이며, 날개曲率半徑이 影響을 미치는 것은 아니기 때문인 것으로 생각된다.

2. 임펠러 날개曲率半徑의 變化에 따른 實揚程

날개曲率半徑이 76, 80mm인 임펠러에 對한 回轉數別 實揚程을 求한 結果 Fig. 8 과 같다.

Fig. 8에서 나타난 바와 같이 임펠러回轉數의 變化에 따른 날개曲率半徑別 實揚程은 1,000rpm에서 80mm가 4.89m, 76mm가 4.41m로 나타났으며, 2,000 rpm에서는 80mm가 19.56m, 76mm가 17.65m로 나타났다. 理論回轉數 1,500rpm에서는 曲率半徑 80mm가

11.0m, 76mm가 9.93m로 實揚程은 試驗供試機 모두 回轉數가 增加함에 따라 增加하는 것으로 나타났다. 펌프의 揚程은 임펠러 回轉速度의 제곱에 比例하여 變化하고 $\frac{H}{H_1} = \left(\frac{V}{V_1}\right)^2 = \left(\frac{N}{N_1}\right)^2$ 의 關係가 있으며, 崔^{*)}는 임펠러回轉數가 增加함에 따라 揚程이 增加한다

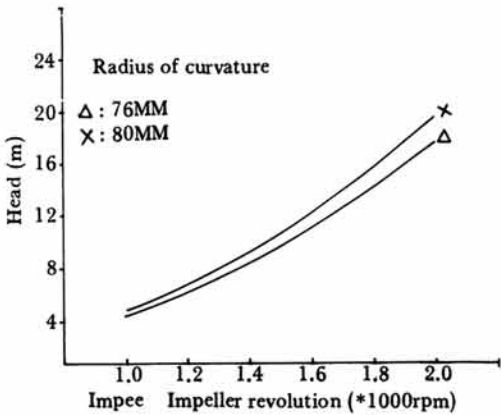


Fig. 8. Relation of head to impeller revolution with different radius of curvature in the impeller.

고 한 바 본 實驗의 結果도 이와 잘 一致하는 傾向으로 나타났다.

한편, 各各의 回轉數別 實揚程의 差는 曲率半徑 80mm가 76mm에 比하여 1,000rpm에서 0.47m, 1,500rpm에서 1.07m, 2,000rpm에서 1.91m 增加하는 現象으로 나타났다. 이는 임펠러 曲率半徑이 增加할수록 즉, 날개의 傾狀態가 緩慢할수록 損失水頭가 減少^{*)}하여 일어나는 結果로 생각된다.

3. 임펠러 날개曲率半徑의 變化에 따른 所要動力

날개曲率半徑別 임펠러回轉數의 變化에 따른 所要動力을 調査한 結果 Fig. 9와 같다.

Fig. 9에서 보는 바와 같이 임펠러回轉數의 變化에 따른 날개曲率半徑別 所要動力은 1,000rpm에서 曲率半徑 80mm가 1.12ps, 76mm가 1.03ps로 나타났으며, 2,000rpm에서는 80mm가 9.13ps, 76mm가 8.32ps로 나타났다. 理論回轉數 1,500rpm에서는 80mm가 3.83ps, 76mm가 3.50ps로 試驗供試機에 따라 若干의 差는 있으나 回轉數가 增加함에 따라 所要動力이 增加하는 結果로 나타났다. 물의 比重量이 1,000kg/m³ 일 때 $P=Q H$ 가 되므로 揚水作業時의 所要動力과 임펠러回轉數는 $\frac{P}{P_1} = \left(\frac{N}{N_1}\right)^3$ 의 關係가 있

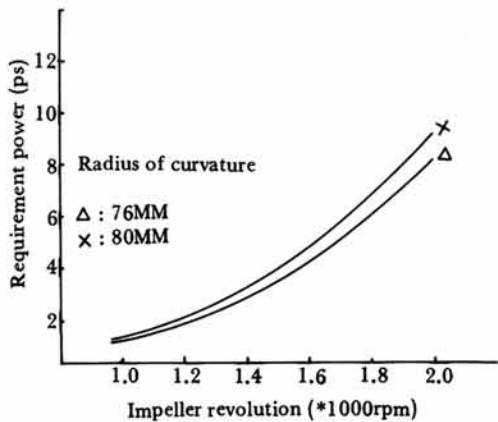


Fig. 9. Relation of requirement power to impeller revolution with different radius of curvature in the impeller.

는 바 본 實驗의 結果도 이와 잘 一致하는 傾向으로 나타났다.

또한 試驗供試機別 所要動力은 曲率半徑 80mm가 76mm에 比하여 1,000rpm에서 0.09ps, 1,500rpm에서 0.33ps, 2,000rpm에서 0.81ps 增加하는 것으로 나타났다. 이는 날개曲率半徑이 增加할수록 임펠러 出口接線速度가 커짐에 따라 임펠러를 回轉시키는 모우멘트가 增加하여 所要動力이 增加하는 것으로서 Ho^{*)}의 實驗値와 一致하는 傾向을 나타냈다.

4. 임펠러 날개曲率半徑의 變化에 따른 펌프效率

임펠러回轉數別 날개曲率半徑의 變化에 따른 펌프效率를 計算한 結果 Fig. 10과 같다.

Fig. 10에서 보는 바와 같이 펌프效率는 曲率半徑

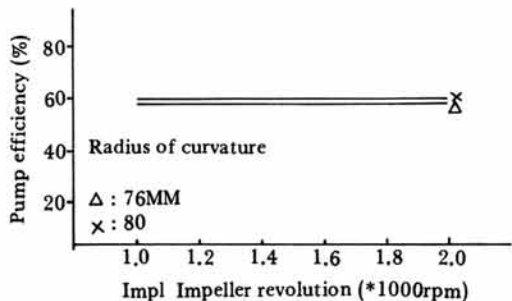


Fig. 10. Relation of pump efficiency to impeller revolution with different radius of curvature in the impeller.

80mm가 約 60%, 76mm가 約 58%로 試驗供試機 모두 임펠러回轉數가 增加하여도 一定한 것으로 나타났다.

한편, 曲率半徑 80mm가 76mm에 比하여 約 2% 좋은 것으로 나타났으나 그 差가 無視할 수 있을 정도로 작았다. 따라서 날개曲線을 그리는 方法에 의한 임펠러曲率半徑이 펌프效率에는 크게 影響을 미치지 않는 것으로 생각된다.

그러나, 現在 生産供給되고 있는 既存의 임펠러를 利用하여 試驗한 崔⁷⁾의 結果보다 理論分析에 의해 設計製作한 本 임펠러의 試驗結果가 펌프效率이 10%以上 높은 것으로 나타났다.

以上の 理論分析 및 實驗結果에서 알 수 있듯이 農用揚水機 製作의 基本이 되는 임펠러設計에 있어 設計揚水量이 決定되면 이에 따라 여러 要因等を 數學的方法에 따라 算出決定하고, 特히 펌프設計 및 性能에 가장 重要한 因子인 날개出口角度와 揚液의 流出角度를 여러 角度로 試驗製作하여야 하는 것으로 나타났다. 따라서 임펠러의 揚液流出角度와 날개出口角度에 關한 研究는 今後 繼續 推進해 나갈 計劃이다.

V. 摘要

農用揚水機의 效率的인 揚水作業을 實施하기 위하여 最適의 임펠러設計에 必要한 數學的 理論分析을 實施하여 基本模型을 만들고 이 基本模型을 基礎로 임펠러 날개曲率半徑을 날개曲線을 그리는 方法(圓弧曲線과 인볼류트曲線)에 의해 變化시켜 設計製作하여 回轉數別 펌프性能을 調査하여 分析한 結果를 要約하면 다음과 같다.

1. 임펠러 날개曲率半徑이 增加하여도 揚水量 및 펌프效率에는 거의 影響을 미치지 않는 것으로 나타났다.

2. 임펠러 날개曲率半徑이 增加함에 따라 實揚程 및 所要動力은 增加하는 것으로 나타났다.

3. 임펠러 날개曲率半徑을 求할 때 인볼류트 曲線方法이 圓弧曲線方法보다 效果的인 것으로 나타났다.

4. 理論分析에 의해 設計製作한 本 임펠러가 既存의 임펠러보다 펌프效率이 10%以上 增加한 것으로 나타났다.

參考文獻

1. 工業振興廳. 1979. 펌프製作技術基準. pp. 105~158.
2. 國立農業資材檢査所. 1985. 農用揚水機 檢査基準 및 實施方法. 農業機械檢査關係規定. pp.239~259.
3. 李鍾純. 1982. 流體機械. 東明社. pp.7~37.
4. 李鍾純. 1975. 流體力學. 東明社. pp.62~150.
5. 全仁植. 1973. 펌프工學. 建設研究社. pp.73~105.
6. 崔圭洪 外 1人. 1985. 吸入호오스의 口徑 임펠러 回轉數가 農用揚水機의 性能에 미치는 影響. 建國大 農資源開發論集 第10輯:87~100.
7. 崔圭洪 外 1人. 1986. 임펠러의 外徑, 날개매수 및 날개曲率半徑이 口徑 80mm 農用揚水機의 性能에 미치는 影響. 建國大 農資源開發論集 第11輯:77~96.
8. 崔榮博 外 1人. 1965. 大學水理學. 光林社. pp.61~90, 144~186.
9. 韓國工業規格. 1981. 小型 Volute 펌프. KS B 7501.
10. 韓國工業規格. 1981. 遠心펌프, 斜流펌프 및 軸流펌프의 試驗 및 檢査方法. KS B 6301.
11. 韓國工業規格. 1981. 펌프 吐出量 測定方法. KS B 6302.
12. 韓國工業規格. 1972. 小型 遠心펌프. KS B 6303.
13. Agostinelli, A., D. Nobles., O.R. Mockridge. 1960. An experimental investigation of radial thrust in centrifugal pumps. J. Eng. Power., Frans. ASME: 120-126.
14. Fischer, K., D. Thoma., 1948. Investigation of the flow conductions in a centrifugal pump. HYD., Trans ASME 54(8): 141-155.
15. George Varghese., T.C. Mohana Kumar., Y.V.N. Rao. 1978. Influence of volute surface roughness on the performance of a centrifugal pump. J. Fluids Eng., Trans. ASME 100(4):473-476.

16. Gilman, F.C., 1968. Testing pumps as fans and fans as pumps. *Eng. Power., Trans. ASME* 90(2):140-142.
17. Glen Benz, 1967. Cost effectiveness in pumping system design and operation. *J. Eng. Power., Trans. ASME* 89(4):600-604.
18. Gongwer, C.A. 1941. A theory of cavitation flow in centrifugal pump impellers. *Trans. ASME*: 29-40.
19. Ho, B.P.C. 1966. A procedure for calculating the stresses in a centrifugal impeller with cover disk. *J. Eng. Power., Trans. ASME* 38(4):395-401.
20. Howard, J.H.G., E. Lennemann. 1971. Measured and predicted secondary flows in a centrifugal impellers. *J. Eng. Power., Trans. ASME* 93(1):126-132.
21. Jaroslaw Mikielewicz., D.G. Wilson., T.C. Chan., A.L. Goldfinch. 1978. A method for correlating the characteristics of centrifugal pumps in twophase flow. *J. Fluids. Eng., Trans. ASME* 100(4):395-409.
22. Kovats, A. 1968. Similarity in centrifugal compressors and pumps. *J. Eng. Power., Trans. ASME* 90(2):142-143.
23. Lennemann, E., J.H.G. Howard. Unsteady flow phenomena in rotating centrifugal impeller passages. *J. Eng. Power., Trans. ASME* 92(1):65-72.
24. Karassik, I.J., W.C. Krutzsch., W.H. Fraser., J.P. Messina. 1976. *Pump handbook*. McGraw-Hill Book Company. New York. pp. 2-1-2-206.
25. Modonald, G.B., E. Lennemann., J.H.G. Howard. 1971. Measured and predicted flow near the exit of radial-flow impeller. *J. Eng. Power., Trans. ASME* 93(4): 441-446.
26. Mohana Kumar, T.C., Y.V.N. Rao. 1977. Quasi two-dimensional analysis of flow through a centrifugal pump impeller. *J. Fluids Eng., Trans. ASME* 99(4): 687-692.
27. Mohana Kumar, T.C., Y.V.N. Rao. 1977. Theoretical investigation of pressure distributions along the surfaces of a thin blades of arbitrary geometry of a two dimensional centrifugal pump impeller. *J. Fluid. Eng., Trans. ASME* 99(3):531-542.
28. Osborne, W.C., D.A. Morelli. 1950. Head and flow observations in a high efficiency free centrifugal-pump impeller. *Trans. ASME* 999-1007.
29. Werster, R.C., 1960. The interaction of impeller and volute in determining the performance of a centrifugal pump. The British Hydromechanics Research Association. RR679.
30. Wiesner, F.J. 1967. A review of slip factors for centrifugal impellers. *J. Eng. Power., Trans. ASME* 89(4):558-572.
31. Wood, G.M. 1968. Performance evaluation at pumps in air and water. *J. Eng. Power., Trans., ASME* 90(2):145-148.
32. Yates Paul. 1930. V-notch weir submerged flow measurement. *Agr. Eng.,* 51(3):132-133.