

環狀形 워터제트空氣펌프의 性能特性에 관한 研究

A STUDY ON THE PERFORMANCE CHARACTERISTICS
OF THE ANNULAR WATER JET AIR PUMPS

金 金 茂



< 目 次 >

Abstract	3.2 實驗裝置의 各部詳細
記號說明	3.3 測定裝置
第1章 序 論	3.4 實驗方法
第2章 理論解析	第4章 實驗結果 및 考察
2.1 워터제트 空氣펌프의 基本構造 및 作動原理	4.1 性能特性
2.2 各部에 대한 흐름解析	4.2 각종 形狀比가 性能特性에 미치 는 영향
2.3 워터제트 空氣펌프의 效率	4.3 흐름의 可視化
2.4 워터제트 空氣펌프의 에너지方 程式	第5章 結 論
第3章 實驗裝置 및 實驗方法	參考文獻
3.1 實驗裝置의 概要	附 錄

ABSTRACT

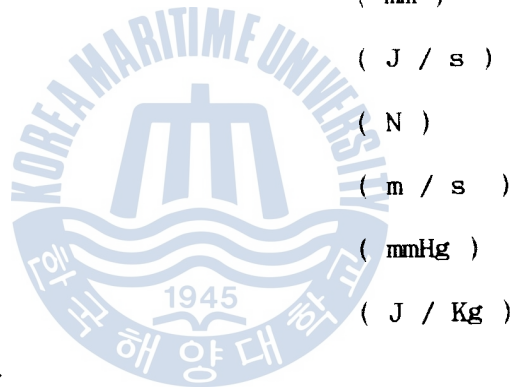
Water jet air pump is a kind of pump in which water jet entrains and compresses the air by momentum transfer from a high velocity jet. It is widely used, primarily because of high reliability and adaptability to installation in remote or inaccessible location. It operates on fluid power rather than electrical or mechanical connections and in some cases this characteristics alone justifies their use .

Generally it is to be applied in vacuum pump, gas compressor and so on. But the widespread use of it has been impeded primarily by low pump efficiencies reported in the literature (5-10%) and pump design has appeared to be complex. And so, the previous experimental works on the water jet air pump is of limited value because of missing or incomplete data.

In the present experiments, the effects of throat length, nozzle throat area ratio and jet Reynolds number were investigated systematically with the various throats. The objects of this paper are to improve the efficiency by using annular type nozzle, and further, to computerize the optimum configuration based on one dimensional analysis.

記號說明

A	: 斷面積	(mm ²)
a	: 面積比	, = At / Ad
b	: 面積比	, = An / At
Cn	: 노즐의 速度係數	
c	: 面積比	, = A2o / An
D	: 直徑	(mm)
e	: 에너지 率	(J / s)
F	: 힘	(N)
g	: 重力加速度	(m / s ²)
h	: 水頭	(mmHg)
I	: 엔탈피	(J / Kg)
K	: 摩擦損失係數	
L	: 길이	(mm)
LE	: 無次元 목入口길이	, = Lnt / Dt
LT	: 無次元 목길이	, = Lt / Dt
M	: 質量流量比	, = m ₂ / m ₁
m	: 質量流量	(Kg / s)
P	: 靜 壓	(mmHg)
\bar{P}	: 全 壓	(mmHg)
Q	: 體積流量	(m ³ / h)
q	: 單位質量當의 熱에너지	(J / Kg)



R	: 氣體常數	(J / Kg °C)
Re _j	: 제트레이놀드數 , = $V_{10} D_n \rho_1 / \mu_1$	
Re _m	: 混合레이놀드數	
r _{to}	: 壓力比 , = Pt/Po	
r _{dt}	: 壓力比 , = Pd/Pt	
r _{ds}	: 壓力比 , = Pd/Ps	
S	: 엔트로피	
T	: 溫度	(°C)
V	: 速度	(m / s)
W	: 일률	(J / s)
w	: 單位質量當의 일량	(J / Kg)
Z	: 제트의 速度水頭	(mmHg)
γ	: 密度比 , = ρ_2 / ρ_1	
ϵ	: 單位質量當의 에너지消散	(J / Kg)
η_p	: WJA펌프 效率	(%)
η_t	: 渦部 效率	(%)
μ	: 粘性係數	(μ pa.s)
ν	: 動粘性係數	(m ² / s)
ρ	: 密度	(Kg / m ³)
τ	: 剪斷力	(N / m ²)
ϕ	: 體積流量比	

添 字

- 1 : 驅動 流體
- 2 : 흡입 空氣
- 3 : 混合 二相流

d : 디퓨저의 出口

i : 驅動노즐의 入口

n : 驅動노즐의 出口

o : 목의 入口

s : 흡 입 실

t : 목의 出口

w : 목部의 壁



第 1 章 序 論

워터제트 공기펌프(Water Jet Air Pump)는 壓力에너지를 保有하는 驅動流體인 물을 驅動노즐을 通하여 高速噴射시킴으로서 그 周圍에 局部的인 眞空을 形成하여 공기를 흡입한다. 흡입된 空氣는 목部에서 驅動流體와의 運動量傳達이 이루어져 디퓨저를 지남으로서 任意의 吐出壓力까지 壓縮되는 펌프의 一種이다. 이와 같이 워터제트 공기펌프는 電氣的 혹은 機械的인 動力이 아닌 水力動力에 의하여 作動되는 펌프로서, 爆發性이나 有毒性 등에 의해 접근하기 어려운 곳이나 遠距離에 設置할 수 있는 등의 잇점이 있다. 또한 그 構造가 간단하고 可動部分이 없어 故障의 念慮가 없으며 따라서 信賴度가 높다. 眞空펌프, 가스壓縮機, 혹은 容器內的 殘存가스를 除去하거나 소제하는데 應用될 수 있으며 또한 發電所의 콘덴서用 眞空펌프 및 펌프케이싱 推氣用 眞空펌프 등으로 利用되기도 한다. 그러나 驅動流體와 흡입流體와의 流量比, 各部的 壓力 그리고 펌프의 幾何學的 形狀, 즉 목部の 斷面積에 대한 驅動노즐出口端의 斷面積의 比인 面積比, 디퓨저의 角度, 목길이 등에 관한 設計上의 難解性과 文獻에서 報告된 바와 같은 낮은 效率 그리고 理論解析 및 實驗資料가 부족하기 때문에 實際의 使用에 있어서 많이 制限되어 왔었다.

워터제트 공기펌프에 관한 研究는 1922年 HOEFFER⁽¹⁾가 蒸汽壓縮器內的 氣泡를 除去하기 위하여 研究하면서 부터 시작되었다.

(2) RAMMINGEN은 목의 直徑을 바꾸어 가면서 實驗을 하여 목部의 壓力이 갑자기 上昇하여 빠른 混合現象이 일어나는 것을 報告하였으며, 그 후 FALSON은 목部의 混合過程을 1次元의으로 分析하였다.

(3) HIGGINS는 摩擦損失係數를 包含하는 1次元的 理論式을 提示하였으며 實驗을 통하여 混合領域(Mixing Zone)이 存在하는 것을 確認하였다.

(4) BETZLER는 混合領域이 목部 內에 있을 때에만 理論과 實驗이 잘 一致함을 證明하였으며 목部길이를 길게 함으로써 19%의 等溫壓縮效率을 얻었다. 大部分의 文獻上에 있어서, 그 效率은 10%以下로 낮으나 最近에 WITT는 多孔노즐(Multi-hole Nozzle)과 같은 목을 使用하여 높은 體積流量比와 그에 따르는 40% 정도의 높은 等溫壓縮效率을 얻었다.

(5) 한편 國內에서는 最近 金京根 等에 의한 實驗資料가 提示되고 있을 뿐 달리 研究報告된 것이 없으며 (6),(7),(8) 水이젝터와 蒸汽이젝터에 관한 研究結果를 토대로 하여 적당히 設計하고 있는 實情이다. (9)

本 研究에서는 이러한 點을 考慮하여, 環狀노즐을 使用하여 그 效率의 增進을 꾀하였으며, 性能을 決定하는 여러 因子中 특히 레이놀즈數의 變化에 따른 驅動노즐의 面積比 및 最適의 목길이에 관한 體系的인 實驗을 통한 分析과 WJA펌프 內部的 흐름에 관한 1次元的인 理論式에 根據하여 最適의 形狀을 電算化하고자 하는데 本 研究의 目的이 있다.

第 2 章 理論解析

2.1 워터제트 공기펌프의 基本構造 및 作動原理

Fig.2.1은 워터제트 공기펌프(WJA, Water Jet Air Pump)의 基本構造 및 各部의 名稱을 나타낸다. WJA펌프는 壓力에너지를 갖는 驅動流體를 高速으로 噴射시켜 速度에너지로 變換시키는 驅動노즐, 흡입流體를 흡입하는 흡입실, 流體의 運動量傳達이 이루어 지는 목 그리고 流體의 運動量傳達에 의해 흡입된 空氣가 任意의 壓力까지 壓縮되는 디퓨저 등으로 構成되어 있다. WJA펌프의 作動原理를 Fig.2.2에 나타내었다. 驅動노즐을 통하여 高速으로 噴射(Jet)된 噴流는 흡입된 空氣와 목部에서 混合하게 된다. 이 때의 等溫壓縮 메카니즘(Mechanism)은 運動量傳達에 관계되며 반면에 디퓨저에서의 壓縮過程은 驅動流體에 의해 엔트레인(Entrain)된 空氣를 피스톤과 같이 壓縮시킴으로써 이루어 진다. 驅動流體는 驅動노즐을 통과하면서 保有하고 있는 全에너지가 速度에너지로 變換되어 高速으로 噴流됨으로써 흡입실 內의 空氣를 엔트레인시켜 局部的인 眞空을 形成하여 空氣를 흡입하게 된다. 목部에서는 分解(Disintergrating)된 噴流가 空氣를 엔트레인, 加速 그리고 混合하게 되는데 그 混合領域은 주어진 驅動流量과 흡입壓力에 대해 吐出壓力으로서 調節할 수 있다. 吐出壓力이 높으면 混合이 빨리 일어나고 吐出壓力이 낮으면 混合領域은 목部の 下流(Down Stream)로 올라가게 된다. 混合이 목部 內에서 일어날 때에만 效率에 관한 理論値와 實驗値가 잘 一致하며 混合領域이 목出口端에 位置할 때

效率이 가장 높다. 목에서 混合된 氣泡流는 목部보다 斷面積이 큰 디퓨저를 지남으로써 壓力이 上昇하여 空氣를 壓縮하게 된다.



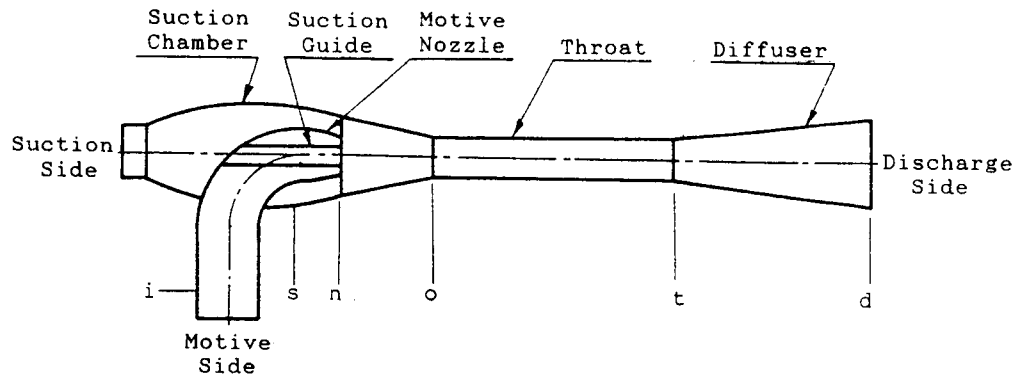


Fig. 2.1 Schematic Diagram of W.J.A Pump

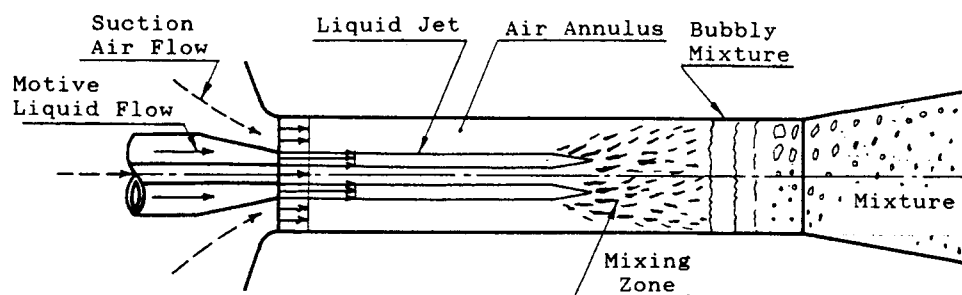


Fig.2.2 Flow State in W.J.A Pump

2.2 各部에 대한 흐름解析

WJA펌프에 있어서 驅動流體와 흡입된 空氣는 목에서 混合되어 디퓨저를 거쳐 吐出된다. 목의 混合過程에 있어서 驅動流體로 부터의 運動量傳達는 주로 흡입된 空氣를 壓縮시키는데 消耗되며 디퓨저에서의 壓力回復은 液體가 氣泡를 壓縮시키는데 일을 하기 때문에 심하게 減少된다. 摩擦損失은 驅動노즐, 목 그리고 디퓨저에서 생기며 이러한 損失은 물론 驅動流體와 흡입空氣와의 體積流量比에 의존한다. WJA펌프에 대한 基本方程式은 흐름의 壓縮性 때문에 理論的 解析이 복잡하게 되므로 다음과 같이 假定하여 베르누이方程式, 連續方程式 그리고 運動量方程式을 適用하여 各部에 대한 方程式을 誘導한다.⁽¹⁵⁾

假定 :

- (1) 흡입된 空氣는 흡입壓力 P_s 에서 吐出壓力 P_d 로 等溫壓縮된다.
- (2) 흡입실에서 목入口까지의 空氣흐름에 있어서 壓力降下는 무시한다.
- (3) 混合領域앞에 있는 液噴流과 空氣는 各各 分離된 相이며 混合領域을 지나서는 氣泡流가 되어 兩相사이에는 슬립(Slip)이 없다.
- (4) Fig.2.1에서 흡입실 s와 디퓨저出口端 d사이에서의 壓力變化에 따르는 空氣의 可溶性(Solubility)에 대한 變化는 무시한다.

2.2.1 驅動노즐에 있어서의 壓力降下

驅動노즐의 入口와 出口사이에 베르누이方程式을 適用하면 驅動노즐入口側에 있어서 驅動流體의 全壓은 다음과 같다.

$$P_i + \frac{\rho_1 V_{1i}^2}{2} = P_o + \frac{\rho_1 V_{1o}^2}{2} + K_{nz} \frac{\rho_1 V_{1o}^2}{2}$$

$$\bar{P}_i - P_o = \frac{\rho_1 V_{1o}^2}{2} (1 + K_{nz})$$

$$\bar{P}_i = Z(1 + K_{nz}) + P_o \quad (2.1)$$

式(2.1)에서 V_{1i} 와 V_{1o} 는 各各 驅動노즐의 入口 및 出口에서의 驅動流體인 물의 速度이며, K_{nz} 는 驅動노즐의 摩擦損失係數이다.

그리고 Z 는 $\frac{\rho_1 V_{1o}^2}{2}$ 로서 驅動流體의 제트速度水頭이다.

2.2.2 목入口에서의 運動方程式

Fig.2.1에 있어서 흡입실 s에서 목入口 o사이의 空氣에 대하여 베르누이方程式을 適用하면

$$\frac{dP}{\rho_2} + VdV + d(K_{en} \frac{V_{2o}^2}{2}) = 0 \quad (2.2)$$

氣體의 狀態方程式을 利用하여 式(2.2)를 整理하면

$$\frac{RT_o dP}{P_2} + VdV + d(K_{en} \frac{V_{2o}^2}{2}) = 0 \quad (2.3)$$

여기서 R 은 空氣의 氣體常數이다. 式(2.3)을 흡입실 s 에서 목入口 o 까지 積分하면

$$RT_o \ln P_o / P_s + \frac{(V_{2o}^2 - V_{2s}^2)}{2} + \frac{K_{en} V_{2o}^2}{2} = 0$$

$$\frac{P_o}{P_{2o}} \ln P_s / P_o = \frac{V_{2o}^2}{2} (1 + K_{en}) \quad (2.4)$$

式(2.4)에 있어서 목入口端에서의 空氣의 速度 V_{2o} 는 連續方程式으로부터

$$V_{2o} = \frac{Q_{2o}}{A_{2o}} = \frac{Q_{1o} \phi_o}{A_n (1-b)/b} = V_{1o} \frac{\phi_o}{c} \quad (2.5)$$

式(2.5)에 있어서 b 는 목의 斷面積에 대한 驅動노즐의 斷面積의 比 A_n/A_t 이며, c 는 驅動노즐의 斷面積에 대한 목入口端에서 空氣가 차지하는 斷面積의 比 A_{2o}/A_n 이다. 그리고 ϕ_o 는 驅動流體인 물의 體積流量에 대한 목入口端에서의 空氣의 體積流量的 比 Q_{2o}/Q_1 이다. 式(2.5)를 式(2.4)에 代入하여 整理하면 다음과 같다.

$$P_o \ln P_s / P_o = \frac{\rho_{2o} V_{2o}^2}{2} (1 + K_{en})$$

$$= Z (1 + K_{en}) \gamma (\phi_o / c)^2 \quad (2.6)$$

여기서 γ 는 물의 密度에 대한 空氣의 密度의 比 ρ_2/ρ_1 이다.

2.2.3 목부에서의 壓力上昇

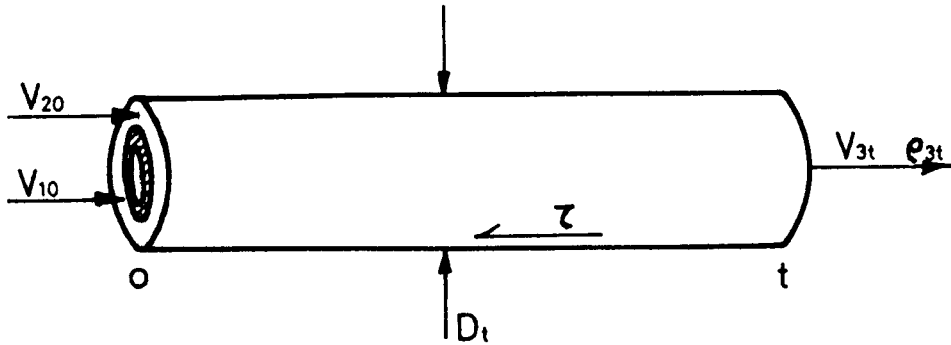


Fig. 2.3 Force Balance in Throat

Fig. 2.3에서와 같이 목부를 制限體積으로 하여 運動量方程式을 適用하면

$$\Sigma F_x = \int \rho V_x \bar{V} \cdot d\bar{A}_{out} - \int \rho V_x \bar{V} \cdot d\bar{A}_{in} \quad (2.7)$$

$$(P_o - P_t) A_t - \tau A_w = (m_1 + m_2) V_{3t} - (m_1 V_{10} + m_2 V_{20})$$

$$= \rho_{3t} V_{3t}^2 A_t - \rho_{10} V_{10}^2 A_n - \rho_{20} V_{20}^2 A_{20} \quad (2.8)$$

式(2.8)에 있어서 τ 는 목부의 剪斷力이며, A_w 는 목부壁面の 斷面積이다. 그리고 m_1 및 m_2 는 各各 驅動流體인 물의 質量流量과 空氣의 質量流量이며, ρ_{3t} 는 목出口에서의 混合流의 密度로서 다음과 같

이 나타낼 수 있다.

$$\rho_{3t} = \frac{m_1 + m_2}{Q_t} = \frac{\rho_1 (1 + m_2/m_1)}{1 + \phi_t} \quad (2.9)$$

式(2.9)에 있어서 質量流量比 M 은

$$M = m_2/m_1 = \frac{\rho_{20} A_{20} V_{20}}{\rho_{10} A_n V_{10}} = r\phi_o \quad (2.10)$$

式(2.10)을 式(2.9)에 代入하여 定理하면 混合流의 密度는 다음과 같다.

$$\rho_{3t} = \frac{\rho_1 (1 + r\phi_o)}{1 + \phi_t} \quad (2.11)$$

또한 목出口에서의 混合流의 速度는

$$V_{3t} = \frac{Q_{3t}}{A_t} = \frac{Q_1 (1 + \phi_t)}{A_n/b} = V_{10} b (1 + \phi_t) \quad (2.12)$$

式(2.11), 式(2.12)를 式(2.8)에 代入하여 목入口와 목出口와의 壓力差 ($P_o - P_t$)에 관해서 整理하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P_o - P_t &= \rho_{3t} V_{3t}^2 - \rho_1 V_{10}^2 \frac{A_n}{A_t} - \rho_{20} V_{20}^2 \frac{A_{20}}{A_t} + \tau \frac{A_w}{A_t} \\ &= \rho_1 \left(\frac{1 + r\phi_o}{1 + \phi_t} \right) V_{3t}^2 - \rho_1 V_{10}^2 b + \rho_1 r V_{20}^2 \frac{A_{20}}{A_t} + \tau \frac{A_w}{A_t} \end{aligned}$$

$$= \rho_1 \left(\frac{1+r\phi_o}{1+\phi_t} \right) [V_{10}b(1+\phi_t)]^2 - \rho_1 V_{10}^2 b - \rho_1 r \left(V_{10} \frac{\phi_o}{c} \right)^2 (1-b) + \tau \frac{A_w}{A_t} \quad (2.13)$$

式(2.13)에서 摩擦損失項 $\tau \cdot A_w/A_t$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau \frac{A_w}{A_t} = K_{th} \frac{\rho_{3t} V_{3t}^2}{2} \quad (2.14)$$

$$\frac{K_{th} \rho_1}{2} \left(\frac{1+r\phi_o}{1+\phi_t} \right) [V_{10}b(1+\phi_t)]^2$$

여기서 K_{th} 는 목에서의 摩擦損失係數이다. 式(2.14)를 式(2.13)에 代入하여 整理하면 목部에서의 壓力上昇($P_t - P_o$)는 다음과 같다.

$$P_t - P_o = \rho_1 V_{10}^2 b + \rho_1 r \left(V_{10} \frac{\phi_o}{c} \right)^2 (1-b) - \rho_1 \left(\frac{1+r\phi_o}{1+\phi_t} \right) [V_{10}b(1+\phi_t)]^2$$

$$- \frac{K_{th} \rho_1}{2} \left(\frac{1+r\phi_o}{1+\phi_t} \right) [V_{10}b(1+\phi_t)]^2$$

$$= Z \left[2b - b^2 (1+\phi_t) (1+r\phi_o) (2+K_{th}) + 2r\phi_o^2 \frac{b^2}{1-b} \right] \quad (2.15)$$

式(2.15)에서 ϕ_t 는 목出口端에서의 體積流量比로서 等溫過程의 氣體狀態方程式으로 부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\phi_t = P_o \phi_o / P_t \quad (2.16)$$

式(2.16)을 利用하여 式(2.15)를 다음과 같이 목出口端에서의 壓力 P_t 에 대한 2次方程式으로 나타낼 수 있다.

$$P_t^2 - \left[Z \left\{ 2b - b^2(2 + K_{th}) (1 + r\phi_o) + 2r\phi_o^2 \frac{b^2}{1-b} \right\} + P_o \right] P_t + Z \left\{ (2 + K_{th}) b^2 (1 + r\phi_o) \phi_o P_o \right\} = 0 \quad (2.17)$$

2.2.4 디퓨저에서의 壓力上昇

디퓨저 內에서의 흐름에 대하여 運動方程式을 適用하면

$$\frac{dP}{\rho_3} + VdV + d \left[K_{di} \frac{V_{3t}^2}{2} \right] = 0 \quad (2.18)$$

여기서 K_{di} 는 디퓨저에서의 摩擦損失係數이다. 等溫흐름인 이 混合流의 狀態方程式을 密度函數로 나타내면 混合流의 密度 ρ_3 는 다음과 같다.

$$\rho_3 = \rho_1 \left[\frac{1 + r\phi_o}{1 + P_o \phi_o / P} \right] \quad (2.19)$$

式(2.19)를 式(2.18)에 代入하여 목出口端 t에서 디퓨저出口端 d까지 積分하면

$$\left[\frac{P + P_o \phi_o \ln P}{\rho_1 (1 + r\phi_o)} \right]_t^d + \left[\frac{V_3^2}{2} \right]_t^d + \frac{\Delta P_{fric}}{P_3} = 0 \quad (2.20)$$

여기서

$$\Delta P_{\text{fric}} = K_{di} \rho_3 \frac{V_{3t}^2}{2} \quad (2.21)$$

따라서

$$P_d - P_t + P_o \phi_o 1_n P_d / P_t = \frac{\rho_1 (1 + \gamma \phi_o)}{2} \left[V_{3t}^2 - V_{3d}^2 - \frac{K_{di} V_{3t}^2}{1 + \phi_t} \right] \quad (2.22)$$

式(2.22)에 있어서 디퓨저出口端에서의 混合流의 速度 V_{3d} 는

$$V_{3d} = \frac{Q_d}{A_d} = \frac{Q_1 (1 + \phi_d)}{A_n / ab} = V_{10} ab (1 + \phi_d) \quad (2.23)$$

式(2.12), 式(2.23)을 式(2.22)에 代入하여 定理하면 디퓨저에서의 壓力上昇 ($P_d - P_t$)는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P_d - P_t &= \frac{\rho_1 (1 + \gamma \phi_o)}{2} \left[V_{10}^2 b^2 (1 + \phi_t)^2 - V_{10}^2 a^2 b^2 (1 + \phi_d)^2 - K_{di} V_{10}^2 b^2 \right. \\ &\quad \left. (1 + \phi_t)^2 \right] - P_o \phi_o 1_n P_d / P_t \\ &= Z (1 + \gamma \phi_o) \left[b^2 (1 + \phi_t)^2 - a^2 b^2 (1 + \phi_d)^2 - K_{di} b^2 (1 + \phi_t) \right] \\ &\quad - P_o \phi_o 1_n P_d / P_t \end{aligned} \quad (2.24)$$

2.3 워터제트 空氣펌프의 效率

驅動流體에 가해진 에너지는 式(2.1), 式(2.15), 式(2.24)를 利用하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 e_{in} &= Q_1 (\bar{P}_i - P_d) \\
 &= Q_1 Z [1 + K_{nz} - 2b + (1 - \phi_t + K_{tb} + K_{di}) b^2 (1 + r\phi_o)(1 + \phi_t) \\
 &\quad - 2r\phi_o^2 \frac{b^2}{1-b} + a^2 b^c (1 + r\phi_o)(1 + \phi_d)^2] + Q_1 \phi_o P_o \ln P_d/P_o \quad (2.25)
 \end{aligned}$$

假定에 따라서 空氣는 흡입壓力 P_s 에서 吐出壓力 P_d 로 等溫壓縮을 하므로 出力에너지는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 W_{out} &= -\int_s^d P dV = -P_s V_s \int_s^d \frac{dV}{V} = P_s V_s \ln V_s/V_d \\
 &= RT_s \ln P_d/P_s \quad (2.26)
 \end{aligned}$$

그러므로 WJA펌프 效率 η_p 및 목部 效率 η_t 는 各各 다음과 같다.

$$\eta_p = \frac{Q_{2s} RT_s \ln P_d/P_s}{Q_1 (\bar{P}_i - P_d)} = \frac{P_s \phi_s \ln P_d/P_s}{\bar{P}_i - P_d} \quad (2.27)$$

$$\eta_t = \frac{Q_{2o} RT_o \ln P_t/P_o}{Q_1 (\bar{P}_i - P_t)} = \frac{P_o \phi_o \ln P_t/P_o}{\bar{P}_i - P_t} \quad (2.28)$$

2.4 워터제트 空氣펌프의 에너지方程式

(17)
 各種損失과 效率 그리고 作動限界領域을 알기 위하여 에너지分析이 필요하며 그러한 知識은 相關된 메카니즘을 이해하는데 도움이 될 뿐 아니라 實際應用에 있어서 WJA펌프의 設計에 基礎가 된다.

管内를 흐르는 定常狀態의 흐름에 대하여 에너지 제1法則을 適用하면 다음과 같다.

$$dq - d\bar{w} = dI + VdV + gdh \quad (2.29)$$

式(2.28)에 있어서 \bar{q} 는 流體의 單位質量當의 熱에너지이며 \bar{w} 는 單位質量當의 流體가 外部에 가한 일량이다. 그리고 I 는 엔탈피이며 h 는 位置에너지이다. 에너지 제2法則으로 부터

$$dI = Tds + \frac{dP}{\rho} \quad (2.30)$$

여기서 T 는 溫度이며 S 는 엔트로피이다. 式(2.30)을 式(2.29)에 代入하여 整理하면 外部로부터 單位質量當의 流體에 가해진 일 $-d\bar{w}$ 는 다음과 같다.

$$-d\bar{w} = \frac{dP}{\rho} + VdV + gdh + Tds - d\bar{q} \quad (2.31)$$

式(2.30)을 機械的 에너지方程式으로 나타내면 다음과 같다.

$$-d\bar{w} = \frac{dP}{\rho} + VdV + gdh + d\epsilon \quad (2.32)$$

式(2.32)에서 $d\varepsilon$ 은 에너지消散(Energy Dissipation)과 傳熱量(Heat Transfer Rate)을 나타낸다.

2.4.1 목부에 대한 에너지方程式

목부를 制限體積으로 하여 解析을 간단하게 하기 위해서 다음과 같이 假定하였다.

假定 :

(1) 흐름은 斷熱變化이다.

(2) 位置에너지의 變化는 무시한다.

式(2.31)을 목入口端 o에서 목出口端 t까지 積分하면

$$0 = m_1 \frac{(P_t - P_o)}{\rho_1} + m_2 \frac{P_o}{\rho_{20}} \ln \frac{P_t}{P_o} + m_1 \frac{(V_{3t}^2 - V_{10}^2)}{2} + m_2 \frac{(V_{3t}^2 - V_{20}^2)}{2} - m_1 \varepsilon \quad (2.33)$$

式(2.33)에서 損失項 ε 은 壁摩擦損失 ε_{th} 와 速度가 다른 두 흐름에서 생기는 混合損失 ε_m 의 합이다. 式(2.5), 式(2.12)를 利用하여 式(2.33)을 驅動流體의 제트速度의 函數로 整理하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P_t - P_o &= -\rho_1 r \phi_o \frac{P_o}{\rho_{20}} \ln \frac{P_t}{P_o} - \frac{\rho_1 (V_{3t}^2 - V_{10}^2)}{2} - \rho_1 r \phi_o \frac{(V_{3t}^2 - V_{20}^2)}{2} - \rho_1 \varepsilon \\ &= -\rho_1 r \phi_o \frac{P_o}{\rho_{20}} \ln \frac{P_t}{P_o} - \frac{\rho_1 V_1^2}{2} [b^2 (1 + \phi_t)^2 - 1] - \frac{\rho_1 V_1^2}{2} r \phi_o [b^2 (1 + \phi_t)^2 \\ &\quad - \left(\frac{\phi_o}{c}\right)^2] - \rho_1 \varepsilon \\ &= Z [1 - b^2 (1 + \phi_t)^2 - r \phi_o b^2 (1 + \phi_t)^2 + r \phi_o \left(\frac{\phi_o}{c}\right)^2] - \rho_1 r \phi_o \frac{P_o}{\rho_{20}} \ln \frac{P_t}{P_o} - \rho_1 \varepsilon \end{aligned}$$

$$= Z \left[1 - b^2 (1 + \phi_t)^2 (1 + r\phi_o) + \frac{r\phi_o^3}{c^2} \right] - \phi_o P_o \ln^{Pt} / P_o - \rho_1 \varepsilon_{th} - \rho_1 \varepsilon_m \quad (2.34)$$

運動量-連續方程式으로 부터 誘導된 式(2.15)를 式(2.34)에 代入하여 混合損失에 關해서 整理하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & Z \left[2b - (2 + k_{th})b^2 (1 + r\phi_o)(1 + \phi_t) + \frac{2r\phi_o^2 b^2}{1-b} \right] \\ & = Z \left[1 - b^2 (1 + r\phi_o)(1 + \phi_t)^2 + \frac{r\phi_o^3}{c^2} \right] - \phi_o P_o \ln^{Pt} / P_o - \rho_1 \varepsilon_{th} - \rho_1 \varepsilon_m \quad (2.35) \end{aligned}$$

式(2.35)에 있어서 壁摩擦損失은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\rho_1 \varepsilon_{th} = K_{th} \rho_3 \frac{V_{st}^2}{2} = Z K_{th} b^2 (1 + r\phi_o)(1 + \phi_t) \quad (2.36)$$

式(2.36)을 式(2.35)에 代入하여 比混合損失(Specific Mixing Loss)項에 關해서 整理하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \rho_1 \varepsilon_m &= Z \left[1 - b^2 (1 + r\phi_o)(1 + \phi_t)^2 + \frac{r\phi_o^3}{c^2} \right] - \phi_o P_o \ln^{Pt} / P_o - Z K_{th} b^2 \\ & \quad (1 + r\phi_o)(1 + \phi_t) - Z \left[2b - (2 + K_{th})b^2 (1 + r\phi_o)(1 + \phi_t) + \frac{2r\phi_o^2 b^2}{1-b} \right] \\ &= Z \left[1 - 2b - b^2 (1 + r\phi_o)(1 + \phi_t)^2 + 2b^2 (1 + r\phi_o)(1 + \phi_t) - \frac{2r\phi_o b^2}{1-b} \right. \\ & \quad \left. + \frac{r\phi_o^3}{c^2} \right] - \phi_o P_o \ln^{Pt} / P_o \quad (2.37) \end{aligned}$$

따라서 比混合損失 ϵ_m 은 다음과 같다.

$$\epsilon_m = \frac{Z}{\rho_1} \left[1 - 2b - b^2(1 + \gamma \phi_o)(1 + \phi_t)^2 + 2b^2(1 + \gamma \phi_o)(1 + \phi_t) - \frac{2\gamma \phi_o b^2}{1-b} + \frac{\gamma \phi_o^3}{c^2} \right] - \frac{\phi_o P_o}{\rho_1} \ln \frac{P_t}{P_o} \quad (2.38)$$

無負荷時, 즉 體積流量比가 零인 境遇에는 式(2.37)은 다음과 같이 간단하게 된다.

$$\begin{aligned} \epsilon_m &= \frac{Z}{\rho_1} [1 - 2b - b^2(1 + \phi_t)^2 + 2b^2(1 + \phi_t)] \\ &= \frac{Z}{\rho_1} (1+b)^2 \end{aligned} \quad (2.39)$$

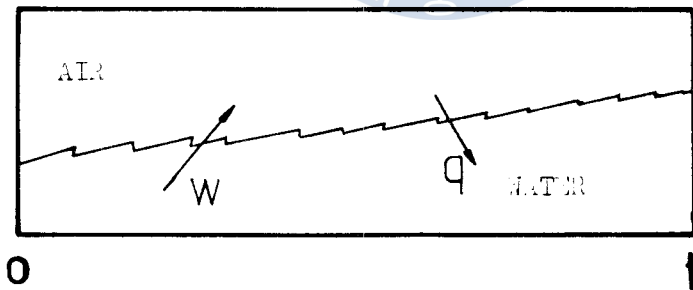


Fig.2.4 Energy Exchange in Throat

Fig.2.4에서 보는 바와 같이 일은 물에서 空氣로 가해지며, 壓縮에 따르는 熱傳達는 空氣에서 물로 일어나지만, 흡열원(Heat Sink)

의 熱容量이 크기 때문에 溫度上昇率은 아주 적어 等溫壓縮過程으로 취급할 수 있다. 목에서 等溫壓縮을 하는 空氣에 대해 에너지方程式, 式(2.30)을 適用하면

$$-\dot{W}_{20t} = \frac{m_2}{\rho_{20}} P_o \ln P_t/P_o + m_2 \frac{V_{3t}^2 - V_{20}^2}{2} + m_2 \epsilon_{20t} \quad (2.40)$$

式(2.40)을 驅動流體의 제트速度에 대한 式으로 나타내면 다음과 같다.

$$-W_{20t} = \frac{m_2}{\rho_{20}} P_o \ln P_t/P_o + m_2 \frac{V_{10}^2}{2} + [b^2(1-\phi_t)^2 - \frac{\phi_o^2}{c^2}] + m_2 \epsilon_{20t} \quad (2.41)$$

摩擦損失은 대부분 混合流에서 발생하므로 空氣의 摩擦損失 ϵ_2 는 거의 零에 가깝다. 물에서 空氣에 가한 일은 W_{20t} 와 크기가 같으며 符號는 반대이다.

$$\begin{aligned} \frac{W_{10t}}{m_1} &= \bar{W}_{10t} \\ &= \left[\frac{(\dot{P}_t - P_o)}{\rho} + \frac{V_{3t}^2 - V_{10}^2}{2} + \epsilon_{10t} \right] \\ &= -\frac{Z}{\rho_1} \left[1 - b^2(1+r\phi_o)(1+\phi_t)^2 + \frac{r\phi_o^3}{c^2} \right] + \frac{\phi_o P_o}{\rho_1} \ln P_t/P_o + \epsilon_{1t} \\ &\quad + \epsilon_m - \frac{Z}{\rho_1} [b^2(1+\phi_t)^2 - 1] - \epsilon_{10t} \\ &= -\frac{Z}{\rho_1} \left[1 - b^2(1+r\phi_o)(1+\phi_t)^2 + \frac{r\phi_o^3}{c^2} + b^2(1+\phi_t)^2 - 1 \right] + \frac{\phi_o P_o}{\rho_1} \ln P_t/P_o \end{aligned}$$

$$= \frac{Z}{\rho_1} \left[r\phi_0 b^2 (1+\phi_t)^2 - \frac{r\phi_0^3}{c^2} \right] + \frac{\phi_0 P_0}{\rho_1} \ln P_t/P_0 \quad (2.42)$$

式(2.38)을 式(2.42)에 代入하여 整理하면 摩擦損失은 다음과 같이 표현될 수도 있다.

$$\epsilon_m = \frac{Z}{\rho_1} \left[1 - 2b - b^2(1+\phi_t)^2 + 2b^2(1+r\phi_0)(1+\phi_t) - \frac{2r\phi_0^2 b^2}{1-b} \right] - W_{10t} \quad (2.43)$$

式(2.36), 式(2.42)를 式(2.34)에 代入하여 整理하면 다음과 같이 修正된 에너지方程式을 誘導할 수 있다.

$$P_t - P_0 = Z \left[1 - b^2(1+\phi_t)^2 - K_{th} b^2(1+r\phi_0)(1+\phi_t) \right] - \rho_1 \epsilon_m - \rho_1 W_{10t} \quad (2.44)$$

上式에서 알 수 있는 바와 같이 목部の 壓力은 摩擦損失과 混合損失 그리고 물이 空氣를 壓縮하는데 消耗되는 일에 의해서 減少된다는 것을 알 수 있다.

2.4.2 디퓨저에 대한 에너지方程式

에너지方程式, 式(2.30)을 디퓨저에 대해 適用하면 이 制限體積에 있어서 일과 傳熱量의 合은 不變이다. 따라서 式(2.30)을 목 出口端 t에서 디퓨저 出口端 d까지 積分하면

$$P_d - P_t = Z(1+r\phi_0) \left[b^2(1+\phi_t)^2 - a^2 b^2(1+\phi_d)^2 \right] - \phi_t P_t \ln P_d/P_t - \rho_1 \epsilon_{di} \quad (2.45)$$

여기서 우변 제2項은 等溫壓縮일 過程으로서 엔트레인된 空氣는 混

合流가 減速됨에 따라 물에 의해 壓縮된다. 空氣의 흐름에 대한 機械的 에너지方程式은 다음과 같다.

$$-dw = \frac{dP}{\rho_2} + VdV + d\epsilon_2 \quad (2.46)$$

式(2.46)을 出口端 t에서 디퓨저出口端 d까지 積分하면

$$-W_{2td} = m_2 \frac{P}{\rho_{2t}} \ln P_d/P_t + m_2(V_{2d}^2 - V_{2t}^2) + \epsilon_{2td} \quad (2.47)$$

물이 가한 일은 空氣가 받는 일과 크기가 같으며 符號는 반대이다.

$$\begin{aligned} \frac{W_{1td}}{m_1} &= \overline{W}_{1td} \\ &= -\left[\frac{P_d - P_t}{\rho_1} + \frac{(V_{3d}^2 - V_{3t}^2)}{2} + \epsilon_{di} \right] \\ &= -\frac{1}{\rho_1} [Z(1 + \gamma\phi_o)\{b^2(1 + \phi_t)^2 - a^2b^2(1 + \phi_d)^2\} - \phi_t P_t \ln P_d/P_t \\ &\quad - \rho_1 \epsilon_{di}] - \frac{1}{2} [V_{10}^2 a^2 b^2 (1 + \phi_d)^2 + V_{10}^2 b^2 (1 + \phi_t)^2] - \epsilon_{di} \\ &= \frac{Z}{\rho_1} [\gamma\phi_o a^2 b^2 (1 + \phi_d)^2 - \gamma\phi_o b^2 (1 + \phi_t)^2] + \frac{\phi_t P_t}{\rho_1} \ln P_d/P_t \quad (2.48) \end{aligned}$$

式(2.45)에 있어서 壁摩擦損失은 다음과 같다.

$$\rho_1 \epsilon_{di} = Z K_{di} b^2 (1 + \gamma\phi_o)(1 + \phi_t) \quad (2.49)$$

式(2.48), 式(2.49)를 式(2.45)에 代入하여 整理하면 디퓨저에서의 壓力上昇 ($P_d - P_t$)는 다음과 같다.

$$P_d - P_t = Z[b^2(1+\phi_t)^2 - a^2b^2(1+\phi_d)^2 - K_{di}b^2(1+\gamma\phi_o)(1+\phi_t)] - \rho_1 W_{1td} \quad (2.50)$$

디퓨저에서의 壓力上昇은 運動에너지에 比例하며 摩擦損失과 空氣를 壓縮시키는데 消耗되는 일이 적을수록 더 增加한다. 목부와는 다르게 디퓨저에 있어서의 混合流의 兩相사이에는 슬립이 없기 때문에 混合損失이 없다.

2.4.3 全體的인 機械에너지

係 內의 全體的인 壓力降下는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} P_i - P_d &= (\bar{P}_i - P_o) - (P_t - P_o) - (P_d - P_t) \\ &= Z[1 + K_{nz} - 1 + b^2(1+\phi_t)^2 + K_{ti}b^2(1+\gamma\phi_o)(1+\phi_t)] - \rho_1 \varepsilon_m + \rho_1 W_{1ot} \\ &\quad - Z[b^2(1+\phi_t)^2 - a^2b^2(1+\phi_d)^2 - K_{di}b^2(1+\gamma\phi_o)(1+\phi_t)] - \rho_1 W_{1td} \quad (2.51) \end{aligned}$$

목入口部の 空氣흐름에 대한 式(2.6)을 포함하는 全體에너지는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} e_{in} &= \frac{Q_1 Z [K_{nz} + K_{en} \frac{\gamma \phi_o^2}{c^2} + (K_{th} + K_{di}) b^2 (1 + \gamma \phi_o) (1 + \phi_t)]}{e_{fric}} \\ &\quad + \frac{Q_1 Z [a^2 b^2 (1 + \phi_d)^2 + \gamma (\frac{\phi_o}{c})^2 + e_m + W_{out}]}{e_{ke}} \quad (2.52) \end{aligned}$$

第 3 章 實驗裝置 및 實驗方法

3.1 實驗裝置의 概要

本 實驗裝置는 實驗用 WJA펌프와 2개의 水槽 그리고 3대의 펌프와 3개의 流量計 및 마노메타(Manometer)로 이루어져 있다.

Fig.3.1은 實驗裝置의 全體 配置圖이다. 實驗用 WJA펌프의 驅動流體인 大氣壓狀態下의 常溫의 물은 水槽(1)로 부터 驅動펌프로 흡입되어 流量計를 거쳐 WJA펌프의 驅動노즐側으로 流入된다.

流量計는 浮子式 流量計를 使用하였으며 流量은 펌프의 吐出側에 設置된 바이패스(By-Pass)밸브를 使用하여 調節하였다. 驅動流體의 高速噴射에 의하여 形成된 흡입실의 부압으로 인하여 흡입되는 흡입流體는 室內의 空氣로서, 流量計 前後에 設置된 밸브에 의하여 流量이 調節된 다음 流量計를 지나 흡입流體의 맥동을 방지하기 위해 設置된 서어지 탱크(Surge Tank)를 거쳐 흡입실로 흡입된다. WJA펌프의 各部의 靜壓을 測定하기 위하여 壓力孔을 設置하여 마노메타에 連結하였으며, 이 때 라인(Line) 內에 혼입된 空氣의 壓縮性에 의한 殘壓을 除去하기 위하여 마노메타의 入口側에 推氣用 라인(Air Purge Line)을 設置하였다. WJA펌프로 부터 吐出되는 混合流는 水槽(2)로 流出되어 循環用 펌프에 의하여 水槽(1)로 되돌려지며 吐出밸브의 開度에 의하여 水槽(1)의 水位를 一定하게 유지하였다. Fig.3.1에서 보는 바와 같이 水槽(1) 內의 격벽을 통하여 오버 플로(Over Flow)하는 물은 補助펌프를 使用하여 水槽(1)로 되돌렸다. 이처럼 水槽(1)의 水位를 一定하게 하여 驅動펌프의 흡입水頭를 一定하게 유지함으로써 定常狀態下에서 實驗을 行하였다. Fig.3.2는 實驗裝置의 全體配置에 대한 寫眞이다.

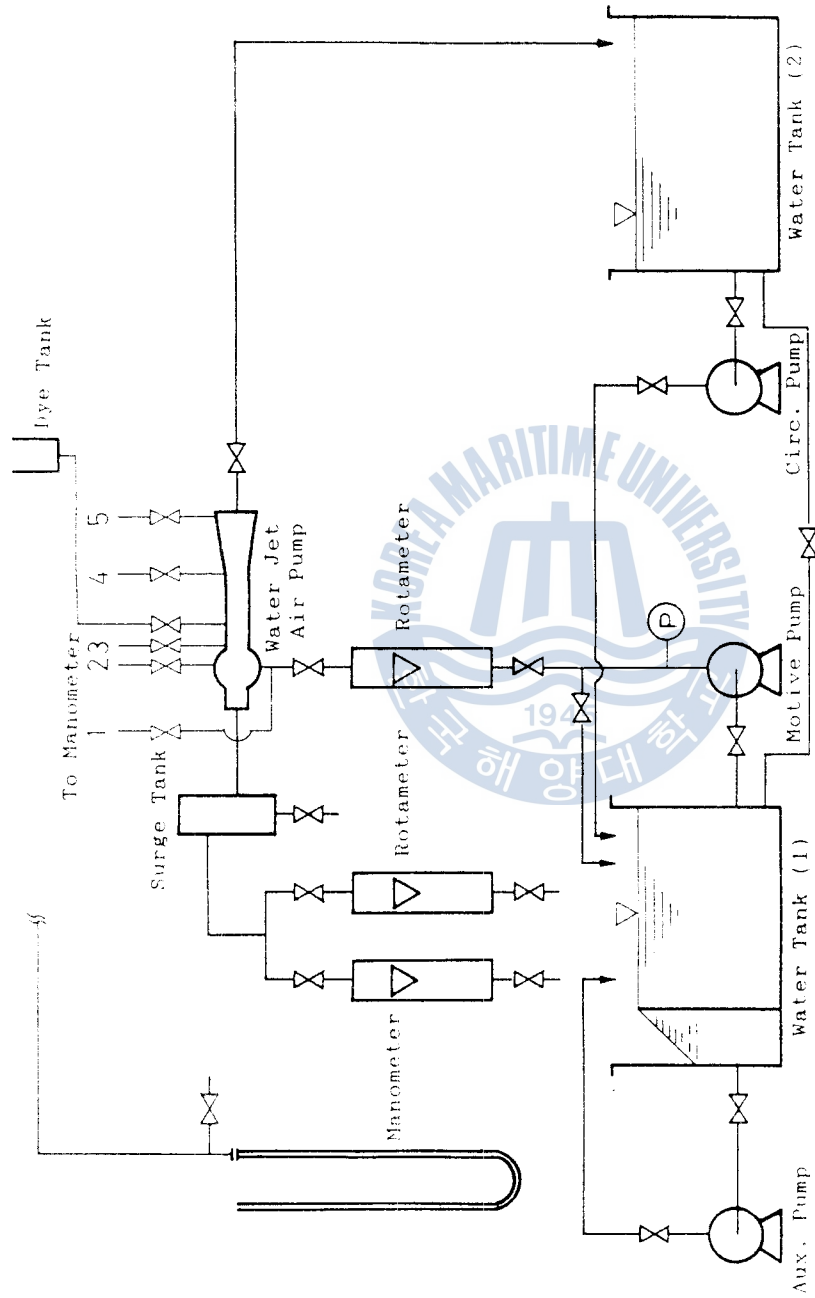


Fig. 3.1 Schematic Diagram of Experimental Apparatus

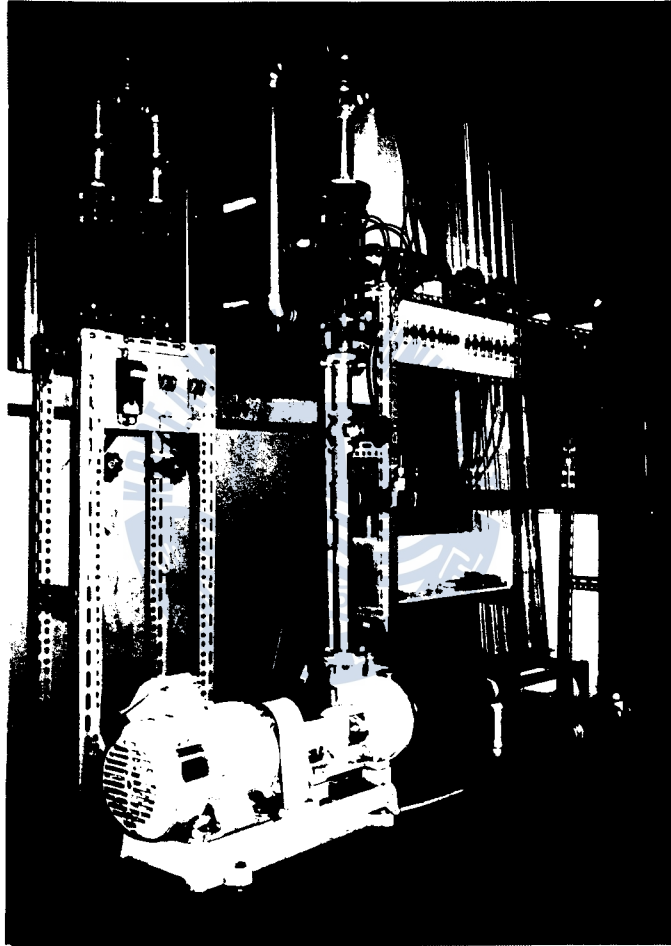


Fig. 3.2 Photo of Experimental Apparatus

3.2 實驗裝置의 各部詳細

本 實驗用 WJA펌프는 흡입실本體와 驅動노즐, 흡입안내관(Suction Guide), 목入口部, 목 및 디퓨저로 構成되어있다. 먼저

Fig.3.3은 흡입실本體와 驅動노즐 및 흡입안내관의 詳細圖이다. ⁽¹⁸⁾

목의 斷面積에 대한 驅動노즐의 出口斷面積의 比로 표시되는 面積比 b 의 變化에 따라 제트의 分散距離(Jet Breakup Length)가 달라져 最適의 목길이가 變하게 되며, 또한 그에 따른 壓力比 및 流量比도 영향을 받게 되므로 面積比의 變化는 WJA펌프 效率에 큰 영향을 미치게 된다. 따라서 本 實驗에서는 面積比가 WJA펌프의 性能에 미치는 영향을 考察하기 위하여 出口側 內徑이 10 mm인 驅動노즐과 外徑이 6 mm와 7 mm인 두 개의 흡입안내관을 使用함으로써 各各의 面積比가 0.17과 0.14인 境遇에 대하여 實驗을 하였다.

Fig.3.4는 목入口部の 詳細圖이다. 驅動노즐의 出口端에서 목入口까지의 距離의 變化에 대한 영향을 考察하기 위하여 목入口길이가 39 mm와 79 mm인 두 가지의 境遇에 대하여 實驗을 行하였다.

Fig.3.5는 목의 詳細圖이다. 驅動流體와 흡입流體間의 運動量傳達이 完全히 이루어지기 위해서는 제트의 分散距離에 따라서 알맞은 목길이가 定해져야 한다. 만약 목길이가 짧은 境遇에는 驅動流體의 高速噴流가 디퓨저 內에까지 이르러서야 分散(Shedding)됨으로써, 흡입流體로의 運動量傳達이 完全히 일어나지 못하므로 驅動流體의 엔트레인效率(Entrainment Effectiveness)이 아주 낮게 된다. 반면에 목길이가 너무 긴 境遇에는 運動量傳達이 完全히 이루어지지만 摩擦損失이 增加하고 디퓨저 內에서 相分離(Phase-Separation)가 일어나 壓力回復이 낮게 되어 오히려 效率도 낮게

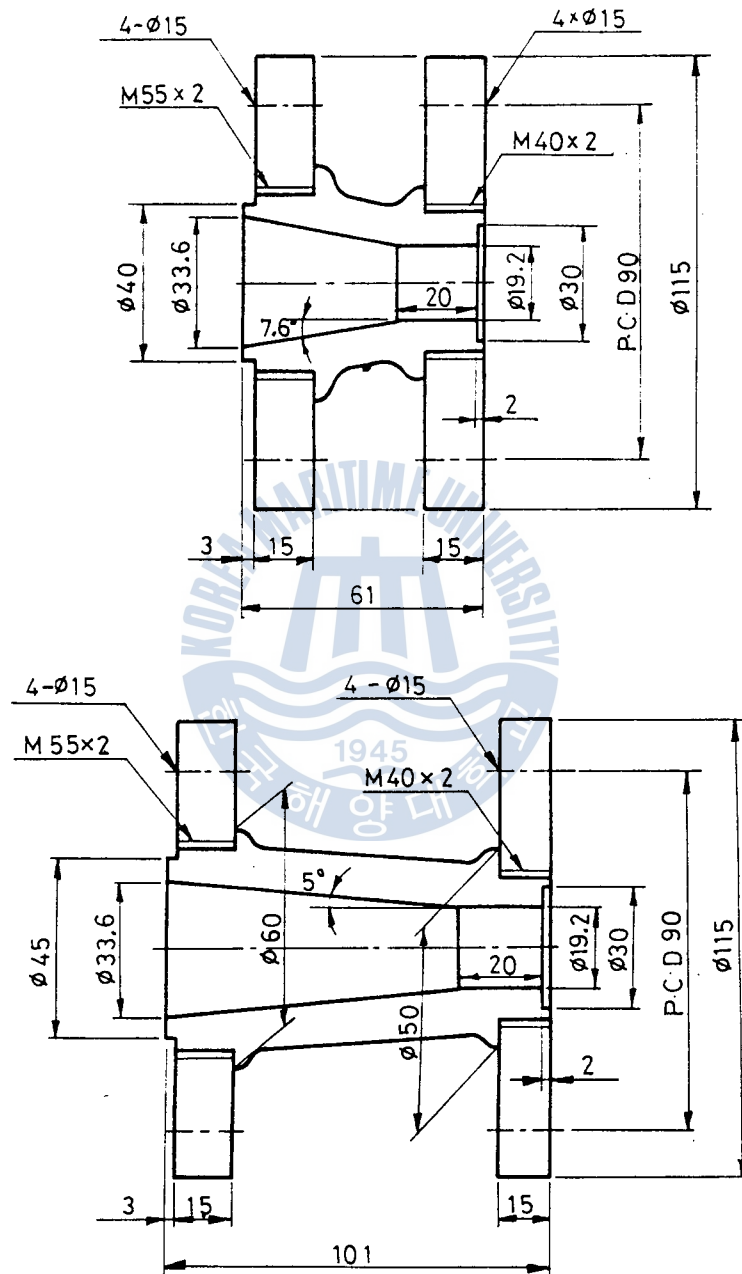
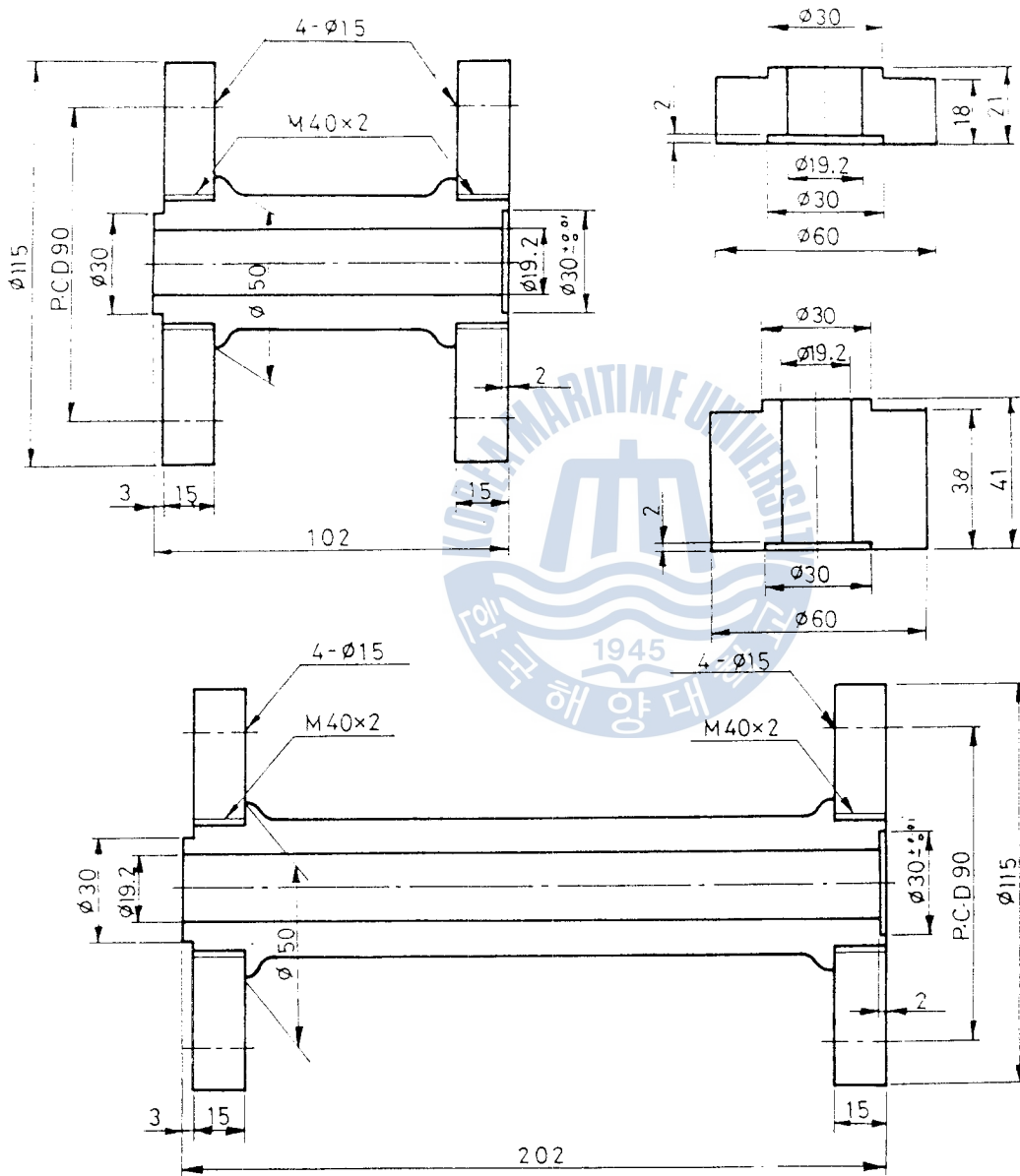


Fig.3.4 Dimension of Throat Entry



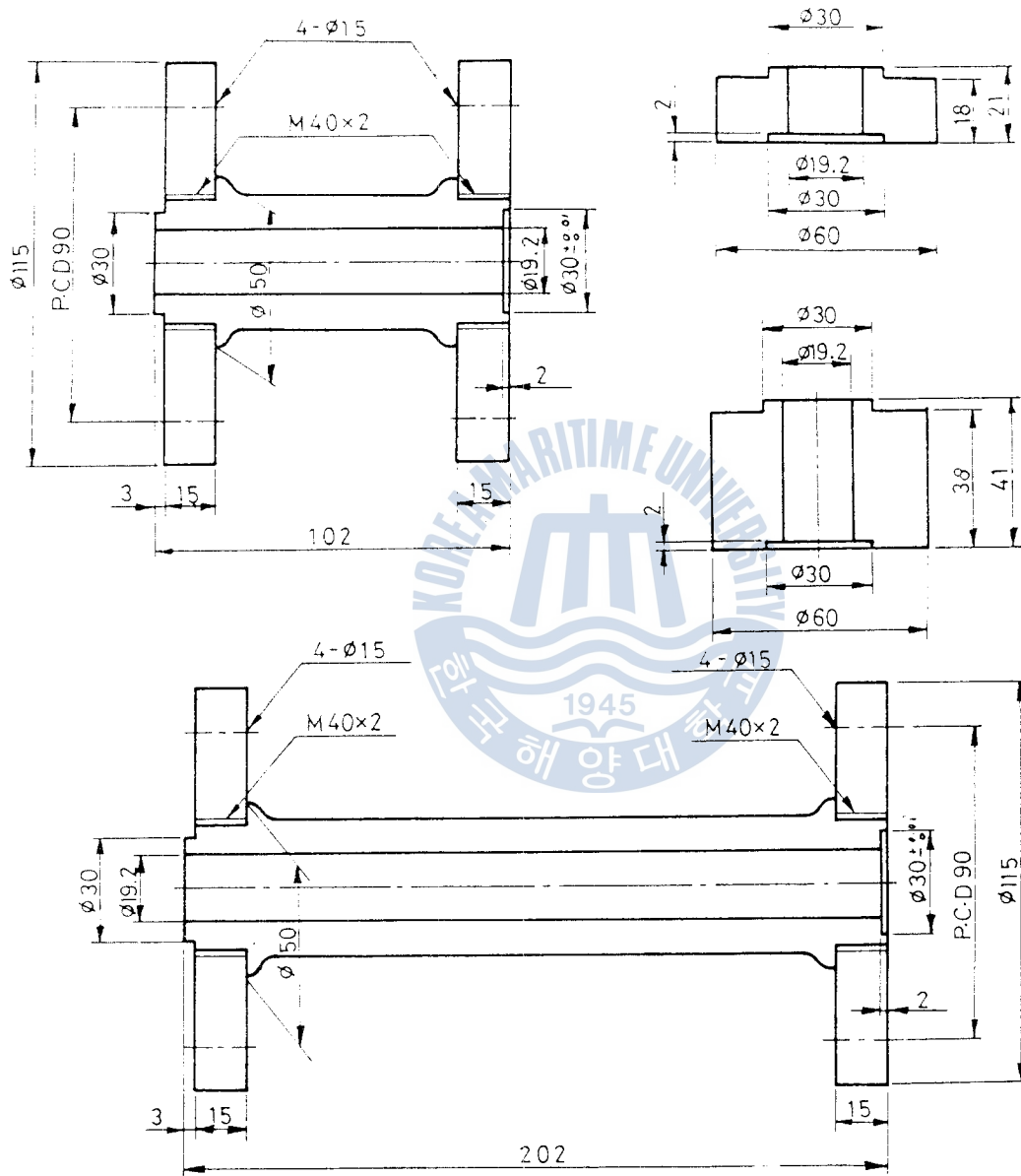


Fig.3.5 Dimension of Throats

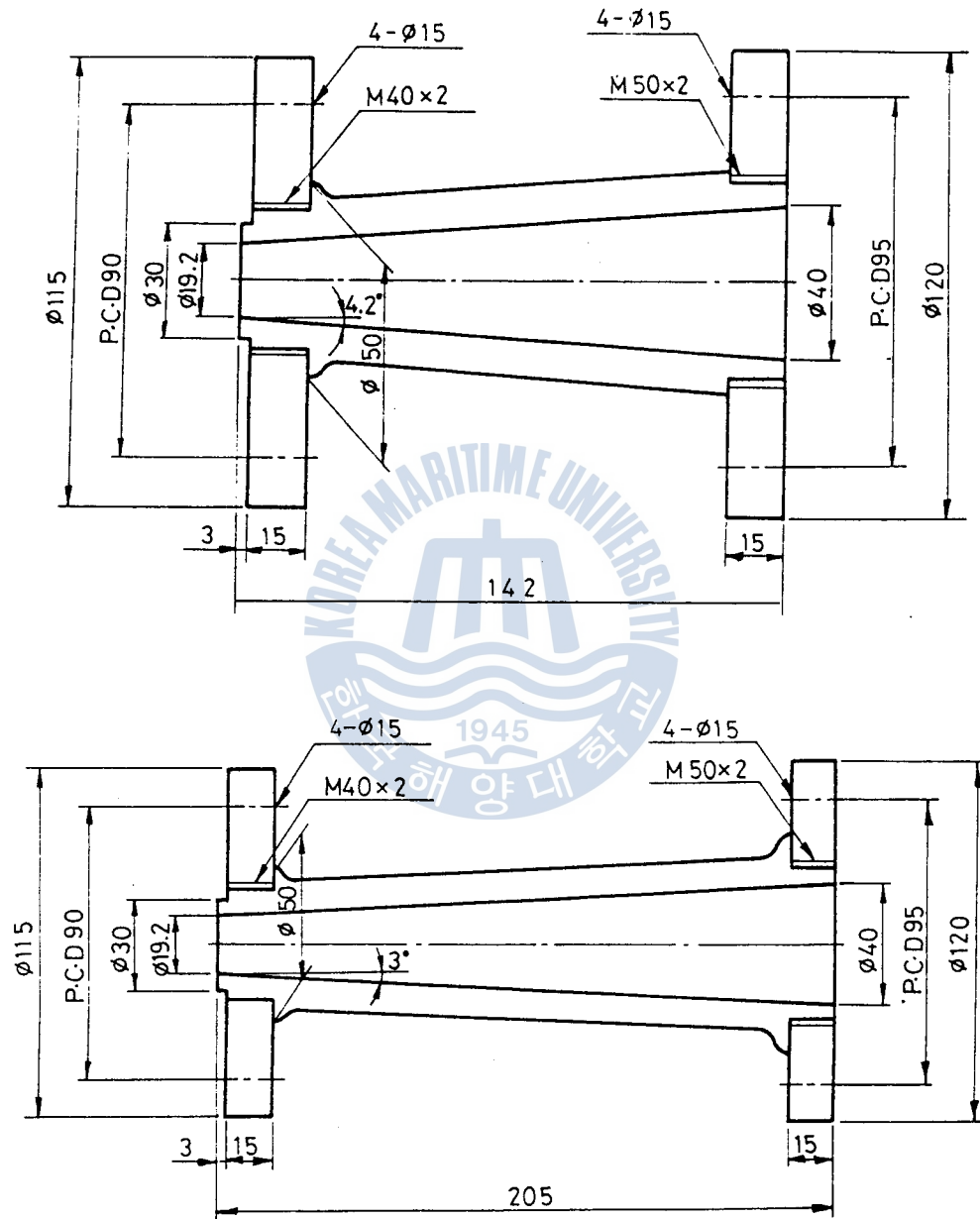


Fig. 3.6 Dimension of Diffuser

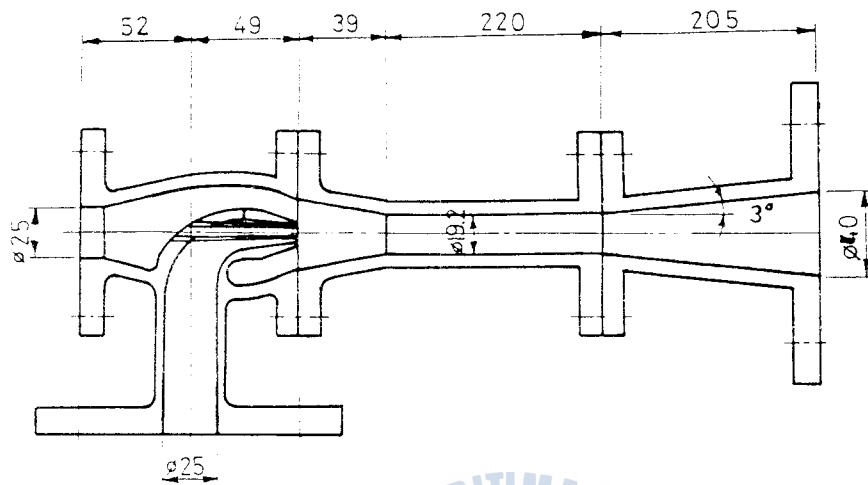


Fig.3.7 Dimension of Experimental W.J.A Pump

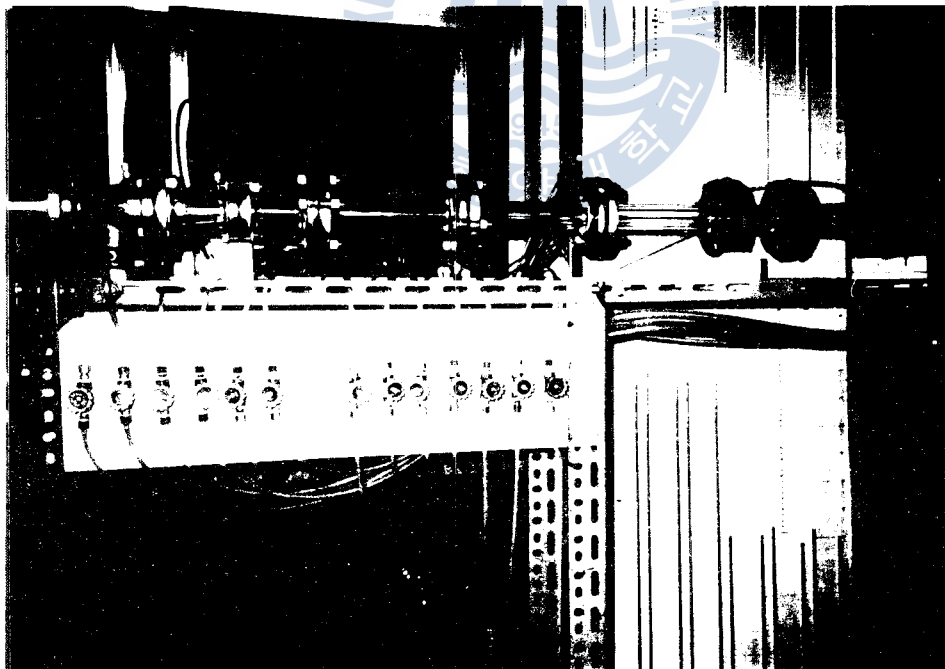


Fig.3.8 Photo of Experimental W.J.A Pump

3.3 測定裝置

Fig.3.1에 나타나 있는 바와 같이 實驗用 WJA 펌프에 直徑 1 mm ϕ 의 靜壓孔을 設置하여 驅動側과 흡입실 그리고 목入口 및 목出口와 디퓨저出口의 靜壓을 다음과 같이 測定하였다.

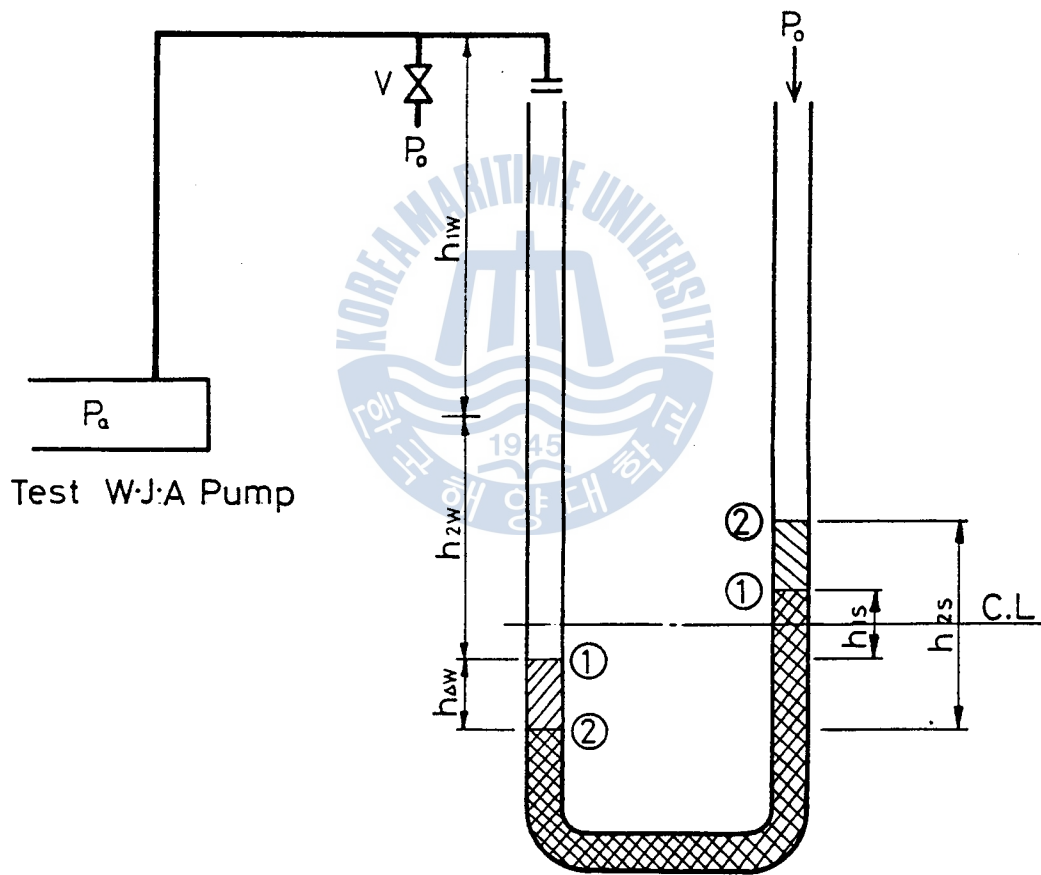


Fig.3.9 Calculation Method of Manometer

Fig.3.9에서 보는 바와 같이 물의 比重量을 γ_w , 水銀의 比重量을 γ_s , 大氣壓을 P_o , WJA펌프 内の 測定하고자 하는 壓力을 P_a , WJA펌프의 中心部로 부터 加壓側의 殘壓除去用 밸브 V까지의 水頭높이를 h_{1w} , 水銀柱 上部로 부터 WJA펌프의 中心까지의 높이를 h_{2w} , 壓力이 가해진 다음에 增加한 水頭를 $h_{\Delta w}$ 라 하고, 大氣側에 있어서 처음 水頭差에 의한 水銀柱의 높이를 h_{1s} , 壓力이 가해진 다음의 높이를 h_{2s} 라 한다. 라인 内の 殘壓을 除去하기 위하여 밸브 V를 열어 大氣中에 開放시킨 상태에서 基準面(C.L, Center Line)을 中心으로한 힘의 平衡方程式은

$$p_o + \gamma_w h_{1w} + \gamma_w h_{2w} = p_o + \gamma_s h_{1s} \quad (3.1)$$

다음으로 밸브 V를 잠근 상태 즉 측정상태에서 WJA펌프內 측정하고자 하는 部位의 壓力 P_a 가 작용할 경우에는

$$p_a - \gamma_w h_{1w} + \gamma_w h_{1w} + \gamma_w h_{2w} + \gamma_w h_{\Delta w} = p_o + \gamma_s h_{2s} \quad (3.2)$$

式(3.2)를 整理하면

$$p_a = p_o + \gamma_s h_{2s} - \gamma_w h_{2w} - \gamma_w h_{\Delta w} \quad (3.3)$$

式(3.1)에서 $\gamma_w h_{2w}$ 를 구하여 式(3.3)에 代入하여 整理하면 側定部의 壓力은 다음과 같다.

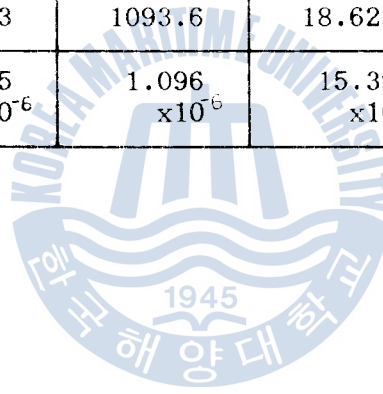
$$p_a = p_o + r_s(h_{2s} - h_{1s}) + r_w(h_{1w} - h_{\Delta w}) \quad (3.4)$$

作動流體인 물의境遇에 있어서는 溫度와 壓力變化에 대하여 物性値가 거의 一定하나 空氣의境遇에는 흡입실 및 목入口 等에서의 壓力變化에 따라 物性値가 크게 변한다. 本實驗에서는 實驗室內的 공기의 溫度를 20 °C, 壓力은 0.1 MPa을 基準으로 하였으며, 各部에서의 體積流量은 목入口端 o에서의 體積流量 Q_{2o} 를 基準으로 하여 거기에 相對密度 $d_o (= \rho_o / \rho_a)$ 를 곱하여 흡입流量 Q_{2a} 를 구하였다. 또한 Q_{2a} 에 相對密度 $d_s (= \rho_a / \rho_s)$ 를 곱하여 흡입실內的 流量 Q_{2s} 를 산출하였다. 表3.1은 本實驗의 範圍에 있는 물과 공기(22)의 物性値를 간략하게 나타내었으며, 보간법을 使用하여 壓力에 대하여 補正하였다.

흡입流量 Q_{2a} 는 驅動流體의 제트레이놀즈數 (Jet Reynolds Number)의 變化에 따라서 넓은 範圍에 걸쳐 변하게 되므로, 流量計의 範圍가 0.6-6.0 Nm³/h와 2.0-20 Nm³/h인 2개의 流量計를 並列로 設置하여 흡입流量이 적은 境遇에는 눈금을 보다 정밀히 읽을 수 있도록 하였다. 驅動流量을 測定하기 위하여 設置된 浮子式 流量計의 範圍는 1-10 m³/h이며 本實驗裝置를 利用하여 다음과 같이 檢定하였다. Fig.3.1에 있는 驅動펌프를 驅動하여 流量計의 눈금을 一定히 유지한 다음 一定한 시간동안에 水槽(2)에 있어서 增加한 水位에 따른 量을 계산한 결과와 流量計의 눈금을 比較하여 檢定하였으며, 이 때 驅動펌프의 흡입水頭를 一定하게 유지하기 위하여 탭워터(Tap Water)를 使用하였다. 이렇게 檢定한 결과는 Fig.3.10에 나타나 있다.

Table 3.1 The Properties of Working Fluids

壓力 流體 物性值	0.01 MPa		0.1 MPa	
	Air	Water	Air	Water
密度 (Kg / m ³)	0.1189	998.16	1.1894	998.21
粘性係數 (μ Pa.s)	18.263	1093.6	18.625	1093.5
動粘性係數 (m ² / s)	153.95 x10 ⁻⁶	1.096 x10 ⁻⁶	15.39 x10 ⁻⁶	1.096 x10 ⁻⁶



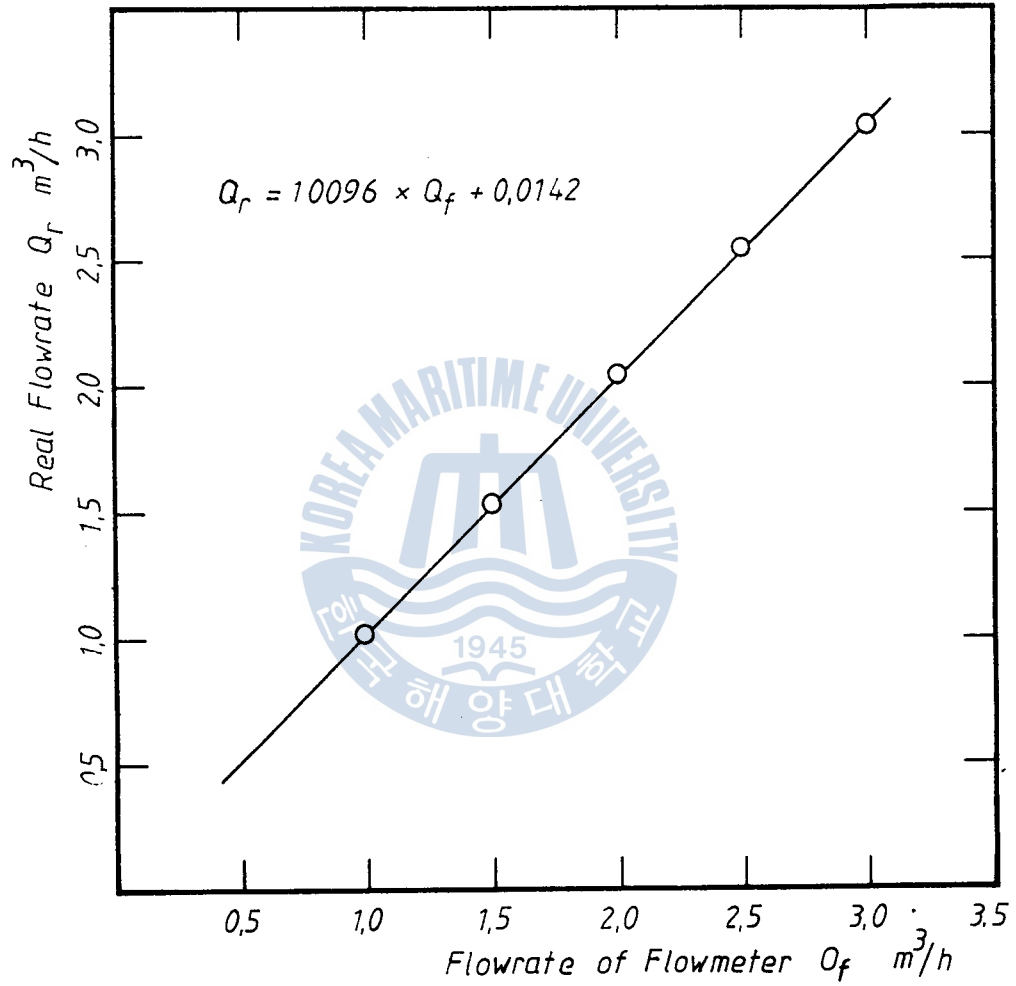


Fig.3.10 Calibration Result of Water Flowmeter

3.4 實驗方法

앞節 3.1에서 설명한 바와 같이 水槽(1)의 水位를 一定하게 하여 驅動펌프의 흡입水頭를 一定하게 유지하고 驅動流量 및 흡입流量, 그리고 各部의 壓力을 一定히 유지하여 定常狀態下에서 實驗을 行하였다. 實驗用 WJA펌프 內에 異物質이 혼입하는 것을 방지하기 위하여 水槽(2)의 가운데를 스폰지(Sponge)를 使用하여 필터링(Filtering)시켰으며 驅動펌프의 흡입側에 100 메쉬(Mesh)의 스트레이너(Strainer)를 設置하였다. WJA펌프의 各部의 壓力은 마노메타를 使用하여 測定하였으며, 이 때 測定부와 마노메타를 連結하는 라인 內의 殘壓은 推氣用 벨브를 利用하여 除去하였다.

먼저 驅動펌프의 吐出側에 設置된 바이패스 벨브를 調節하여 驅動流體의 제트레이놀즈數를 變化시켜 가면서 이에 대한 速度係數의 變化를 測定하여 驅動노즐의 性能特性을 實驗하였다. 그리고 흡입側 벨브를 잠구어 흡입流量이 零이 되게 한 다음 驅動流體의 제트레이놀즈數를 變化시켜 가면서 이에 대한 흡입揚程의 變化를 測定하여 無負荷性能特性에 대한 實驗을 하였다. 또한, 無負荷狀態에서의 吐出揚程의 變化에 따른 흡입揚程의 變化에 대한 實驗 및 吐出揚程과 흡입揚程의 變化에 따른 흡입流量의 變化에 대한 實驗을 하였다. 바이패스 벨브를 調節하여 驅動流量을 一定히 유지하고 WJA펌프의 吐出벨브 및 흡입側 空氣流量計의 前後에 設置된 벨브를 調節하여 흡입揚程을 一定히 유지한 다음 體積流量比의 變化에 대한 效率의 關係를 實驗하였다. 이 때 흡입揚程이 710 mm Hg以下로 너무 낮거나 空氣流量計의 前後에 設置된 벨브가 알맞게 交軸되지 않았을 境遇에는 空氣流量計의 浮子(Float)가 심하게 현

팅 (Hunting)하였다. 목부길이의變化에 대한 實驗을 하기 위하여 길이가 다른 7개의 목을 利用하여 無次元 목길이가 6.3, 11.5, 16.7, 21.9, 27.1, 32.3, 37.5 및 42.7인 경우에 대하여 實驗을 하였다. Fig.3.7에서 알 수 있는 바와 같이 조립상에 있어서 센터라인 (Center Line)을 잡기 위하여 목部の 兩面에 凹凸을 두었으며 連結部에는 두께 1 mm의 고무패킹을 使用하여 누설을 방지하였다.

흡입안내관을 利用하여 驅動노즐의 出口斷面積을 바꿈으로써 面積比의變化에 대한 實驗을 하였으며, 또한 목入口길이의變化, 디퓨저의 擴大角의變化에 대한 實驗을 별도로 行하였다. 表3.2에 本 實驗의 實驗範圍를 나타내었다.

Table 3.2 The Range of Experimental Parameters

面積比 [a]	1945	2.1
面積比 [b]	0.14 ,	0.17
無次元 목입구길이 [LE]	2.0 ,	4.1
無次元 목부길이 [LT]	6.3 -	42.7
디퓨저의 擴大角	6.0 ,	8.4
體積流量比 [ϕ_0]	0.7 -	2.8
제트레이놀드數 [Re _j]	5.5x10 ⁴ -	8.4x10 ⁴
吐出揚程 [Pd]	760 mmHg -	1060 mmHg

第 4 章 實驗結果 및 考察

4.1 性能特性

Fig.3.3에 있는 驅動노즐의 性能特性을 考察하기 위하여 驅動노즐의 速度係數에⁽²³⁾ 관하여 整理하면 다음과 같다. 驅動노즐의 入口(1)와 出口(2)사이의 摩擦이 없는 流動에 대하여 베르누이方程式과 連續方程式을 適用하면 驅動노즐의 速度係數 C_n 은 다음과 같이 定義된다.

$$\begin{aligned}
 V_{2\text{ideal}} &= \sqrt{\frac{2}{\rho} \left[\frac{P_1 - P_2}{1 - A_2^2/A_1^2} \right]} \\
 &= \sqrt{\frac{2}{998.3[\text{kg}/\text{m}^3]} \times \frac{P_1 - P_2[\text{mmHg}]}{1 - A_2^2/A_1^2} \times \frac{101325\text{Pa}}{760\text{mmHg}}} \\
 &= \sqrt{0.2671(P_1 - P_2)/(1 - A_2^2/A_1^2)[\text{m}^2/\text{sec}^2]} \quad (4.1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 V_{2\text{real}} &= C_n V_{2\text{ideal}} \\
 &= C_n \sqrt{0.2671(P_1 - P_2)/(1 - A_2^2/A_1^2)} \quad (4.2)
 \end{aligned}$$

Fig.4.1은 直徑比 β 가 0.29와 0.32인 本 實驗用 驅動노즐의 레이놀즈數의 變化에 대한 速度係數의 變化에 관한 그래프로서 本 實驗에서는 實驗裝置의 構造上 Fig.2.1에 있어서 驅動노즐의 入口 i와 목의 入口 o에서 各各 P_i 와 P_o 를 計측하였기 때문에 驅動노즐入口

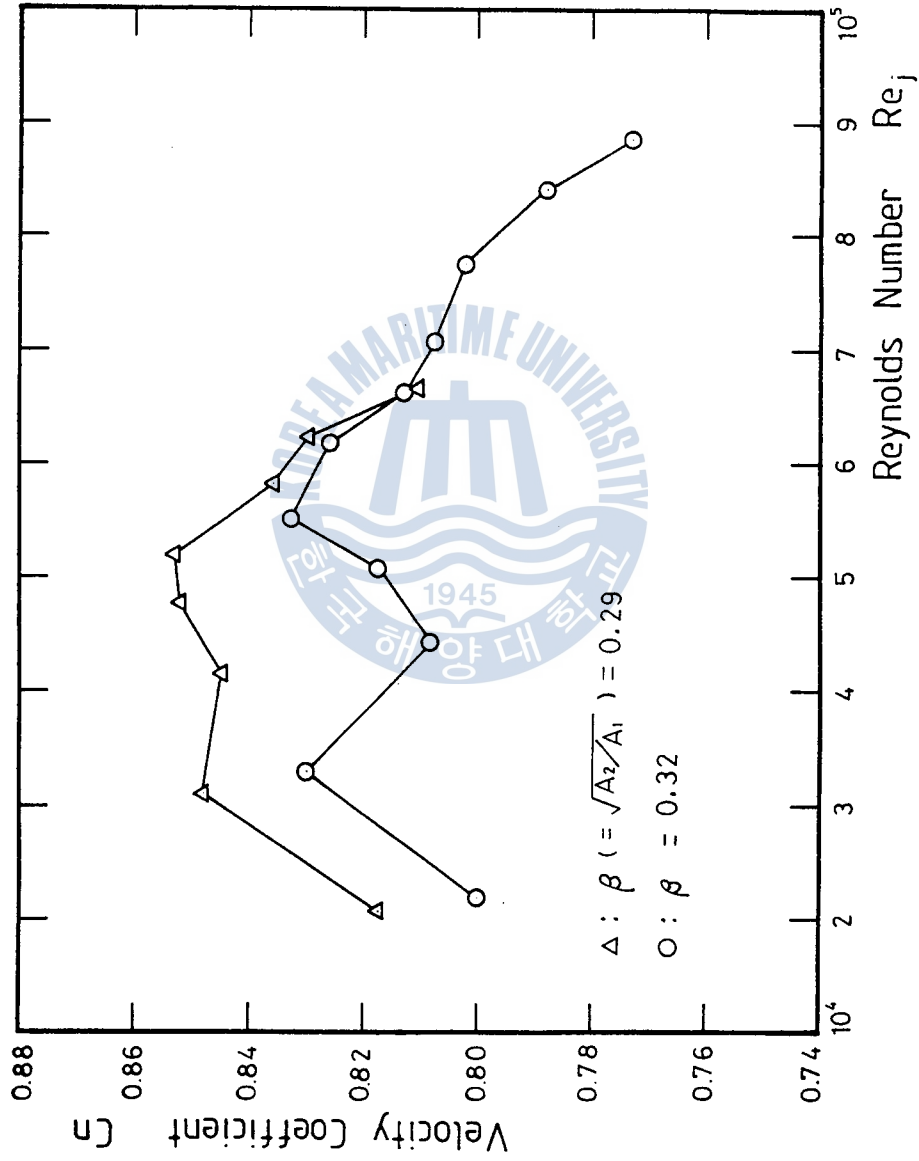


Fig. 4.1 Velocity Coefficient of Nozzle to Reynolds Number

部에서의 連次收縮管에 의한 損失과 90度 엘보우에 의한 摩擦損失 그리고 흡입안내관에 의한 摩擦損失 等の 損失이 크므로 本 實驗의 範圍인 레이놀즈數가 6.60×10^4 인 境遇의 速度係數는 0.81로서 一般的인 境遇보다 낮았다.

Fig.4.2는 面積比가 0.14인 境遇의 흡입流量을 零으로 하는 無負荷實驗으로서 吐出揚程을 파라미터로 하여 흡입揚程에 대한 驅動流量의 영향을 나타낸 것이다. Fig.4.2에서 알 수 있는 바와 같이 흡입揚程은 驅動流量이 增加함에 따라 指數적으로 增加하며 吐出揚程이 增加함에 따라 減少하는 傾向을 나타내었다.

Fig.4.3은 面積比가 0.17인 境遇의 無負荷實驗으로서 Fig.4.2와 같은 傾向을 나타내었다. Fig.4.2와 Fig.4.3의 결과에 대하여 面積比의 영향을 考慮하여 比較해 보면, 同一한 驅動流量과 吐出揚程에 대하여 面積比가 0.14인 境遇가 0.17인 境遇보다 흡입揚程이 높음을 알 수 있었다.

Fig.4.4는 面積比가 0.14인 境遇의 吐出揚程의 變化에 대한 實驗으로서 吐出揚程을 파라미터로 하여 驅動流量의 變化에 대한 흡입流量의 變化를 나타낸 것이다. 흡입流量은 흡입揚程과 마찬가지로 驅動流量이 增加함에 따라 增加하며 吐出揚程이 增加함에 따라 減少하는 傾向을 나타내었다.

Fig.4.5는 面積比가 0.17인 境遇의 吐出揚程의 變化에 대한 實驗으로서 Fig.4.4와 같은 傾向을 나타내었다. Fig.4.4와 Fig.4.5의 결과에 대하여 面積比의 영향을 살펴보면, 同一한 驅動流量과 吐出揚程에 대하여 面積比가 0.14인 境遇가 0.17인 境遇보다 흡입流量이 많음을 알 수 있었다.

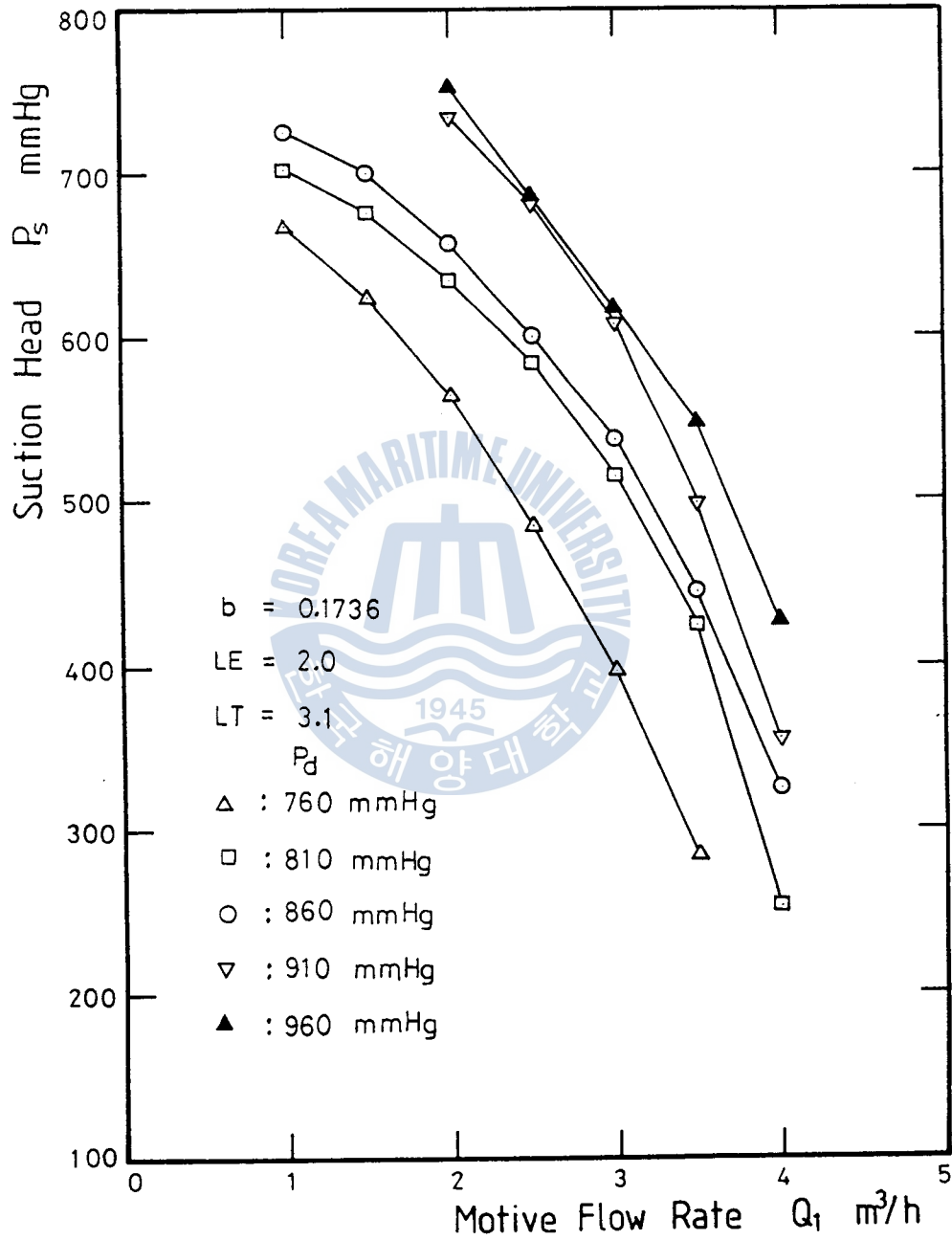


Fig. 4.3 Effect of Discharge Head to Suction Head

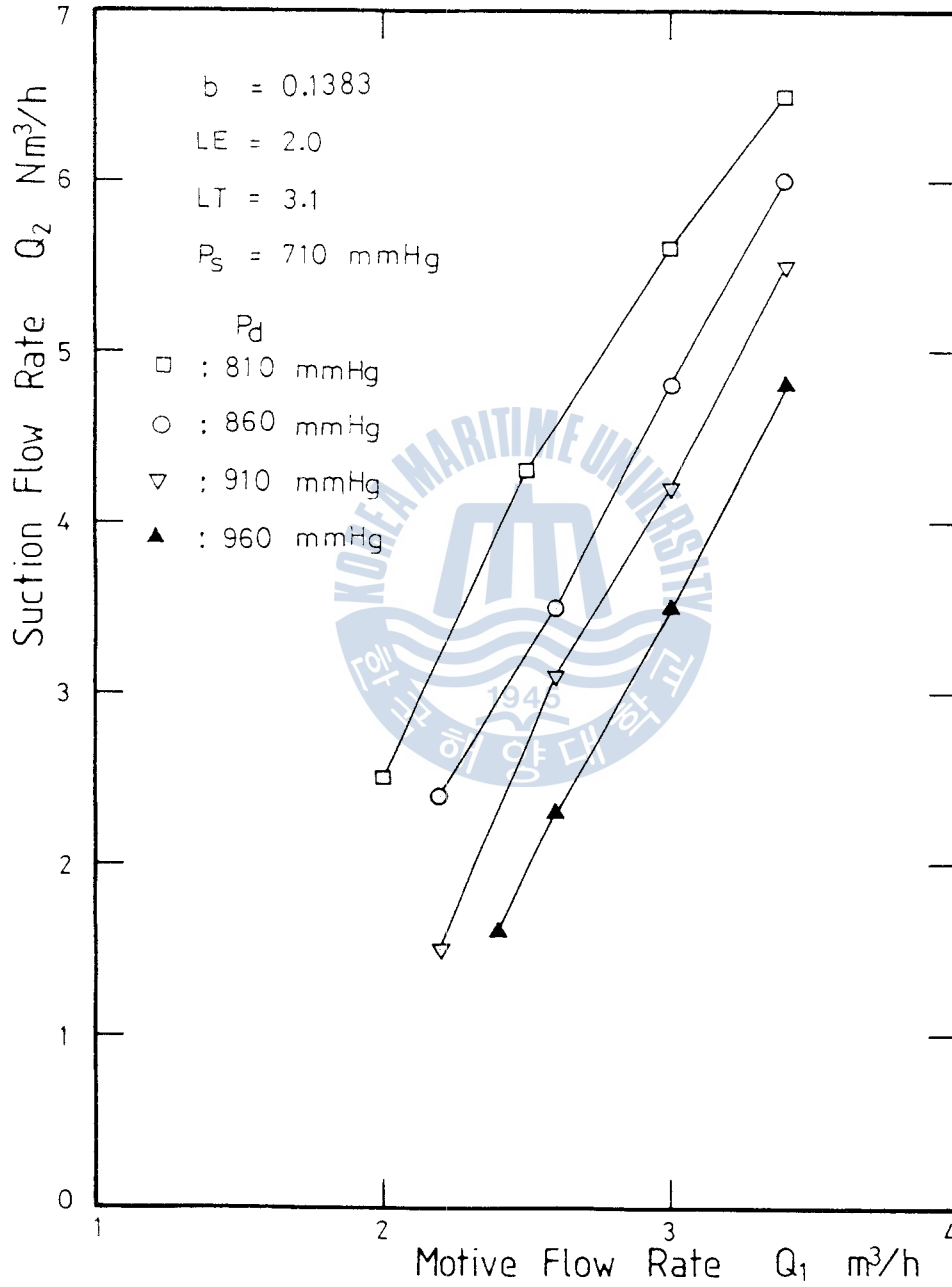


Fig. 4.4 Effect of Discharge Head to Suction Flow Rate

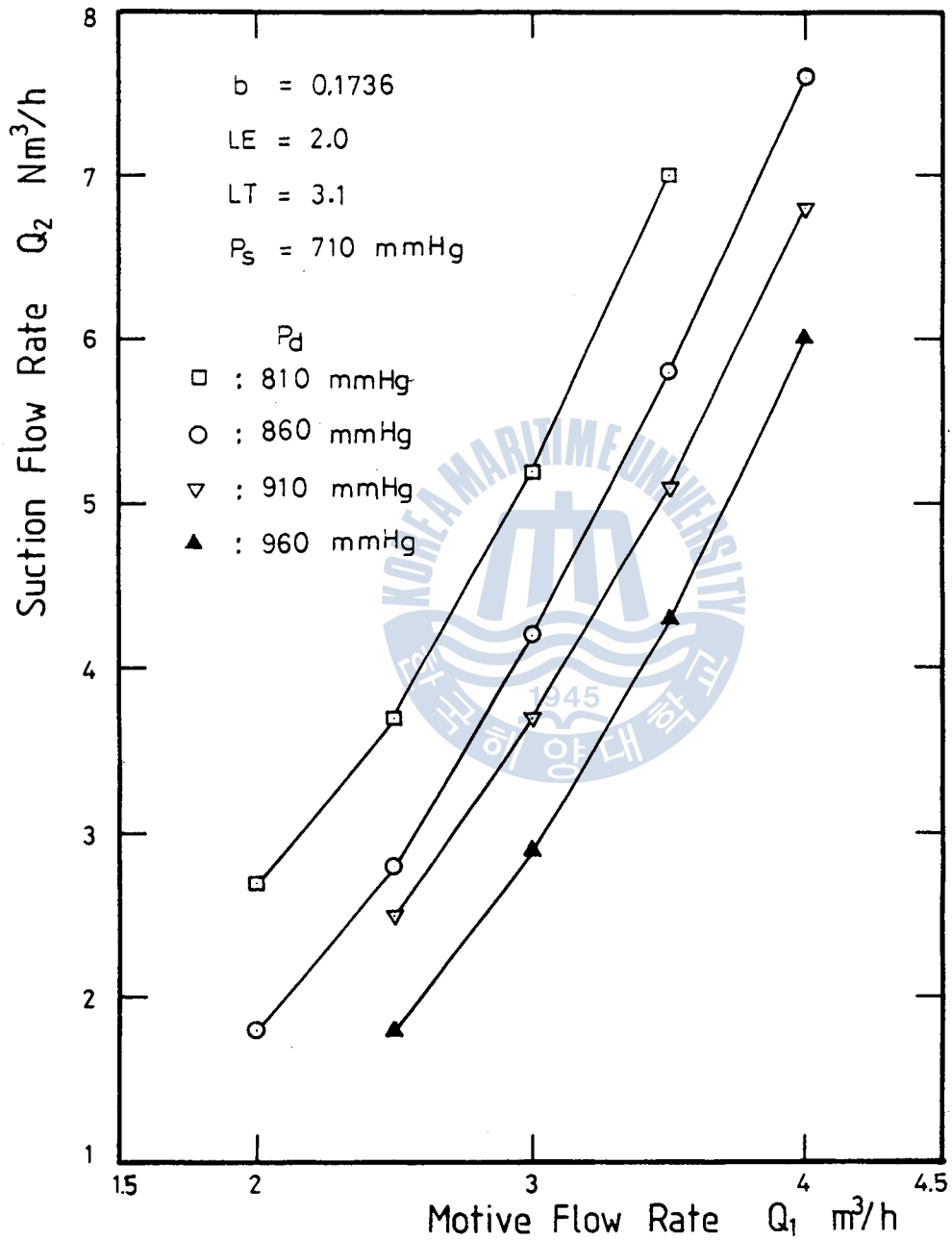


Fig.4.5 Effect of Discharge Head to Suction Flow Rate

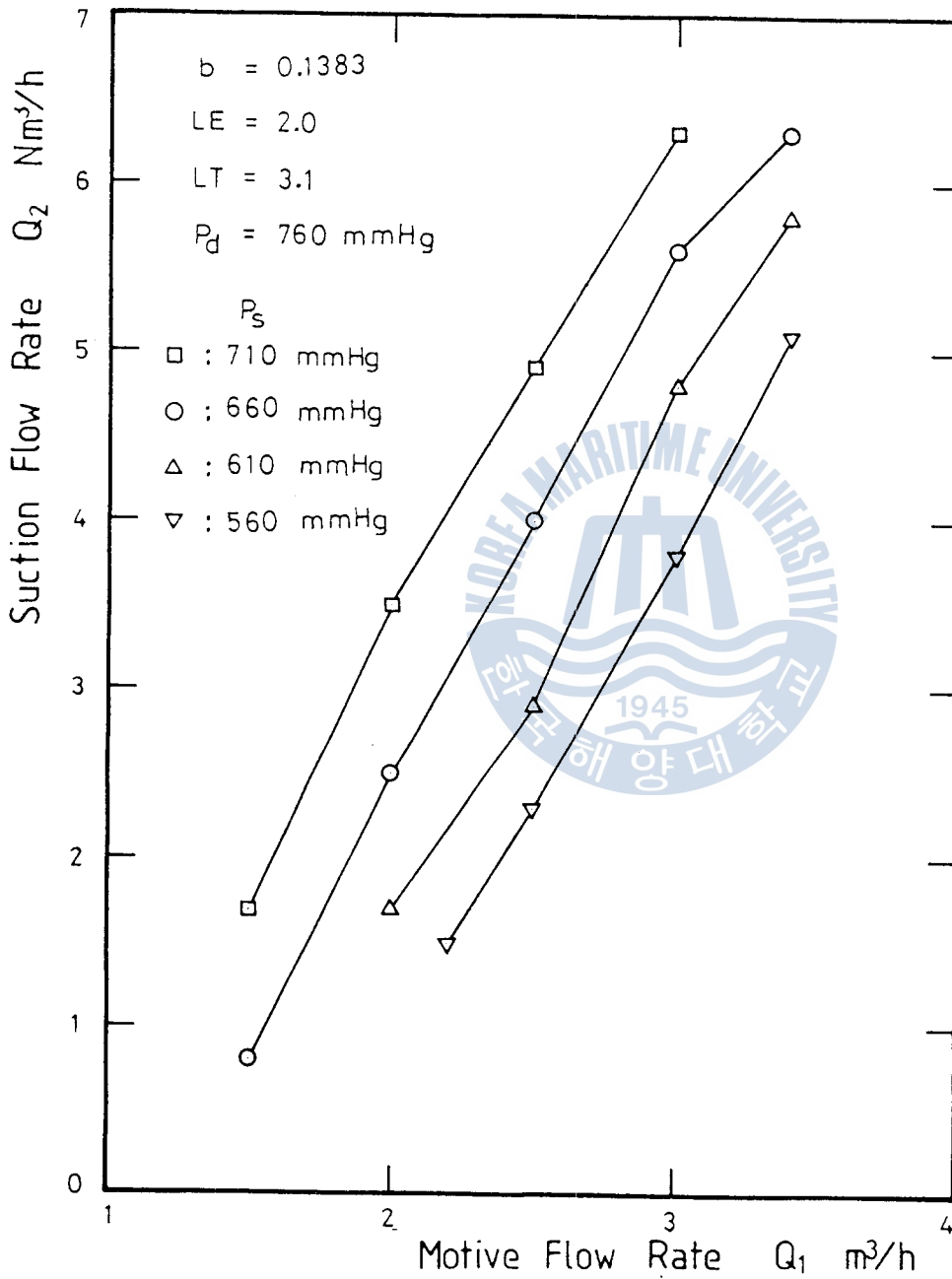


Fig. 4.6 Effect of Suction Head to Suction Flow Rate

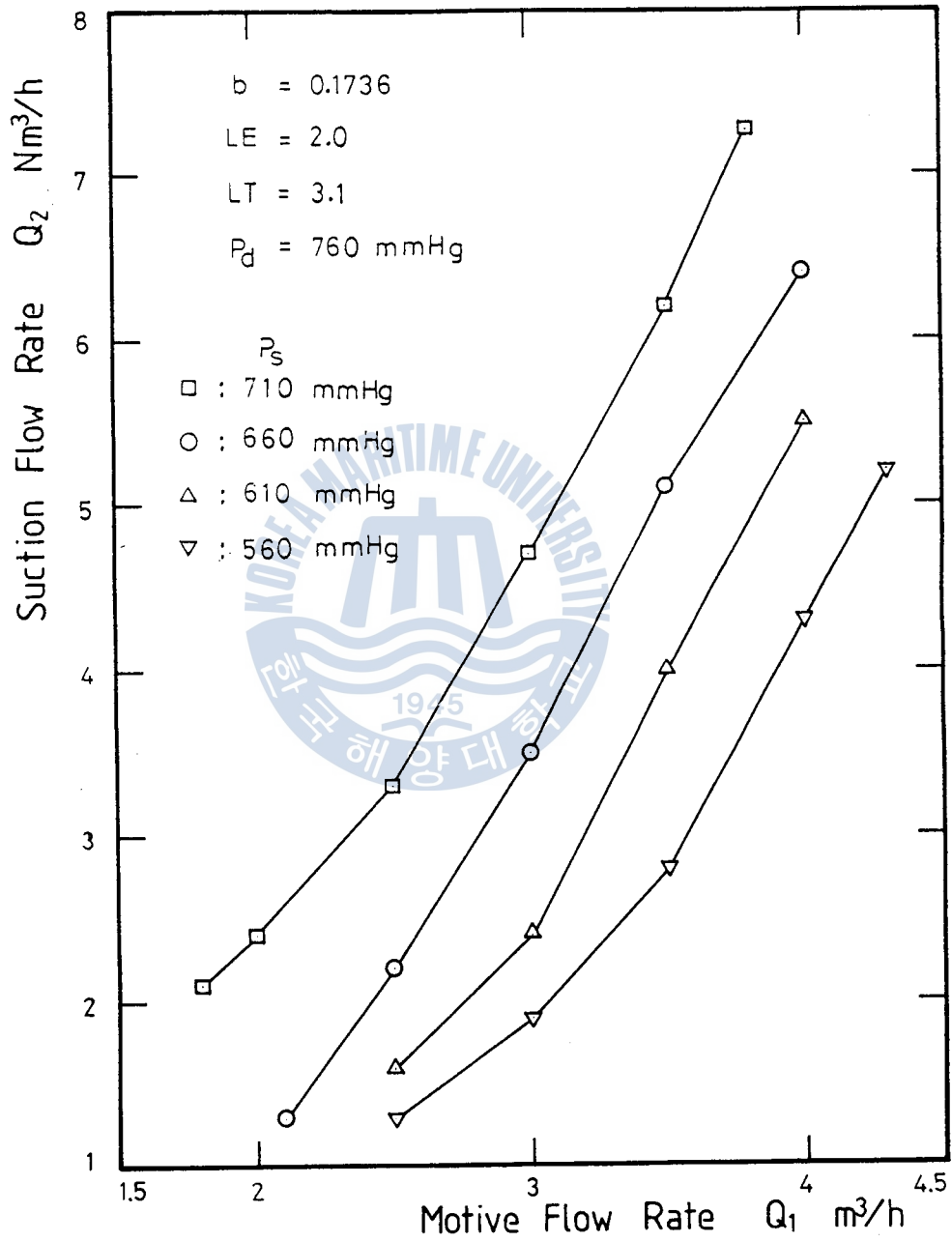


Fig. 4.7 Effect of Suction Head to Suction Flow Rate

4.2 各種 形狀比가 性能特性에 미치는 영향

Fig.4.8은 面積比가 0.17이고 無次元 목입구길이가 2.0인 경우에 驅動流體의 제트레이놀즈數를 파라미터로 하여 목길이의 變化에 대한 흡입揚程의 變化를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 흡입揚程은 제트레이놀즈數가 增加함에 따라 增加한다. 또한 목길이의 영향은 無次元목길이가 11.5인 境遇에 흡입揚程이 가장 높으며 목길이가 增加함에 따라 점차 減少하는 傾向을 나타내었다. 이와 같은 이유는 목길이가 運動量傳達에 필요한 길이 이상으로 길어짐에 따라 오히려 管摩擦에 의한 損失이 增加하기 때문이라고 생각된다.

Fig.4.9는 面積比가 0.17이고 無次元목입구길이가 4.1인 경우에 驅動유체의 제트레이놀즈數를 파라미터로 하여 목길이의 變化에 대한 흡입揚程의 變化를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 흡입揚程은 제트레이놀즈數가 增加함에 따라 增加한다. 또한 목길이의 영향은 제트레이놀즈數가 적은 範圍에서는 거의 一定하며 제트레이놀즈數가 큰 範圍에서는 목길이가 길어짐에 따라 점차 減少하는 傾向을 나타내었다. Fig.4.8과 Fig.4.9에서 목입구길이의 變化에 대한 영향을 考察하여 보면, 同一한 제트레이놀즈數에 있어서 無次元목입구길이가 2.0인 境遇가 無次元목입구길이가 4.1인 境遇보다 흡입揚程이 높으며, 또한 無次元목입구길이가 4.1인 경우가 無次元목입구길이가 2.0인 경우보다 목길이의 變化에 대하여 영향을 적게 받음을 알 수 있었다.

Fig.4.10은 面積比가 0.14이고 無次元목입구길이가 4.1인 경우에 驅動流體의 제트레이놀즈數를 파라미터로 하여 목길이의 變化에 대

한 흡입揚程의 變化를 나타낸 것이다. Fig.4.9와 Fig.4.10에서 面積比의 영향을 考察하여 보면 同一한 제트레이놀즈數에 있어서 面積比가 0.14인 境遇가 0.17인 境遇보다 흡입揚程이 높으며, 또한 목길이의 영향은 面積比가 0.14인 境遇에는 0.17인 境遇보다 運動量傳達이 比較的 긴 木部에 걸쳐 이루어지는 것을 알 수 있었다.

Fig.4.11은 面積比가 0.14이고 無次元목입구길이가 4.1인 경우에 驅動流體의 제트레이놀즈數를 파라미터로 하여 목길이의 變化에 대한 흡입流量의 變化를 나타낸 것이다. 흡입揚程과 마찬가지로 흡입流量은 제트레이놀즈數가 增加할수록 增加하며 無次元목길이가 37.5일 때 흡입流量이 가장 많았다.

Fig.4.12는 面積比가 0.17이고 無次元목입구길이가 4.1인 경우의 驅動流體의 제트레이놀즈數를 파라미터로 하여 목길이의 變化에 대한 흡입流量의 變化를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 흡입流量은 제트레이놀즈數가 增加할수록 增加하며 목길이가 길어짐에 따라 比較的 완만하게 增加하는 傾向을 나타내었다.

Fig.4.11과 Fig.4.12에서 面積比의 영향을 考察하여 보면, 同一한 제트레이놀즈數에 있어서 面積比가 0.14인 境遇가 面積比가 0.17인 境遇보다 흡입流量이 많음을 알 수 있었다. 以上の 결과에서 흡입揚程과 흡입流量은 제트레이놀즈數가 增加함에 따라 增加하며 木入口의 길이가 긴 境遇에는 흡입揚程은 낮으나 목길이의 變化에 대하여 영향을 적게 받으며, 또한 面積比가 큰 境遇에는 흡입流量 및 흡입揚程은 낮으나 목길이의 變化에 대하여 영향을 적게 받음을 알 수 있었다.

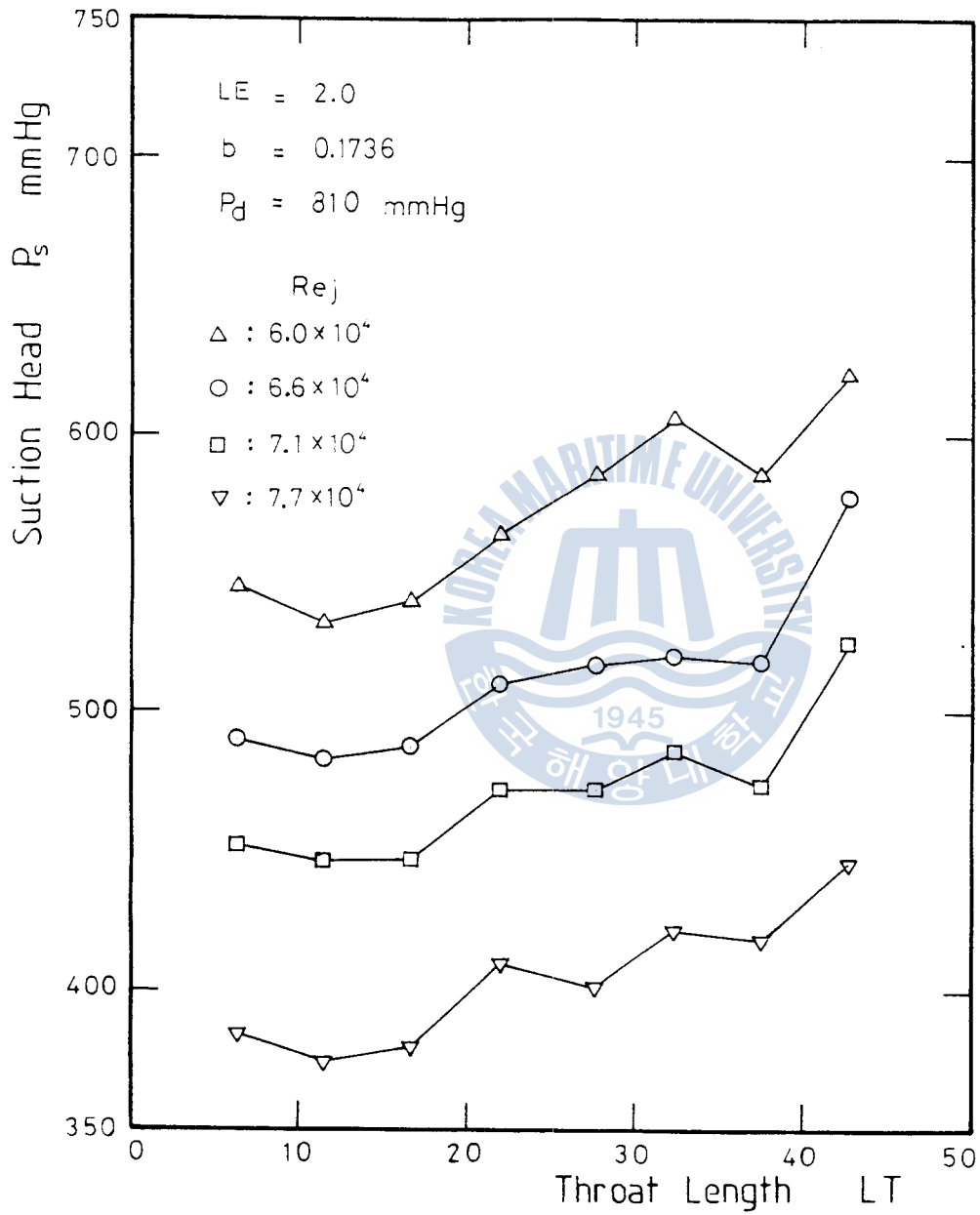


Fig.4.8 Effect of Throat Length to Suction Head

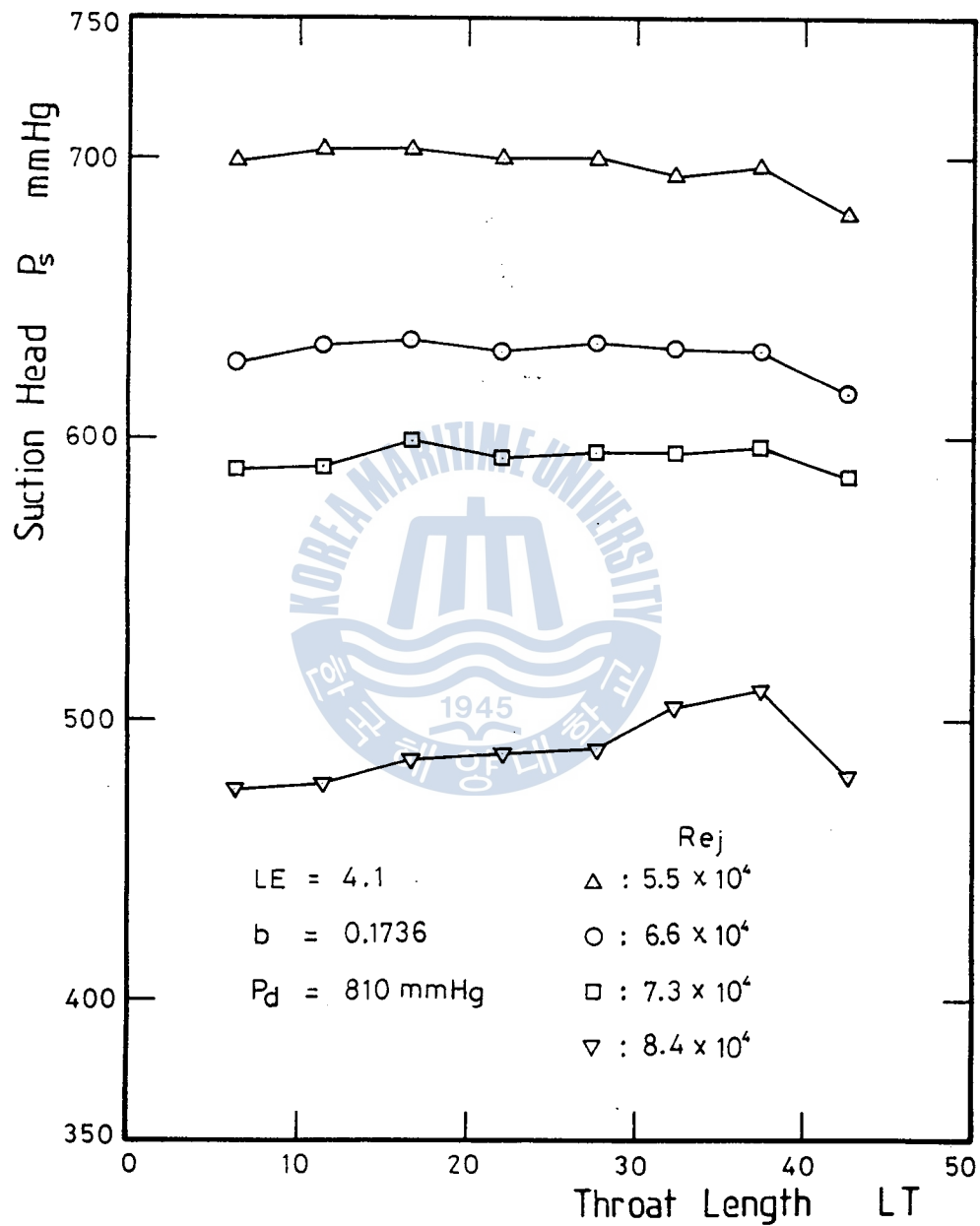


Fig.4.9 Effect of Throat Length to Suction Head

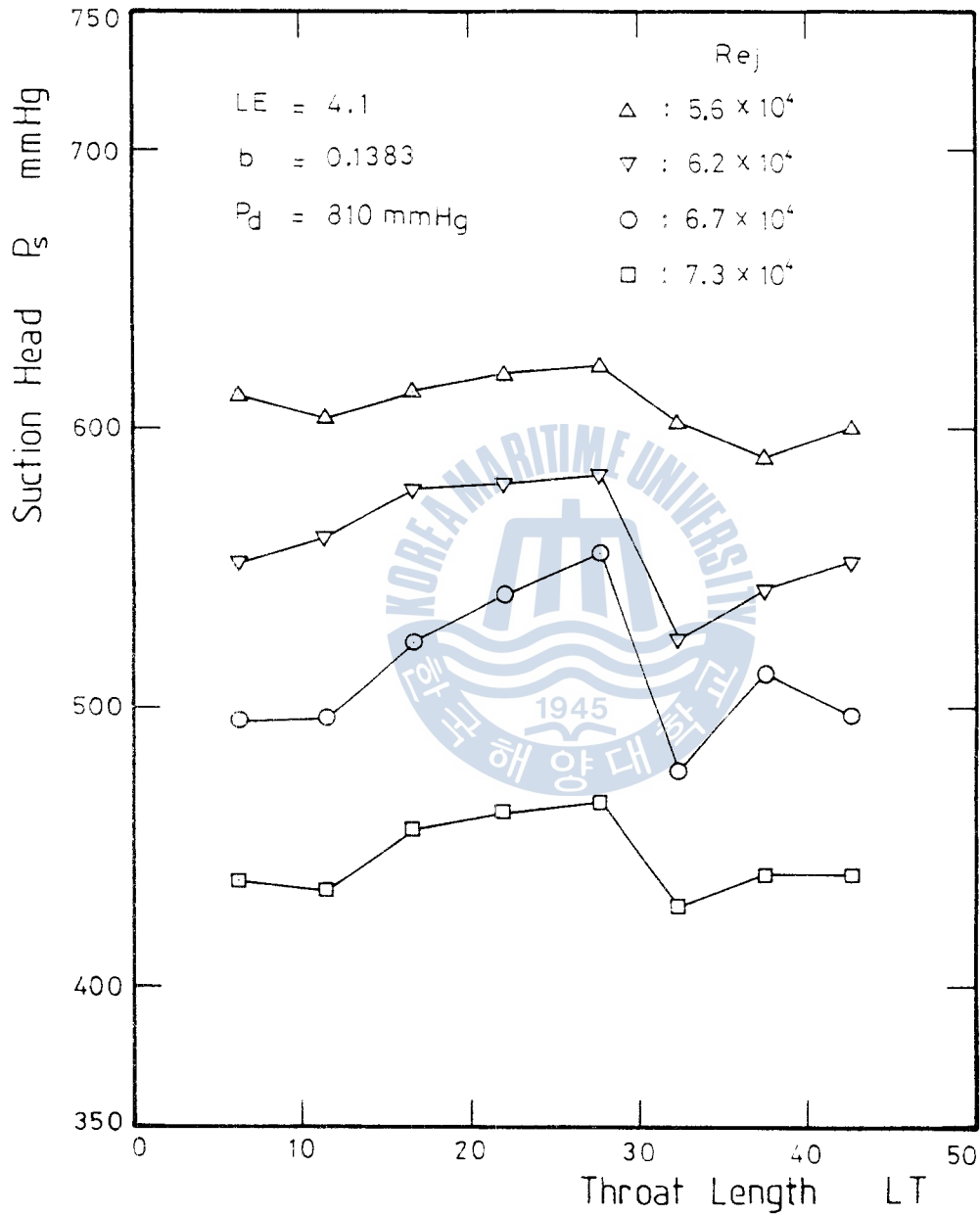


Fig.4.10 Effect of Throat Length to Suction Head

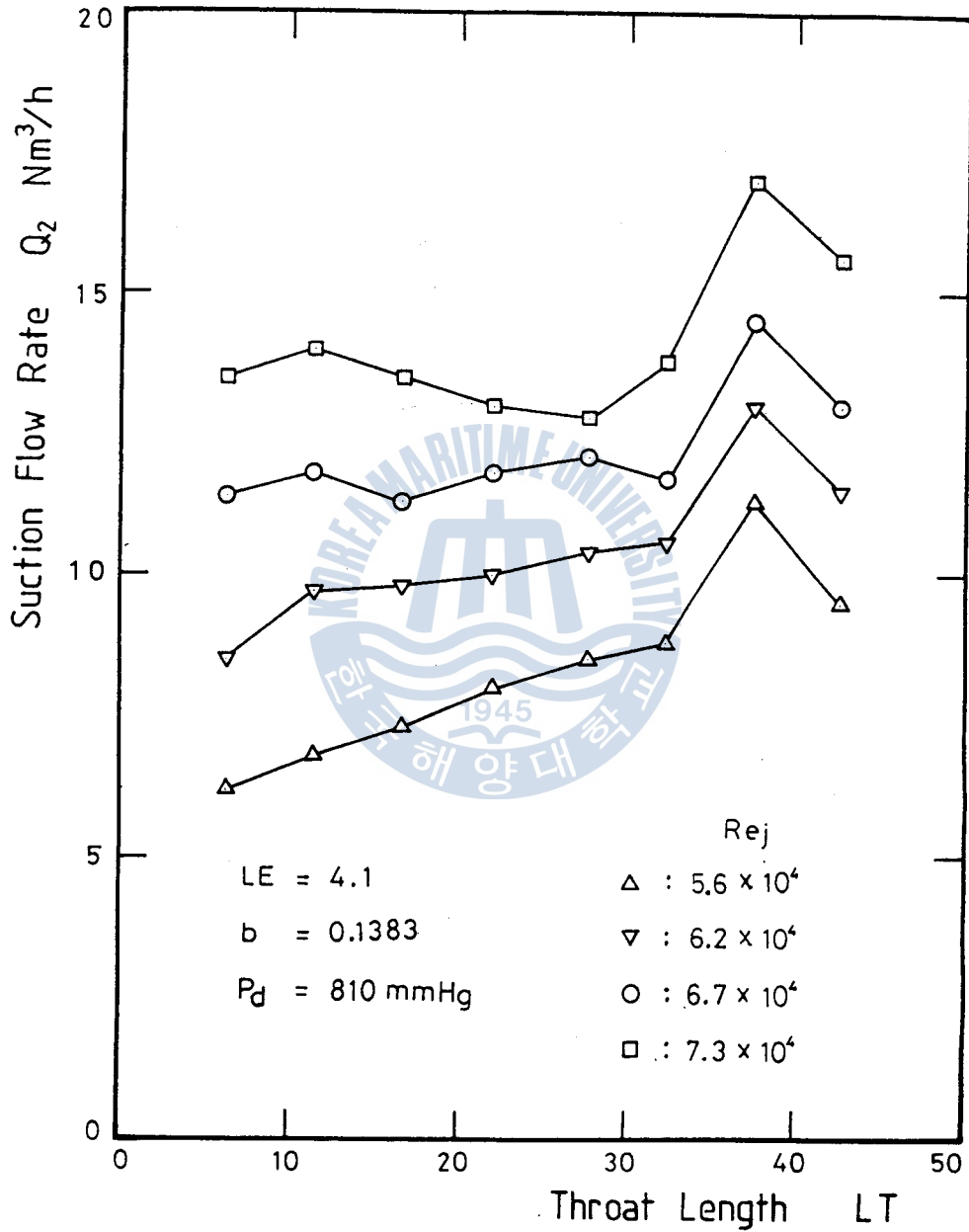


Fig.4.11 Effect of Throat Length to Suction Flow Rate

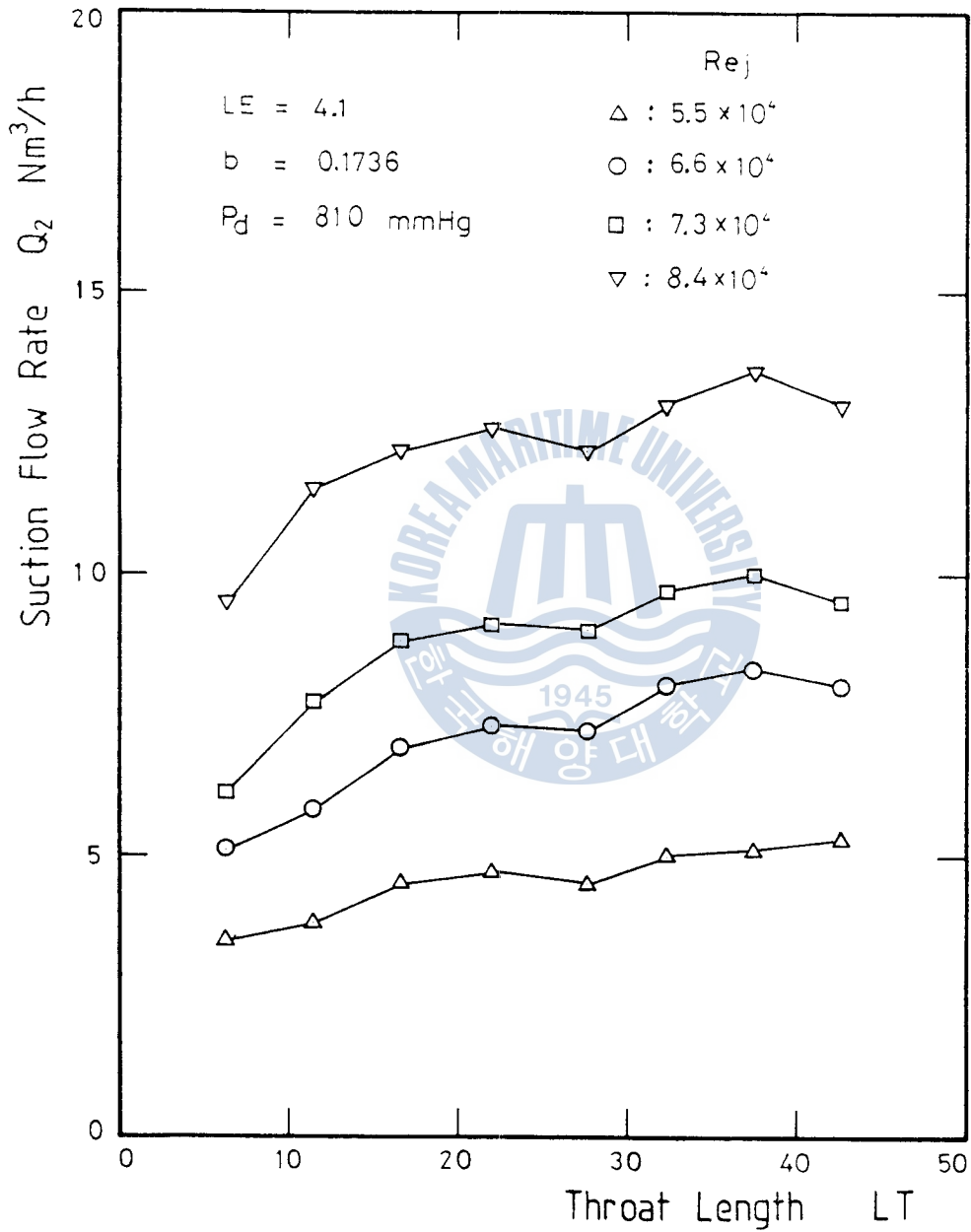


Fig.4.12 Effect of Throat Length to Suction Flow Rate

Fig.4.13은 面積比 $b=0.14$, 제트레이놀즈數 $Re_j=6.24 \times 10^4$ 인 경우에 목길이를 파라미터로 하여 體積流量比의 變化에 대한 목部 效率 및 壓縮比의 變化를 나타낸 것이다. 그림에 있어서 直線은 前述한 式(2.28)에서 구한 理論效率值를 나타내고 있다. 理論效率值는 목 및 디퓨저에서의 摩擦損失係數값 K_{th} 와 K_{di} 에 따라서 변하게 되는데 摩擦損失은 대부분 混合流에서 발생하므로 混合領域의 位置 및 목길이에 따라서 摩擦損失係數의 값은 변하게 된다. 또한 混合領域의 位置는 제트레이놀즈數와 體積流量比 그리고 吐出壓力 등의 영향을 받으므로 摩擦係數의 값을 구하기 위한 별도의 實驗이 필요하다고 본다. 실제의 理論效率值 계산에서 필요한 係數들은 文獻⁽²⁰⁾을 참조하여 $K_{nz}=0.18$, $K_{th}=0.20$, $K_{di}=0.36$ 의 값을 취하였다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 無次元목길이가 42.7인 境遇의 목部效率는 線形的으로 增加하며 體積流量比가 2.2일 때 23.4%로 最高의 效率를 나타내었다. 體積流量比가 2.2以上에서는 體積流量比가 增加함에 따라 效率이 크게 떨어지는데 이것은 體積流量比가 增加함에 따라 混合領域이 목部の 下流로 옮겨져 디퓨저 內에서 混合이 일어나기 때문이라고 생각된다. 無次元목길이가 27.1인 境遇의 목部の 最高效率는 體積流量比가 1.8일 때 23.5%로 體積流量比가 적은 範圍에서는 無次元목길이가 42.7인 境遇보다 같은 體積流量比에 대하여 목部 效率이 더 높음을 알 수 있었다. 또한 無次元목길이가 16.7인 境遇의 목部の 最高效率는 體積流量比가 1.2일 때 20.9%이며 목의 길이가 짧기 때문에 낮은 體積流量比에서 效率이 減少하는 傾向을 나타내었다. 목部的 壓縮比 r_{to} 는 體積流量比가 增加함에 따라 比較的 完만하게 線形的으로 減少하였으며

最高效率點을 지나서는 급격히 減少하는 傾向을 나타내었다.

Fig.4.14의 實驗 參數는 面積比 $b=0.17$, 제트의 速度水頭 $Z=1022$ mmHg, 흡입 壓力 $P_s=700$ mmHg, 제트레이놀즈數 $Re_j=6.63 \times 10^4$ 이다. 이 그림은 Fig.4.13과 驅動流量을 3.0 m³/h로 一定히 유지하였을 境遇의 面積比의 影響에 대하여 考察하여 본다. 無次元 목길이가 42.7 인 境遇의 목部效率는 體積流量比가 1.8 일 때 28.3% 로 最高의 效率를 나타내었으며 體積流量比가 2.0 以上에서는 體積流量比가 增加함에 따라 급격히 減少하였다. 같은 목길이에 대하여 體積流量比가 적은 範圍에서는 목部效率이 面積比가 0.14 인 境遇보다 훨씬 높으나 最高效率點에 이르는 體積流量比의 크기가 적은 傾向을 나타내었다. 따라서 驅動流量이 같은 境遇 面積比가 增加함에 따라 필요한 목길이가 더 짧아짐을 알 수 있었다.

Fig.4.15의 實驗 參數는 面積比 $b=0.17$, 제트의 速度水頭 $Z=1653$ mmHg, 흡입 壓力 $P_s=700$ mmHg, 제트레이놀즈數 $Re_j=8.40 \times 10^4$ 이다. 이를 Fig.4.14와 面積比 $b=0.17$ 로 一定할 境遇의 제트레이놀즈數의 變化에 대하여 考察하여 본다. 體積流量比는 WJA펌프의 吐出壓力의 影響을 받게되는데 같은 吐出壓力에 있어서는 제트레이놀즈數가 큰 境遇에 混合이 더 빨리 일어나므로 제트레이놀즈數가 적은 境遇보다 필요한 목길이가 더 짧아지게 된다. 또한 無次元목길이가 42.7 인 境遇에 있어서 제트레이놀즈數가 6.63×10^4 일 때에는 體積流量比가 2.0 以上에서 급격히 減少하나 제트레이놀즈數가 8.40×10^4 일 때에는 體積流量比가 2.2 以上에서 서서히 減少하므로 混合이 일어나는 距離가 더 짧음을 알 수 있었다.

以上の 結果에서 목部效率는 體積流量比가 增加함에 따라 線形

적으로 증가하며 最高效率點을 지나서는 목出口端을 지나 디퓨저 내에서 混合이 일어나 效率이 급격히 低下하므로, 목部 效率은 混合領域이 목部 內에 位置할 때에만 理論效率値와 같은 傾向을 나타낼 수 있었다. 또한 목의 길이가 짧아짐에 따라 最高效率點에 이르는 體積流量比는 減少하고 적은 體積流量比에서는 목部 效率이 더 높음을 알 수 있었다. 面積比의 영향은 體積流量比가 적은 範圍에서는 面積比가 큰 境遇의 목部 效率이 크지만 最高效率點에 이르는 體積流量比의 크기는 적음을 알 수 있었다. 또한 面積比가 增加함에 따라 제트의 分散距離가 짧아져 필요한 목길이가 짧아짐을 알 수 있었다. 그리고 同一한 面積比에 있어서 제트레이놀즈數의 영향은 제트레이놀즈數가 큰 境遇의 效率은 넓은 範圍의 體積流量比에 걸쳐 比較的 完만하게 변하며, 또한 제트레이놀즈數가 增加함에 따라 필요한 목길이가 짧아짐을 알 수 있었다.

Fig.4.16은 面積比가 0.14이고 제트레이놀즈數가 6.24×10^4 인 경우에 목길이를 파라미터로 하여 體積流量比의 變化에 대한 WJA펌프 效率의 變化를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 無次元목길이가 21.9以上인 境遇에 있어서 效率은 體積流量比가 增加함에 따라 線形的으로 급격히 增加하는 部分과 完만하게 增加하는 部分 그리고 급격히 減少하는 部分으로 이루어져 있다.

體積流量比가 적은 範圍에서 體積流量比의 增加에 따라 效率이 급격히 增加하는 이유는 WJA펌프의 吐出壓力을 낮추어 體積流量比를 增加시킴에 따라 混合領域이 목部の 下流로 옮겨져 제트分散距離가 더 길어짐으로써 運動量傳達이 더 많이 일어나기 때문이라고 생각된다. 또한 體積流量比가 큰 範圍에서 效率이 完만하게 增加하

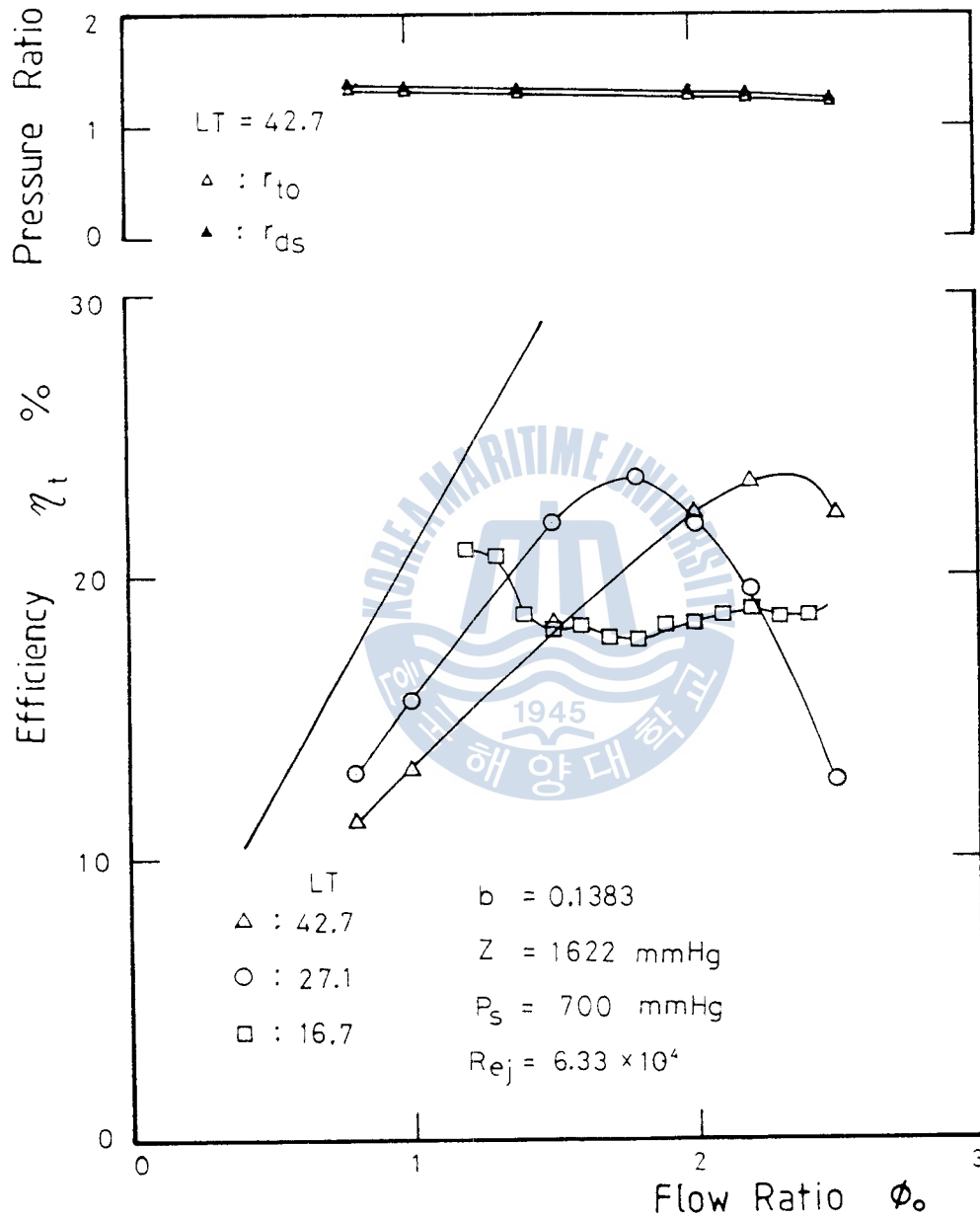


Fig.4.13 Pressure Ratio and Throat Efficiency to Flow Ratio

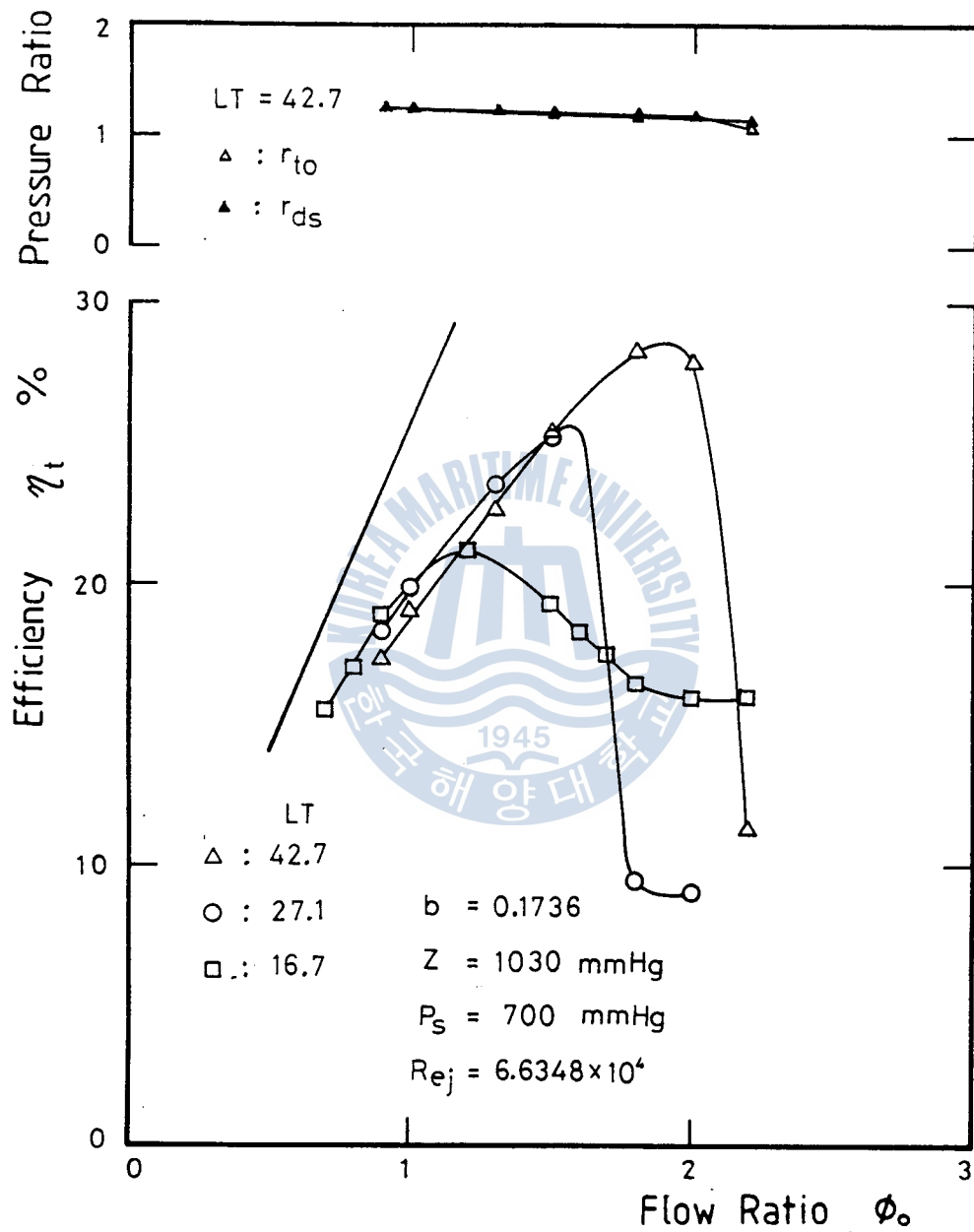


Fig.4.14 Pressure Ratio and Throat Efficiency to Flow Ratio

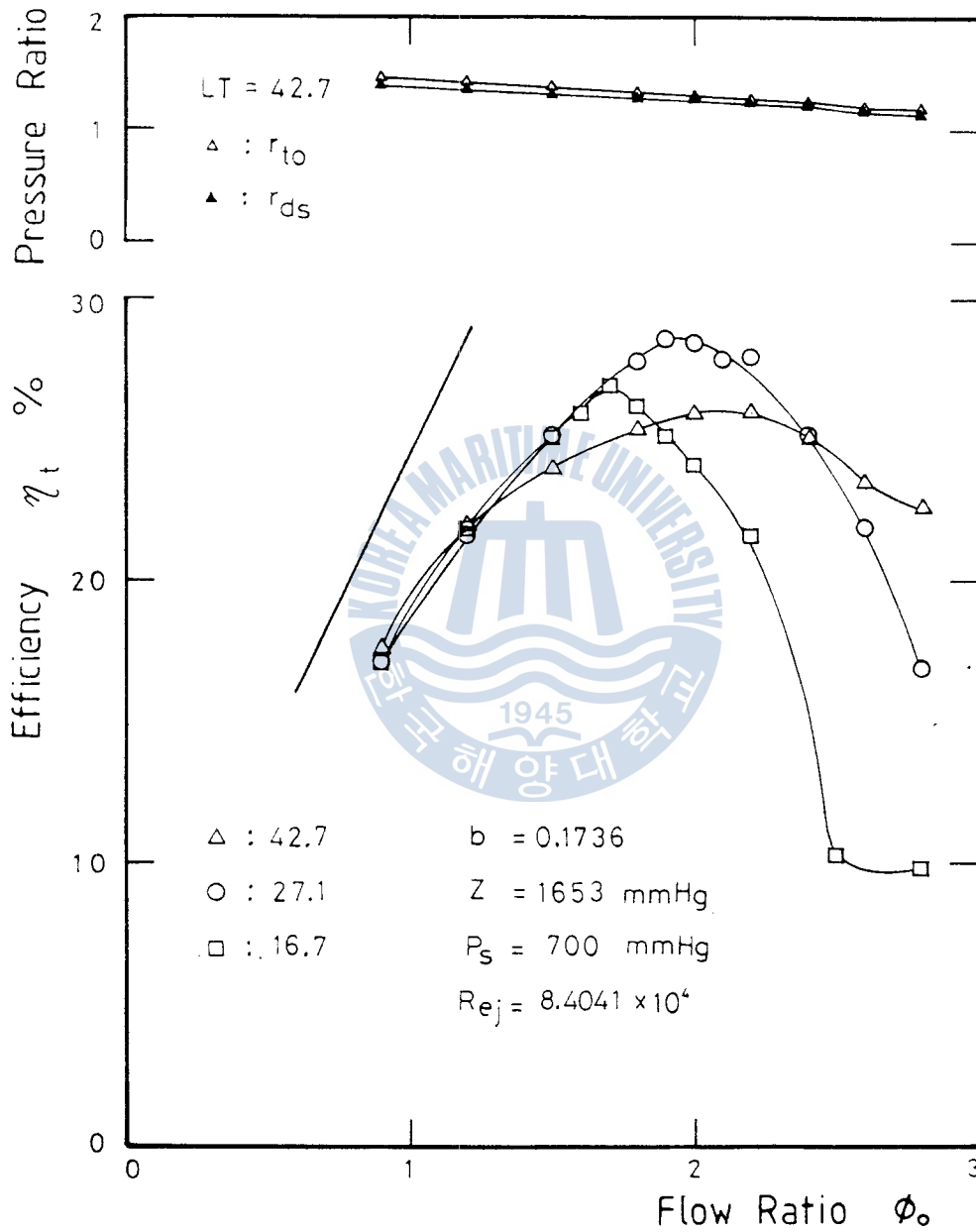


Fig.4.15 Pressure Ratio and Throat Efficiency to Flow Ratio

는 이유는 體積流量比가 增加함에 따라 混合領域이 더 下流로 옮겨져 이미 포텐셜 코어가 減衰됨으로서 運動量傳達이 더 以上 크게 일어나지 않기 때문이라고 생각된다. 그리고 體積流量比가 더 큰 範圍에서 效率이 급격히 낮아지는 이유는 體積流量比가 더 增加함에 따라 목部보다 斷面積이 큰 디퓨저 內에까지 이르러서야 제트가 膨脹됨으로서 갑작스런 膨脹에 의한 損失과 이로 인하여 디퓨저 壁面에서 剝離가 일어나 디퓨저의 壓縮效率이 나빠지기 때문이라고 생각된다. 無次元목길이가 42.7인 境遇와 27.1인 境遇를 比較하여 보면, 體積流量比가 2.3以下の 範圍에서는 無次元목길이가 42.7인 境遇의 效率이 27.1인 境遇의 效率보다 낮다. 그 이유는 목길이가 길어짐에 따라 그에 따른 摩擦損失이 增加하며 또한 디퓨저 內에서 相分離가 일어나 壓力回復이 낮기 때문이라고 생각된다. 無次元목길이가 16.7인 境遇의 最高效率은 體積流量比가 1.6일 때 24.7 %로 比較的 낮으나 넓은 範圍의 體積流量比에 걸쳐 比較的 완만하게 변하였다. 無次元목길이가 6.3인 境遇의 最高效率은 體積流量比가 1.1일 때 20.5 %로 比較的 낮으며 體積流量比가 增加함에 따라 效率은 오히려 낮아지는 傾向을 나타내었다. 그 이유는 목길이가 짧기 때문에 제트가 디퓨저 內에까지 이르러서야 分散되어 運動量傳達이 完全히 일어나지 못하기 때문이라고 생각된다. 그림에 있어서 直線은 前述한 式(2.27)에서 구한 理論效率值를 나타내고 있다. WJA펌프 效率은 混合領域이 목部 內에 位置할 때에만 理論效率值와 같은 傾向을 나타내며 이 實驗範圍에 있어서 最適의 無次元목길이는 27.1정도 임을 알 수 있었다.

Fig.4.17의 實驗 파라미터는 面積比 $b=0.17$, 제트의 速度水頭 $Z=$

1030 mmHg, 흡입壓力 $P_s=700$ mmHg, 제트레이놀즈數 $Re_j=6.63 \times 10^4$ 이다. 이 변화를 Fig.4.16과 驅動流量 $Q=3.0$ m³/h로 一定히 유지하였을 境遇의 面積比의 영향에 대하여 考察하여 보면, 無次元목길이가 42.7인 境遇의 效率는 體積流量比가 2.0일 때 23.7%로 最高의 效率를 나타내고 있다. 또한 面積比가 0.14인 境遇와 比較하여 보면, 面積比가 0.14인 境遇는 體積流量比가 2.2일 때 까지 線形的으로 급격히 增加하고 있으나 面積比가 0.17인 境遇에는 體積流量比가 1.5일 때 부터 體積流量比의 넓은 範圍에 걸쳐 比較的 完만하게 변하는 傾向을 나타내었다. 無次元목길이가 21.9인 境遇의 效率는 體積流量比가 1.5일 때 32.5%로 最高의 效率를 나타내었으나 最高效率點에 이르는 體積流量比의 範圍는 面積比가 0.14인 境遇보다 적다는 것을 알 수 있었다. 無次元목길이가 11.5 및 6.3인 짧은 境遇의 效率는 面積比가 0.14인 境遇에는 體積流量比의 增加에 따라 급격히 減少하지만 面積比가 0.17인 境遇에는 넓은 範圍의 體積流量比에 걸쳐 比較적 完만하게 변하는 傾向을 나타내었다.

以上の 결과에서 面積比가 增加함에 따라 제트의 分散距離가 짧아지며 따라서 最適의 목길어도 짧아짐을 알 수 있었다.

Fig.4.18의 實驗 파라미터는 面積比 $b=0.17$, 제트의 速度水頭 $Z=10^4$ mmHg, 흡입壓力 $P_s=700$ mmHg, 제트레이놀즈數 $Re_j=8.40 \times 10^4$ 이다. 이를 Fig.4.17과 面積比 $b=0.17$ 로 一定할 境遇의 제트레이놀즈數의 變化에 대하여 考察하여 본다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 效率는 넓은 範圍의 體積流量比에 걸쳐 比較的 完만하게 변하고 있으며 無次元목길이가 16.7以下로 짧은 境遇에는 제트레이놀즈數가 6.63×10^4 인 境遇보다 훨씬 높은 傾向을 나타내었다.

이 사실로부터 제트레이놀즈數가 增加함에 따라 混合이 더 빨리 일어나며 最適의 목길어도 짧아짐을 알 수 있었다.

Fig.4.19는 목길이의 變化에 대한 最高效率의 變化와 面積比 및 제트레이놀즈數의 變化가 最高效率의 變化에 미치는 영향을 考察한 것이다. 面積比가 0.14인 境遇의 最高效率은 無次元목길이가 27.1일 때 29.7 %로 가장 높았다. 面積比의 영향은 面積比가 0.17인 境遇의 最高效率은 無次元목길이가 21.9일 때 32.5 %로 面積比가 0.14인 境遇의 最高效率보다 2.8 % 더 높으며 最適의 목길어도 짧다는 것을 알 수 있었다. 또한 面積比가 0.17인 경우가 面積比가 0.14인 境遇보다 效率에 대한 목길이變化的 영향이 크다는 것을 알 수 있었다. 다음으로 제트레이놀즈數의 영향은 제트레이놀즈數가 8.40×10^4 인 境遇의 最高效率은 無次元목길이가 16.7일 때 27.8 %로 제트레이놀즈數가 6.63×10^4 인 境遇의 最高效率보다 4.7 % 낮으며 목길이가 짧을 境遇에는 오히려 效率이 더 높은 傾向을 나타내었다. 그러므로 제트레이놀즈數가 增加함에 따라 最適의 목길이는 짧아지며 또한 목길이의 變化에 대하여 比較的 影響이 적음을 알 수 있었다.

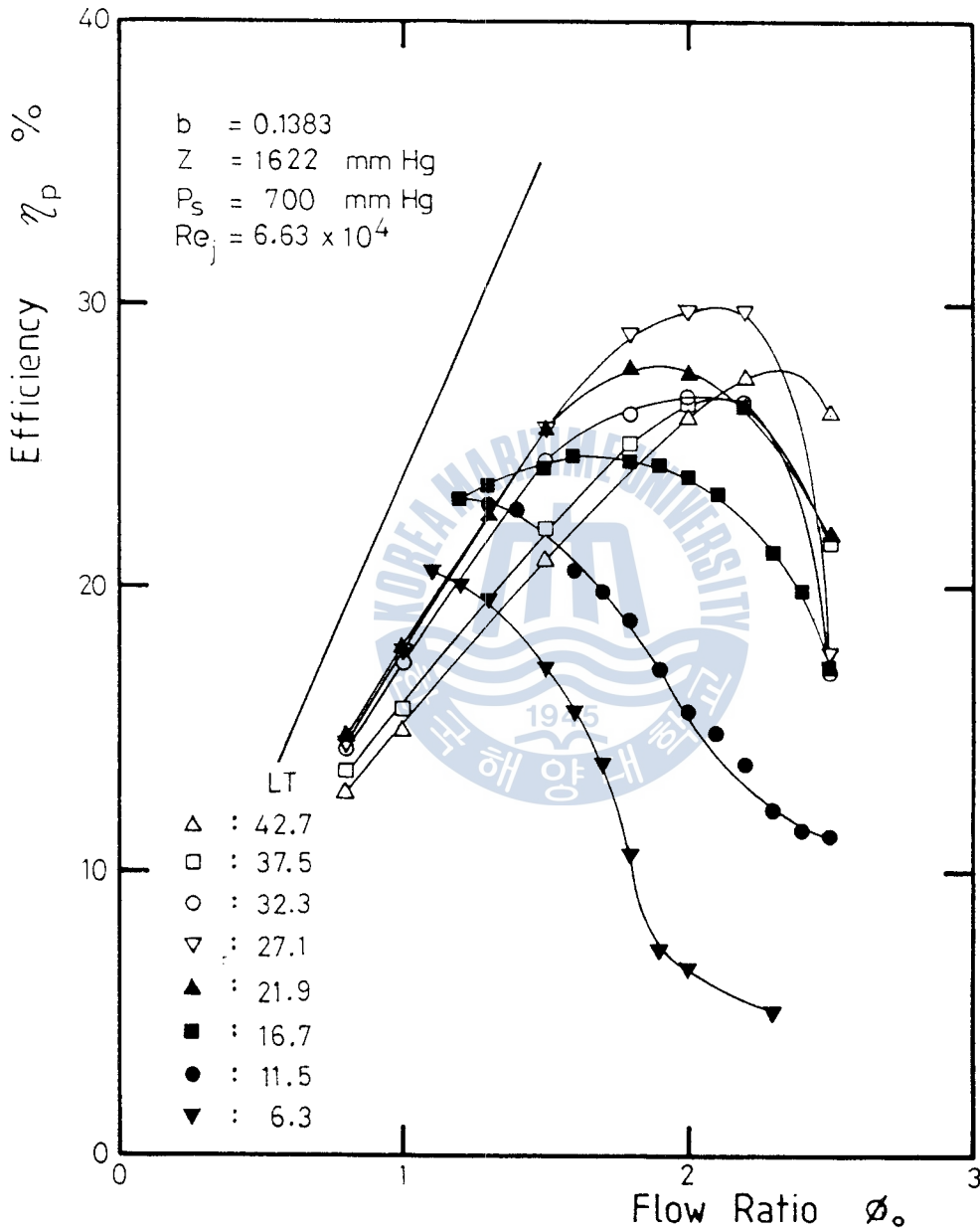


Fig.4.16 Efficiency Curve to Throat Length

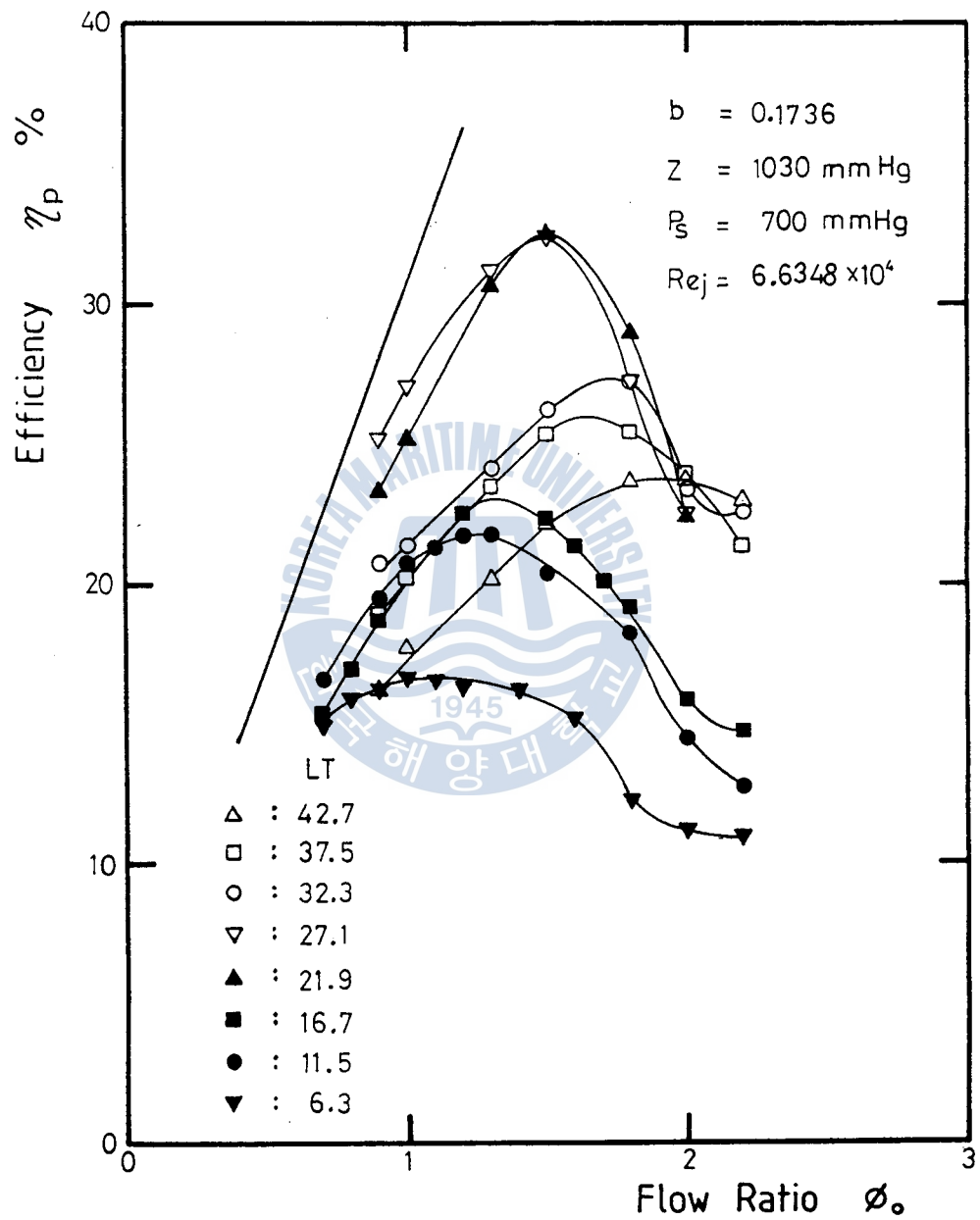


Fig.4:17 Efficiency Curve to Throat Length

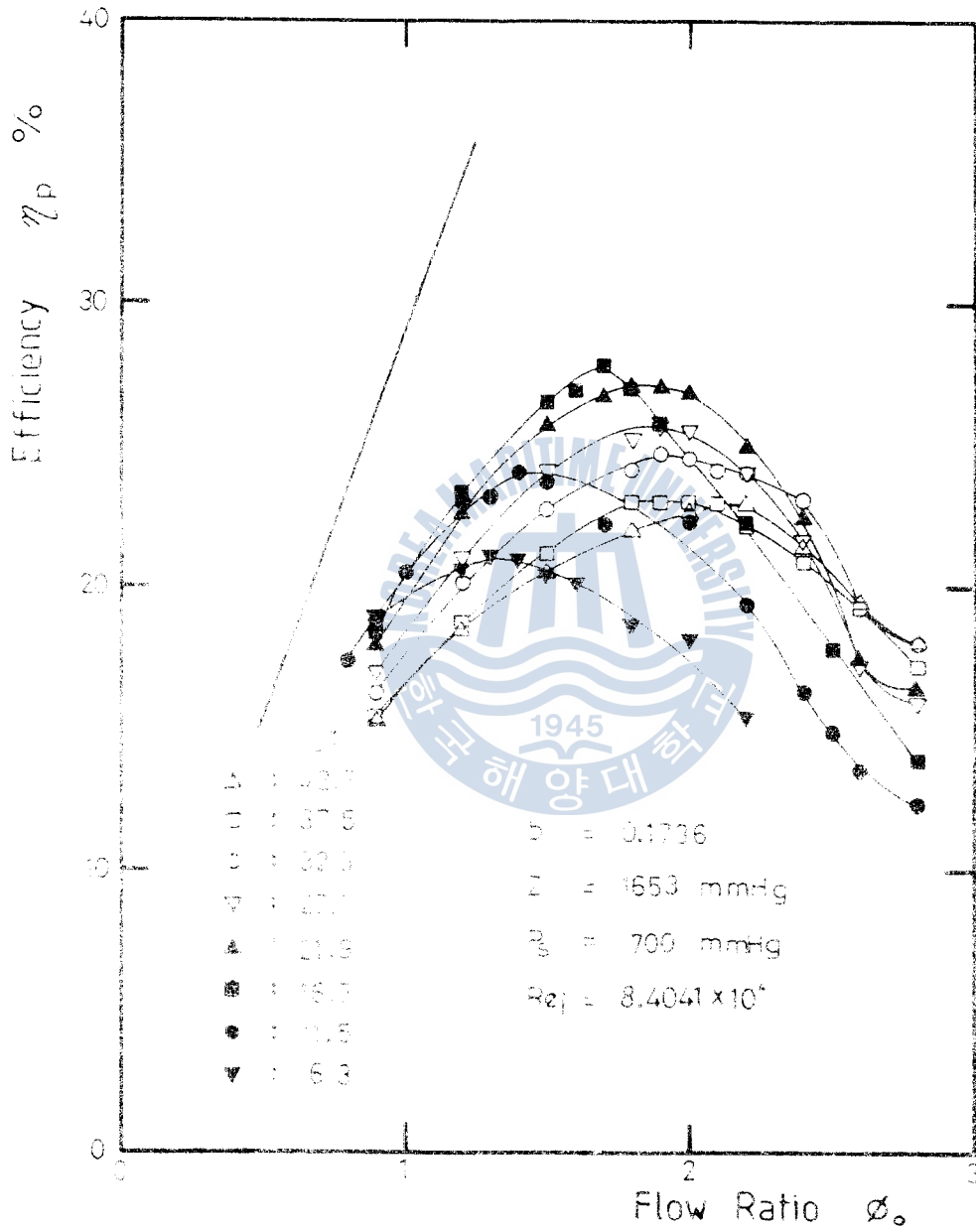


Fig 4.18 Efficiency Curve to Throat Length

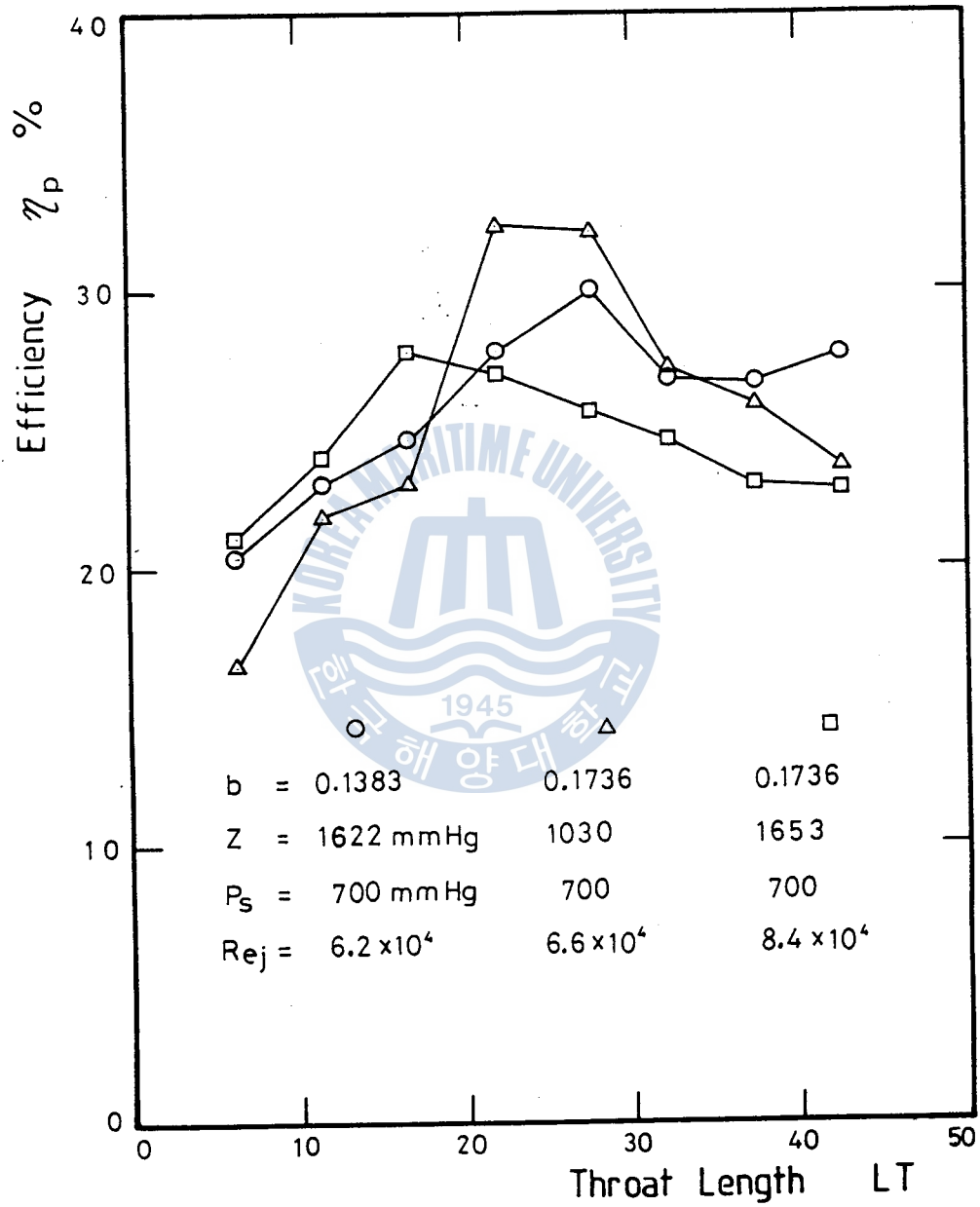


Fig.4.19 Maxium Efficiency Curve to Throat Length

4.3 흐름의 可視化

本 實驗에서는 WJA펌프의 목 및 디퓨저를 아크릴로 製作하여 먼저 No.1000의 사포(Sand Paper)로 凹凸을 除去한 다음 산화알루미늄으로 천 가공(Buffing)을 하여 투명하게 하므로써 흐름의 狀態를 可視化할 수 있게 하였다.

Fig.4.20은 흐름의 混合領域(Mixing Regime)에 대한 概略圖이다. 그림에서 보는 바와 같이 混合過程에는 두 가지의 混合領域이 있음을 알 수 있었다. Fig.4.20에 있어서,

(a)는 衝突混合(Impact Mixing)으로서 목의 길이가 짧은 境遇나 혹은 背壓(Back Pressure)이 높아 목入口 근처에서 混合이 일어날 境遇인데 이러한 境遇 제트의 포텐셜 코어는 高速粒子的 發散(She-dding)에 의해 짧은 距離에서 減少되며 따라서 엔트레인效果는 아주 빈약함을 알 수 있다.

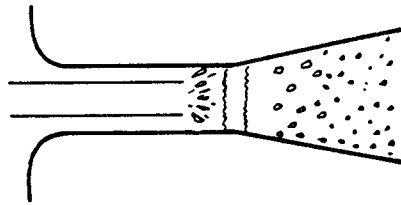
(b)는 제트의 分散距離에 따른 적절한 목길이로서 목出口端에서 混合이 일어나는 境遇이며 이 때에는 제트의 포텐셜 코어가 完全히 減衰될 때 까지 긴 距離에 걸쳐 高速粒子的를 發散시킴으로써 엔트레인效果가 아주 좋음을 알 수 있다.

(c)는 목길이가 最適길이보다 더 긴 境遇로서 混合領域의 길이가 增加하더라도 이미 高速의 포텐셜 코어가 完全히 減衰되어 엔트레인效果가 크게 향상되지는 않음을 알 수 있다.

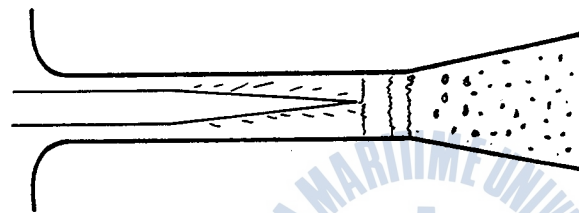
(d)는 목길이가 너무 긴 境遇로서 運動量傳達이 完全히 일어남에도 불구하고 混合領域 以後의 목부에 대한 摩擦損失이 增加할 뿐만 아니라 디퓨저 내에서 相分離가 일어나 오히려 效率이 낮아진다.

Fig.4.21의 (a), (b), (c)는 各各 Fig.4.20의 (a), (b), (d)의

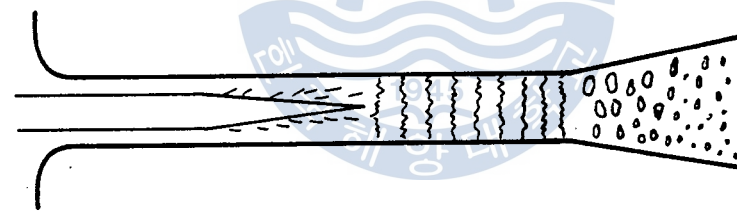
境遇에 대한 寫眞이다.



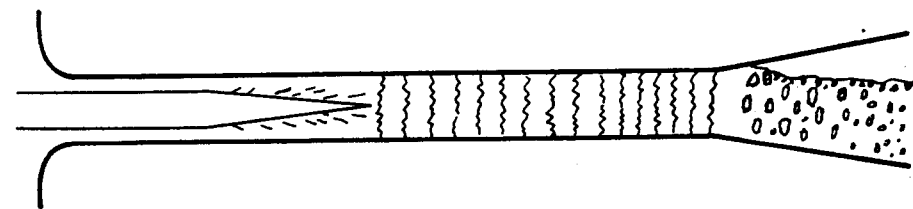
(a) Inadequate Throat Length



(b) Optimum Throat Length

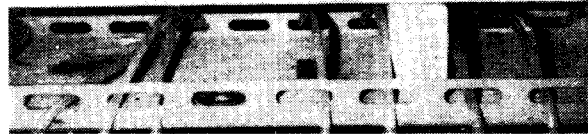


(c) Excessive Throat Length



(d) Too Excessive Throat Length

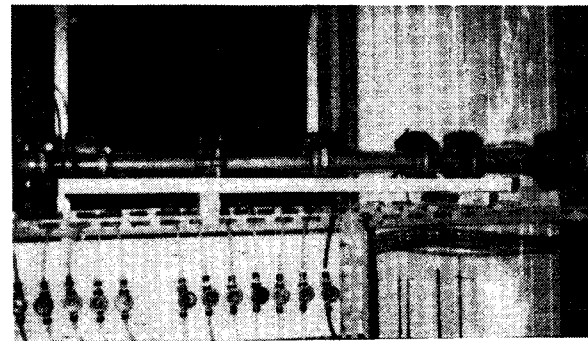
Fig. 4.20 Schematic Diagram of Mixing Flow Regimes



(a)



(b)



(c)

Fig. 4.21 Photo of Mixing Flow Regimes

第 5 章 結 論

위터제트 空氣펌프의 性能特性 및 各種 形狀比가 性能特性에 미치는 영향을 考察하기 위한 實驗을 통하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 흡입揚程과 흡입流量은 제트레이놀즈數가 增加함에 따라 指數的으로 增加하며 흡입揚程 및 吐出揚程이 낮을수록 增加함을 알 수 있었다.

(2) 同一한 제트레이놀즈數에 있어서 無次元목入口길이가 2.0인 境遇가 4.1인 境遇보다 흡입揚程이 높으며 또한 목入口길이 길어짐에 따라 목길이의 變化에 대하여 영향을 적게 받음을 알 수 있었다.

(3) 목部 效率는 體積流量比가 增加함에 따라 線形的으로 增加하며 最高效率點을 지나서는 급격히 低下하는 傾向을 나타내었다.

또한 목길이가 짧아짐에 따라 最高效率點에 이르는 體積流量比는 減少하며 적은 體積流量比에서는 목部 效率이 더 높음을 알 수 있었다.

(4) 面積比가 增加함에 따라 목部 效率는 增加하지만 最高效率點에 이르는 體積流量比가 적으며 最適의 목길이가 짧아진다는 것을 알 수 있었다.

(5) 同一한 面積比의 境遇 제트레이놀즈數가 增加함에 따라 목部 效率는 넓은 範圍의 體積流量比에 걸쳐 比較的 완만하게 변하며 最適의 목길이가 더 짧아진다는 것을 알 수 있었다.

(6) 목部の 壓縮比 r_{t0} 는 體積流量比가 增加함에 따라 線形的으로

완만하게 減少하며 壓縮比의 平均値는 약 1.3정도 이었다.

(7) 목部 效率 및 WJA펌프 效率는 混合領域이 목部 內에 位置할 때에만 理論效率値와 같은 傾向을 나타내었다.

(8) 實驗 파라미터가 面積比 $b=0.17$, 제트의 速度水頭 $Z=1030$ mmHg, 흡입 壓力 $P_s=700$ mmHg, 제트레이놀즈數 $Re_j=6.63 \times 10^4$ 인 境遇에 WJA 펌프의 最高效率는 無次元목길이가 21.9일 때 體積流量比가 1.5에서 32.5 %로 가장 높았다. 또한 面積比 b 가 減少하여 0.14인 境遇에는 最適의 목길이가 더 길며, 제트레이놀즈數 Z 가 增加하여 8.40×10^4 인 境遇에는 最適의 목길이가 더 짧다는 것을 알 수 있었다.



參 考 文 獻

- 1) Hoefler, K., "Experiments on Vacuum Pumps for Condensers", V. D.I. Forshung. Geb. Ing. Weseng, No. 253 (1922)
- 2) Von Pawel-Rammigen, G., Dissertation, Braunschweig (1936)
- 3) Falsom, R.G., "Jet Pumps with Liquid Drive", Chemical Engineering Process, Vol. 44, No. 10, pp 765-770 (1948)
- 4) Higgins, H.W., "Water Jet Air Pump Theory and Performance", MS thesis, The Pennsylvania State University (1964)
- 5) Betzler, R.L., "The Liquid-Gas Jet Pump Analysis and Experimental Results", MS thesis, The Pennsylvania State University (1966)
- 6) Witte, J.H., "Mixing Shocks and Their Influence on the Design of Liquid-Gas Ejectors", Dissertation, Delft (1962)
- 7) Witte, J.H., "Efficiency and Design of Liquid-Gas Ejectors", British Chemical Engineering, Vol. 10, No. 9, pp 602-607 (1966)
- 8) Witte, J.H., "Mixing Shocks in Two Phase Flow", Journal of Fluid Mechanics, Vol. 36, pp 639-655 (1969)
- 9) 金京根, 金鍾憲, "水驅動 / 空氣흡입 이젝터의 성능특성에 관한 연구", 韓國海洋大學 大學院 碩士學位論文 (1987)
- 10) 金喜澈, 朴炳翰, "水噴射펌프에 있어서面積비가效率에 미치는 영향", 韓國海洋大學 大學院 碩士學位論文 (1985)
- 11) 金京根, 金鎔模, "船舶用水 이젝터의 自動設計를 위한 電算 프로그램의 開發", 韓國船舶機關學會 研究論文, 第 10卷, 1號 (1986)
- 12) 金京根, 高相喆, "液體用 이젝터의 성능특성의 CAD와 實驗結果와의 比較에 관한 研究", 韓國海洋大學 大學院 碩士學位論文, (1987)
- 13) 金京根, "스팀이젝터의 自動設計를 위한 電算프로그램의 開發", 產學協同財團 研究報告書 (1987)
- 14) 金京根, 金鎔模, 金明煥, 姜信突, "蒸氣이젝터의 自動設計를 위

- 한 電算 프로그램의 開發", 船用機關學會誌, 第 11卷, 3號, pp 53-60 (1987)
- 15) 金春植, 宋江燮, "流體力學", 亞成出版社 (1977)
 - 16) 金京根, "氣液二相流", 太和出版社 (1986)
 - 17) 金京根, "傳熱工學 講議錄", pp 69-91 (1988)
 - 18) 成煥泰, 鄭然輝, "KS基準機械製圖", 螢雪出版社 (1979)
 - 19) Cunningham, R.G., and Dopkin, R.J., "Jet Breakup and Mixing Throat Lengths for the Liquid-Jet Gas Pump", Journal of Fluids Engineering, Trans. ASME, Series 1, Vol.94, No.3 (1974)
 - 20) Cunningham, R.G., "Gas Compression with the Liquid Jet Pump", Journal of Fluids Engineering, Trans. ASME, Series 1, Vol.96, No.3, pp 203-215 (1974)
 - 21) Hermann, Schlichting., "Boundary Layer Theory", McGrawHill, Inc. pp 626-629 (1979)
 - 22) 日本機械學會, "流體의 物性值集" (1986)
 - 23) 朴伊東, "流體力學", 善成文化社, pp 453-460 (1979)

아크 용射法에 의한 鋼材表面에의 ALUMINUM浸透에 關한 研究

A STUDY ON THE ALUMINUM CEMENTION TO STEEL SURFACE
USING THE ARC-SPARY METHOD

吳 載 換

Je - Hwan Oh



< 目 次 >

Abstract

1. 序 論

2. 實驗方法

2.1 溶射裝置

2.2 溶射材 및 試驗片

2.3 熱處理 條件 및 被膜特性 調查
方法

3. 實驗結果 및 考察

3.1 鋼素材와 AL溶射被膜 境界面에
서의 擴散浸透層 形成 및 成長
舉動

3.2 鋼素材와 AL溶射被膜 境界層에
서의 元素擴散舉動

3.3 擴散浸透層의 組織 및 成分

3.4 擴散浸透層의 機械的 特性

3.4.1 硬度分布

3.4.2 耐磨減(Erosion) 特性

3.4.3 反覆熱싸이클에 의한 擴散
浸透層에서의 特性變化

4. 結 論

附 錄

參考文獻