

# 液體用 이젝터의 性能限界에 關한 研究

A Study on the Performance Characteristics of the Liquid Ejector

指導教授：金 京 根 教授님



1990 年 1 月 19 日

船舶機械工學科 4 學年

손태복 윤한웅 전호영 함연재

# 目次

## 第1章 序論

## 第2章 基本理論

### 2.1 基本理論式의 誘導

## 第3章 이젝터의 效率과 性能限界

### 3.1 이젝터의 效率

### 3.2 性能限界

## 第4章 實驗裝置 및 實驗方法

### 4.1 實驗裝置

### 4.2 實驗方法

## 第5章 實驗結果

## 第6章 結論

## 參考文獻

# 第1章 序 論

水驅動 水吸入의 液體用 이젝터는 壓力에너지를 보유하고 있는 물을 노즐을 통해 高速으로 噴射시켜 高速噴流 주위의 공기를 견인한다. 공기의 견인에 의해서 高速噴流의 주위는 극부적인 眞空狀態가 되며 이 眞空壓力에 의해 吸入輕路를 통해 吸入水가 吸入된다.

吸入된 물은 驅動水와 함께 목部라고 불리는 平行流路에서 혼합되며 목部 出口에서 부터는 斷面積이 확대되어지는 디퓨저 (diffuser)를 통과하면서 壓力回復의 과정을 거쳐서 외부로 吐出되어진다.

Fig.1은 水驅動 水吸入 이젝터의 概略圖를 보여주는 그림이다. 이와같은 水驅動 水吸入의 液體用 이젝터는 구조가 간단하고, 운전상의 信賴度가 높으며, 이젝터의 動力原으로 사용되어지는 驅動水는 일반 원심펌프에 의해 驅動되므로 이젝터와 動力原을 분리하여 설치할 수 있기 때문에 설치상의 제약이 적어서 현재 각종 産業用이나 船舶用으로 광범위하게 사용되고 있다.

그러나 이와 같은 構造의 單純性과 사용범위의 확대에도 불구하고 노즐 出口斷面積과 목部斷面積과의 比인 面積比, 吸入實 및 노즐 出口의 形狀 그리고 디퓨저의 角度와 길이 등과 같은 幾何學的인 形狀變數들이 복잡하게 性能에 影響을 미치기 때문에 각부의 流體力學的인 損失을 정확히 예측한다는 것은 상당히 어려운 問題이며, 이에 關한 實驗과 研究는 현재까지 國內의 이젝터 製造메이커인 K社와 本校의 熱.流體研究室에서 몇번 수행되어 이의 結果들이 발표된 적이 있다.

本 研究에서는 기존의 實驗들을 토대로 하여 이젝터의 性能에 影響을 주는 諸般因子들을 구하고, 液體가 이젝터로부터의 吐出이 불가능하게 되는 狀態, 즉 性能限界에 도달하게 되는 條件들을 구하기 위한 實驗을 행하였다.

## 第 2 章 基本理論

### 2.1 基本 理論式의 誘導

液體用 이젝터에 있어서 實際 流體의 흐름은 3次元으로 매우 복잡하게 이루어지나 本 論文에서는 單純化시켜 1次元으로 가정하여, 베르누이方程式, 運動量方程式 및 連續方程式을 적용하여 液體用 이젝터의 效率을 나타내는 關係式을 다음과 같이 유도하였다.

Fig.1에서 驅動노즐 入口狀態를 m, 吸入口狀態를 s, 驅動노즐 出口狀態를 1, 混合部인 목의 入口狀態를 2, 목의 出口狀態를 3, 디퓨저 出口狀態를 d라 하고, 각 부분의 斷面 平均流速에 관하여 流體力學的 損失을 고려한 베르누이方程式을 다음과 같이 생각한다. 먼저 驅動노즐 入口와 出口사이에서 驅動流體에 대하여는

$$\frac{P_m}{\gamma} + \frac{v_m^2}{2g} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{f1} \quad (2.1)$$

여기서  $h_{f1}$  은 驅動노즐에서의 諸般 損失水頭로서 그 係數를  $k_1$  이라 하면

$$h_{f1} = k_1 \frac{v_1^2}{2g} \quad (2.2)$$

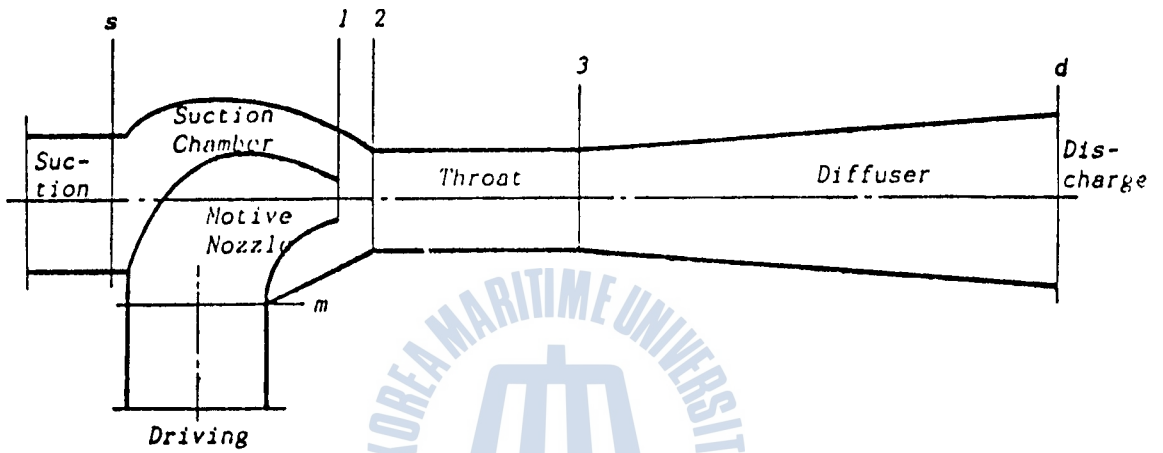
驅動노즐 入口에서의 壓力은 出口에서의 壓力에 비하여 적으므로 이를 무시하고, 式 (2.1)을  $P_m - P_1$  에 대해서 定理하면

$$P_m - P_1 = \frac{\gamma v_1^2}{2g} (1 + k_1) \quad (2.3)$$

마찬가지 방법으로 吸入流體에 대하여 Fig.2의 斷面 s와 斷面 2사이의 吸入室內의 諸般損失을

$$h_{f2} = k_2 \frac{v_2^2}{2g} \quad (2.4)$$

이라 하면, 吸入口 壓力  $P_s$ 와 목入口 壓力  $P_2$ 사이에는 다음 式이 성립한다.



**Fig.1 Schematic Diagram of Liquid Ejector**

$$P_1 - P_2 = \frac{\gamma v_2^2}{2g} (1 + k_1) \quad (2.5)$$

또한 목 入口에서의 諸般損失은

$$h_{f3} = k_3 \frac{v_3^2}{2g} \quad (2.6)$$

목의 入口인 斷面 2에 있어서 驅動流體는 驅動노즐의 出口流速인  $v_1$ 을 그대로 유지하여 吸入流體는 平均속도  $v_2 = Q_1 / (A_1 - A_n)$ 를 갖는다고 가정하여 斷面 2와 斷面 3間에 運動量方程式을 적용시키면

$$\frac{W_m v_1}{g} + \frac{W_s v_2}{g} + P_2 A_1 = \frac{(W_m + W_s) v_3}{g} + P_3 A_1 + k_3 A_1 \frac{v_3^2}{2g} \quad (2.7)$$

$$P_3 - P_2 = \frac{v_3}{g A_1} (W_m \frac{v_1}{v_3} + W_s \frac{v_2}{v_3} - W_m - W_s) - k_3 \frac{v_3^2}{2g} \quad (2.8)$$

단 式(2.7) 및 式(2.8)에서  $v_3$ 는 혼합된 두 流體의 斷面 平均流速이다.

다음에 디퓨저 入口인 斷面 3과 出口인 斷面 d 間的 擴大流路에서의 諸般損失을 入口流速  $v_3$ 에 관하여

$$h_{fd} = k_d \frac{v_3^2}{2g} \quad (2.9)$$

으로 표현하고, 式(2.1)과 같은 방법으로 베르누이方程式을 적용하면

$$P_d - P_3 = \frac{\gamma v_3^2}{2g} (1 - k_d) \quad (2.10)$$

이 된다.

液體用 이젝터에 있어서 중요한 파라미터인 流量比 M과 面積比 R는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$M = \frac{\gamma_s Q_s}{\gamma_m Q_m} = \frac{Q_s}{Q_m} \quad (2.11)$$

$$R = \frac{A_n}{A_t} \quad (2.12)$$

式(2.11)에 있어서  $\gamma$ 는 比重量을,  $Q$ 는 體積流量을 나타내며 式(2.12)의  $A_n$ 는 驅動  
노즐의 出口 斷面積을,  $A_t$ 는 목部 斷面積을 의미한다.

連續方程式에서 驅動流量  $Q_m$  과 吸入流量  $Q_s$  의 合인 全體積流量  $Q_T$ 는 式(2.11)과  
式(2.12)를 이용하면 다음과 같이 나타난다.

$$Q_T = A_n v_1 (1 + M) \quad (2.13)$$

그리고 목의 入口인 斷面 2에서 吸入流體가 갖는 平均流速  $v_2$ 는

$$v_2 = \frac{Q_s}{A_t - A_n} = \frac{R}{1 - R} M v_1 \quad (2.14)$$

목의 出口인 斷面 3에서 혼합된 流體가 갖는 平均流速  $v_3$ 는

$$v_3 = \frac{Q_m + Q_s}{A_t} = R(1 + M) v_1 \quad (2.15)$$

液體用 이젝터의 設計에 있어서 또 하나의 중요한 파라미터인 壓力比  $N$ 는

$$\begin{aligned} N &= \frac{P_d - P_s}{P_m - P_d} \\ &= \frac{(P_d - P_3) + (P_3 - P_2) - (P_s - P_2)}{(P_m - P_2) - (P_s - P_2) - (P_d - P_s)} \end{aligned} \quad (2.16)$$

吸入室內의 壓力은 均一, 즉  $P_1 = P_2$ 라 가정하고, 式(2.16)의 분모와 분자의 각 項

에 式(2.3)~式(2.15)의 結果를 대입하여 定理하면

$$N = \frac{2R + \frac{2R^2 M^2}{1-R} - (1+k_3 + k_d)R^2(1+M)^2 - (1+k_2)\frac{R^2 M^2}{(1-R)^2}}{1+k_1 - 2R - \frac{2R^2 M^2}{1-R} + (1+k_1 + k_d)R^2(1+M)^2} \quad (2.17)$$

따라서 驅動노즐에서의 諸般 損失係數인  $k_1$ , 吸入室 形狀에 따른 損失係數인  $k_2$ , 擴大部 損失係數  $k_d$  및 목部에서의 레이놀드數 變化에 따라 결정되는 損失係數  $k_3$ 를 각각 式(2.17)에 대입함으로써 壓力比를 계산할 수 있다.





## 第 3 章 이젝터의 效率과 性能限界

### 3.1 이젝터의 效率

어떤 특정한 목적을 수행하기 위하여 개발되어진 機械裝置의 性能을 평가하기 위해서 일반적으로 效率이라고 하는 工學的인 用語가 사용되어지고 있다. 모든 機械裝置에 있어서 效率이라는 것은 동일한 형태의 에너지量으로서 換산된 入力量에 대한 出力量의 比이며, 驅動流體와 吸入流體가 모두 물인 液體用 이젝터의 效率은 다음과 같은 원리로서 정의된다.

驅動壓力  $P_m$  (kgf/cm<sup>2</sup>)에 상당하는 水頭  $H_m$  (mmHg), 吸入壓力  $P_s$  (kgf/cm<sup>2</sup>)에 상당하는 吸入揚程  $H_s$  (mmHg) 및 吐出壓力  $P_d$  (kgf/cm<sup>2</sup>)에 상당하는 吐出揚程 (mmHg)을 채용하여 이를 圖式的으로 나타내면 Fig.2와 같이 된다.

Fig.2에서 알 수 있는 바와 같이 驅動流體는  $H_m$ 으로부터  $H_d$ 도 ( $H_m - H_d$ ) 만큼 감소하게 되므로 驅動流體가 이젝터에 공급하는 動力은 驅動流體의 比重量을  $\gamma_m$ 이라고 하면 다음 式과 같이 된다.

$$P_i = \gamma_m Q_m (H_m - H_d) \quad (3.1)$$

한편 吸入流體는 이젝터에 의해서 ( $H_d - H_s$ )만큼 揚程이 증가하므로 吸入流體가 이젝터로부터 공급받는 動力은 吸入流體의 比重量을  $\gamma_s$ 라고 하면 다음 式과 같이 된다.

$$P_o = \gamma_s Q_s (H_d - H_s) \quad (3.2)$$

단, 위 式에서  $H_s$ 는 吸入揚程으로서 負壓이므로 음의 부호를 가지며 (3.1)式의  $P_i$ 는 이젝터에 공급한 入力量에 상당하고 (3.2)式의  $P_o$ 는 이젝터의 作動에 의한 出力量에 상당하므로 이젝터의 效率  $\eta$ 는 다음과 같이 된다.

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} = \frac{\gamma_s}{\gamma_m} \cdot M_q \cdot N \quad (3.3)$$

단, (3.3)式에서  $M$ 은 單位 時間當의 驅動流量과 吸入流量과의 比로서 式(2.11)과 같이 표현되고, 壓力比는 水頭로서 다음과 같이 표현된다.

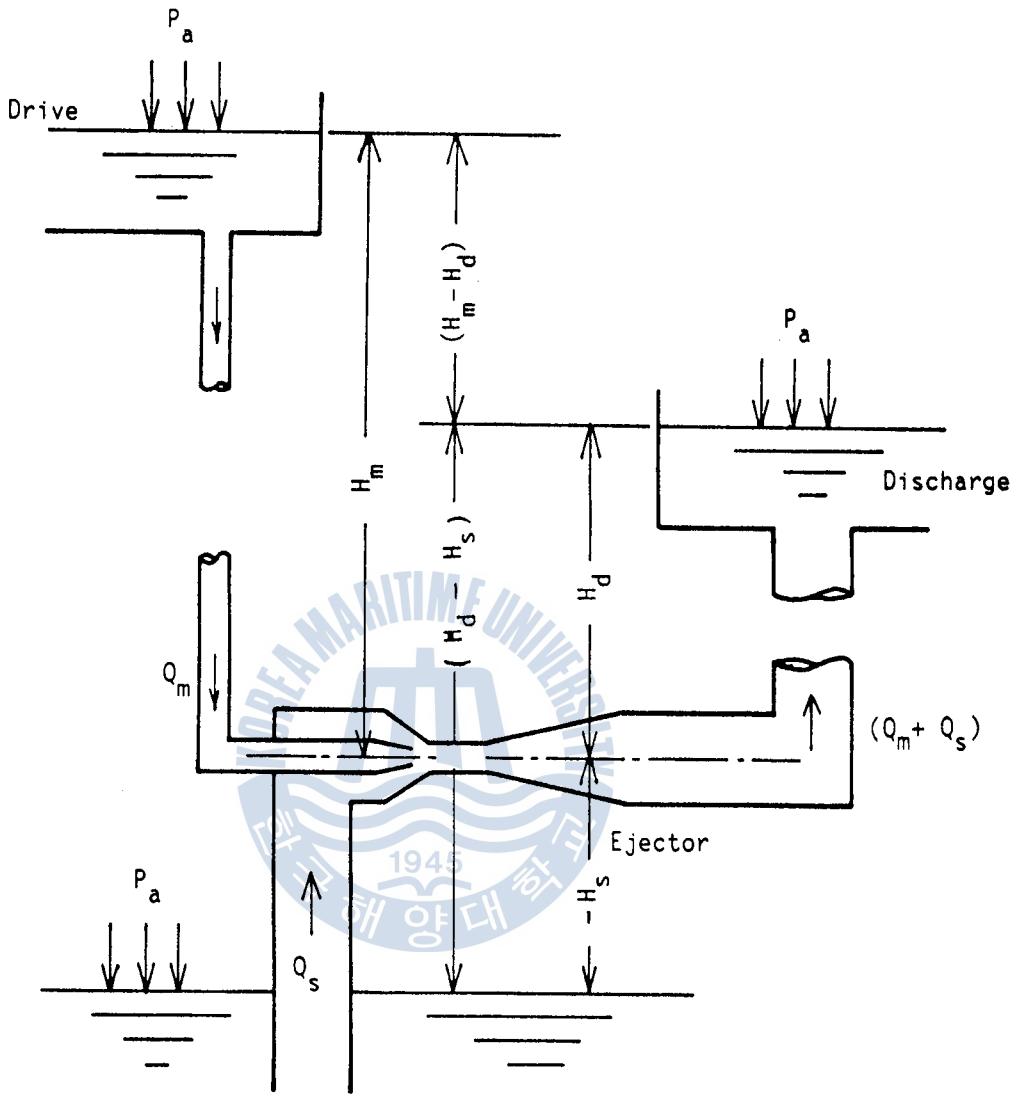


Fig.2 Principal Diagram for the Calculation of Ejector Efficiency

$$N = \frac{H_d - H_s}{H_m - H_d} \quad (3.4)$$

이며, 驅動流體의 壓力減小분에 대한 吸入流體의 壓力增加분의 比를 나타낸다.

### 3.2 性能限界

第 2 章의 式(2.16)에 의해서 계산된 壓力比와 吸入流量과 驅動流量의 畵에 대한 喙部에서의 레이놀드數를 알면 流量比  $M$ 를 파라미터로 하여 面積比  $R$ 과 壓力比  $N$ 의 關係로서 液體用 이젝터의 性能을 나타낼 수도 있지만, 이들 중 공학적으로 의미를 갖게 되는 限界影域이 존재하게 된다.

驅動노즐 出口端과 下流側 喙部 出口端, 그리고 壁面으로 둘러 쌓인 檢査體積(Control Volume)을 가상하고 驅動노즐의 出口端에서 이 檢査體積에 유입하는 吸入流體의 미미한 保有運動量을 무시할 경우, 이 檢査體積內의 諸般 流體力學的 損失 때문에 驅動노즐 出口端에서 驅動流體가 保有하는 運動量은 下流側 喙部端에서 혼합된 流體  $Q_m + Q_s$ 가 保有하는 運動量에 비해서 커야 한다.

이를 式으로 표현하면

$$\rho_1 Q_m v_1 \geq \rho_3 (Q_m + Q_s) v_3 \quad (3.5)$$

이다. 여기서  $\rho_1$  ( $\text{kg/m}^3$ )과  $v_1$  ( $\text{m/sec}$ )는 驅動노즐 出口端에서 驅動流體의 密度와 斷面平均流速이며,  $\rho_3$  ( $\text{kg/m}^3$ )과  $v_3$  ( $\text{m/sec}$ )는 下流側 喙部端에서의 혼합된 流體의 平均密度 및 斷面平均流速을 의미한다.

本 研究에서는 驅動流體와 吸入流體 모두 非壓縮性 流體인 물을 사용하였으므로 擘사적으로  $\rho_1 = \rho_3$ 이므로 式(2.11)의  $M = Q_s/Q_m$ , 式(2.12)의  $R = A_n/A_1$ 를 이용하면 다음과 같이 된다.

$$1 \geq f \cdot R \cdot (1+M)^2 \quad (3.6)$$

式(3.6)의 係數  $f$ 는 式(3.5)과 비교할 때  $f = 1.0$  이 되며, 이 結果는 Fig.3에서와 같이 曲線의 좌측인 斜線部의 領域으로 나타난다. 그리고 式(3.6)에서 나타난 이 積터의 無次元 性能曲線 (R-N 曲線)에 좀 더 명확한 作動限界의 表現이 가능하리라 생각된다.

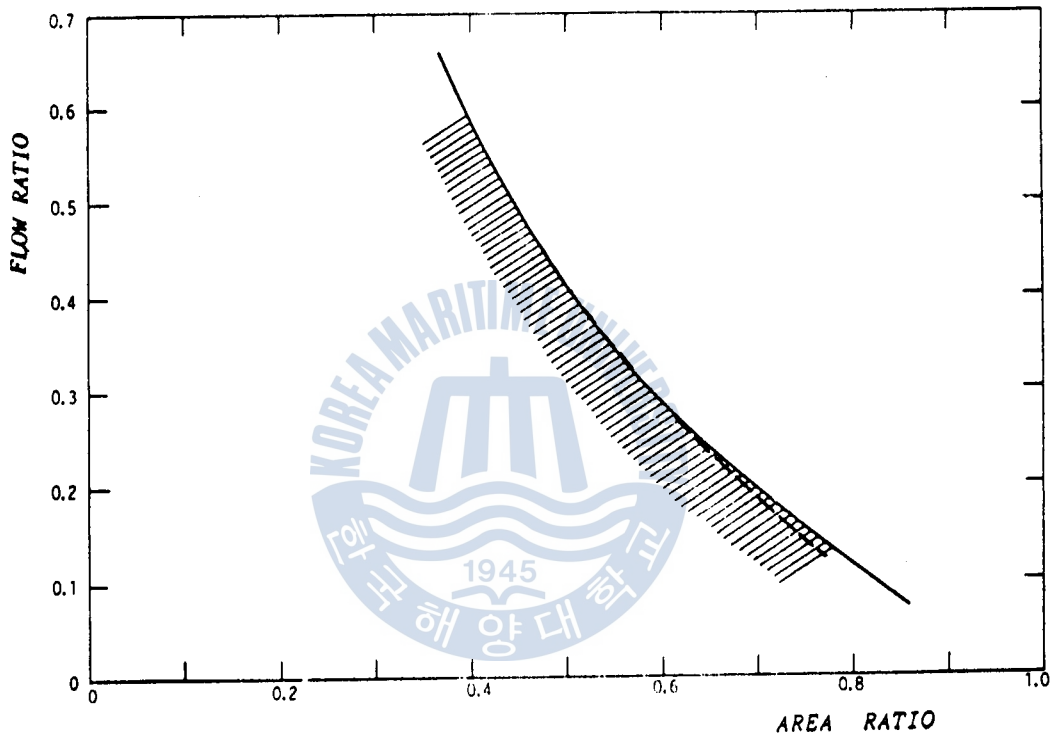


Fig.3 Working Limits of Liquid Ejector

## 第 4 章 實驗裝置 및 實驗方法

### 4.1 實驗裝置

Fig.4은 本 研究의 전체 實驗裝置의 배치도이다. 먼저 實驗流體인 상온의 물은 탱크 ①로부터 驅動펌프로 吸入되어 바이패스 라인에 의해 流量이 조절된 후, 流量計를 거쳐 이젝터의 驅動노즐을 통해서 高速噴射된다. 이 高速噴流에 의해 형성되는 吸入室內의 負壓으로 인하여 유입되는 吸入流體도 탱크 ①로부터 流量計를 거쳐 이젝터로 인도된다. 이들 驅動流體와 吸入流體는 이젝터 디퓨저에서 Fig.4에서와 같이 탱크 ②로 吐出된다.

實驗用 이젝터에는 各 部の 靜壓을 측정하기 위하여 6개의 壓力孔이 설치되어 마노미터에 의해서 壓力이 측정될 수 있도록 하였다.

實驗中 驅動壓力의 조절은 驅動펌프 出口側 바이패스 밸브와 流量計 전후에 설치된 밸브의 조절에 의해서 이루어지며, 吸入壓力는 吸入라인상의 流量計 出口側 밸브에 의해서, 그리고 吐出壓力의 조절은 이젝터의 디퓨저 出口側에 설치된 밸브에 의해서 이루어지며 이들 밸브들에 의해 각각의 流量도 조절이 가능할 수 있도록 하였다. 그리고 Fig.5와 Fig.6은 驅動노즐 및 實驗用 이젝터의 치수를 나타내는 그림이다.

液體用 이젝터에서 效率를 결정짓는 壓力比 및 流量比는 面積比에 의해서 가장 큰 影響을 받기 때문에 面積比는 가장 중요한 요소가 된다. 그러므로 本 實驗에서는 面積比가 液體用 이젝터의 性能에 미치는 影響을 검토하기 위하여 驅動노즐의 出口側 直徑이 7.0 mm $\Phi$ , 7.9 mm $\Phi$ , 8.7 mm $\Phi$ , 10.0 mm $\Phi$  의 4가지 경우에 대하여 實驗을 행하였으며, 각각의 경우에 있어서 面積比는 0.914, 0.2438, 0.2957, 0.3906 이다.

### 4.2 實驗方法

實驗은 Fig.4에서 보는 바와 같이 물탱크 ① 및 탱크 ②의 水位, 吸入 및 驅動流量, 各 部の 壓力를 일정히 유지하는 定常狀態下에서 행하였다. 먼저 목部에서의 레이놀드數를 파라미터로 하여 面積比 및 목部 길이의 변화에 따른 實驗을 레이놀드數가  $0.93 \sim 2.07 \times 10^5$  의 범위에서 流量比  $M$ 을 변화시켜 가면서 행하였다.

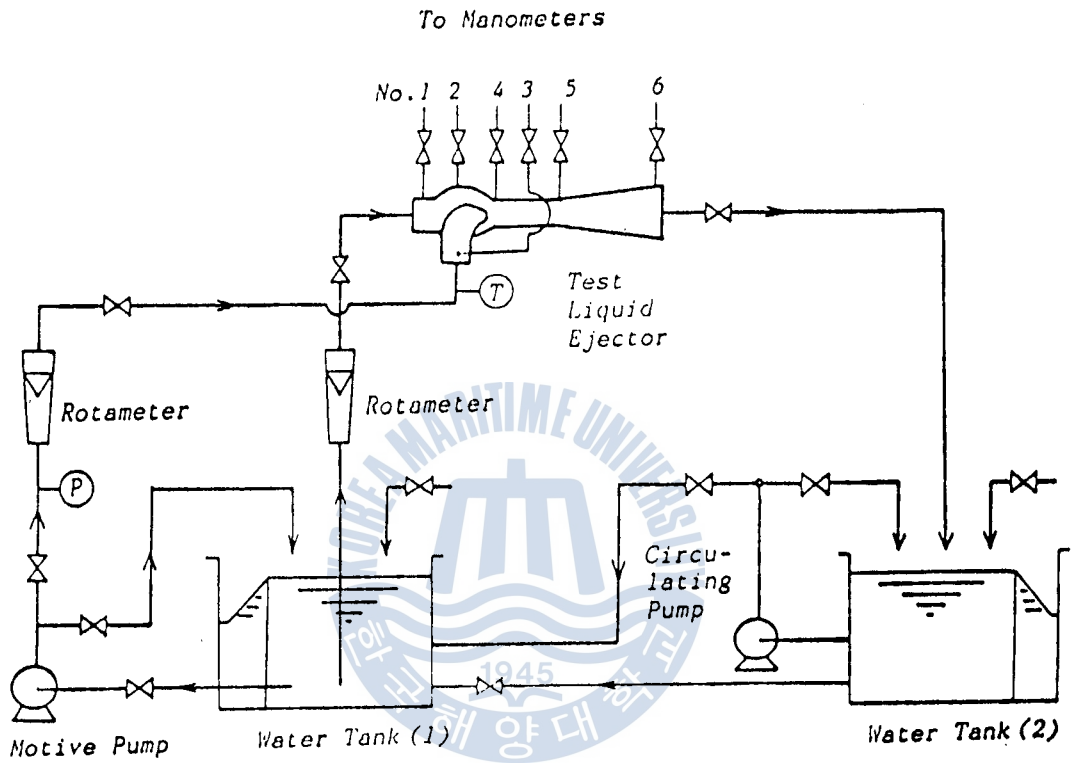


Fig.4 Schematic Diagram of Experimental Apparatus

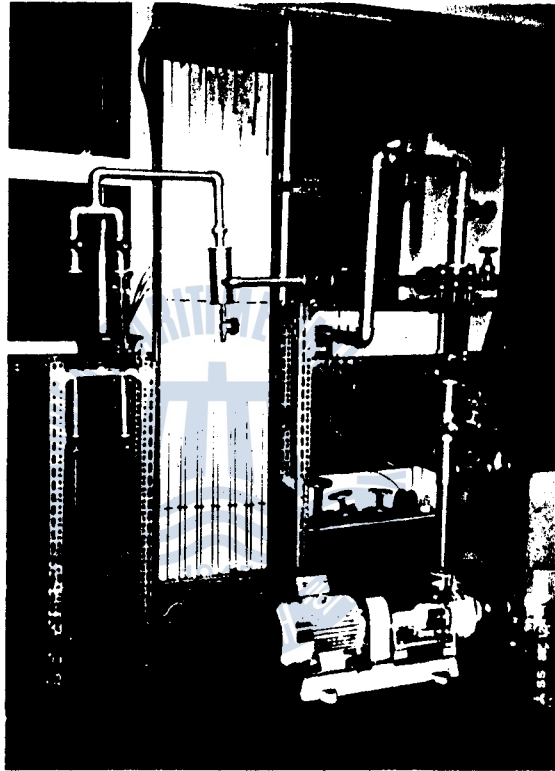


Photo.1 Experimental Apparatus

또한 驅動流量을 바이패스 밸브로 조절하여 驅動壓力을 일정히 유지한 狀態에서 吐出側 밸브를 조절하여 吸入流量을 변화시켜 가면서 그에 따른 吐出壓力 변화에 대한 實驗을 각각의 面積比에 대하여 행하였다.

이상과 같은 實驗은 面積比 및 목部の 길이가 이젝터의 性能에 미치는 影響을 분석기 위해 행하는 것이다.





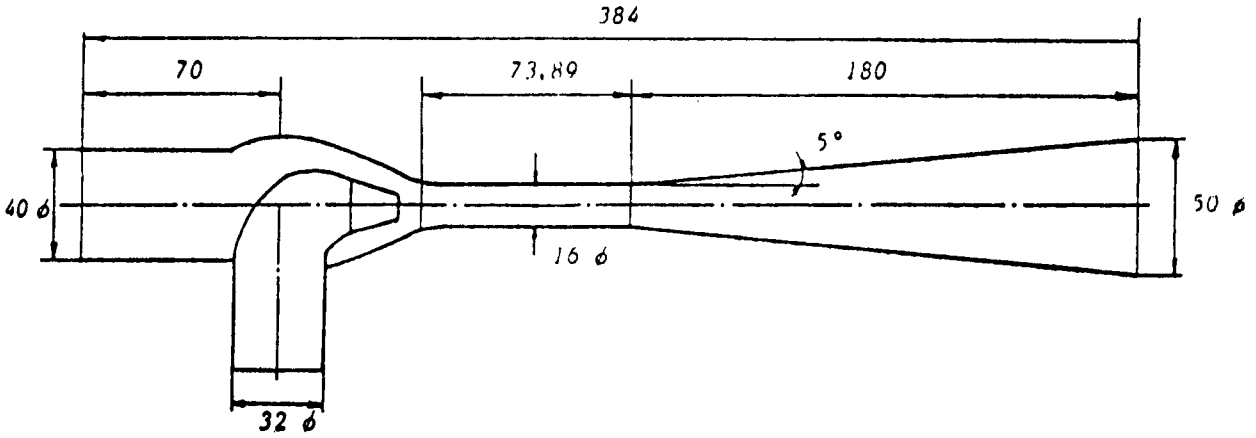
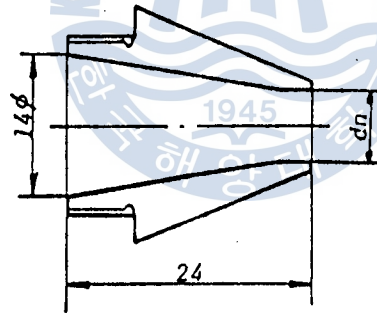


Fig.5 Dimension of Test Liquid Ejector



$dn(mm) : 7.0 , 7.9 , 8.7 , 10.0$

Fig.6 Dimension of Test Nozzle

## 第 5 章 實驗結果

Fig.7은 式(3.5)에서 표시한 바와 같이 吐出側의 壓力을 낮추어 가면 吸入流量은 차츰 증가하게 되지만 어느 領域을 넘어서게 되면 주어진 驅動流量에 대해서 吸入流量의 限界領域이 존재하게 된다. 따라서 최대가능 吸入流量을 측정한 結果를 式(3.6)의 計算結果와 비교하여 나타내었다.

Fig.7에서 實線으로 표시 즉 式(3.6)에 의한 作動限界의 左側領域이 理論上의 液體用 이젝터의 作動領域이 되지만, 實測値는 이 領域을 벗어나 우측까지 연장되어 있음을 알 수 있다.

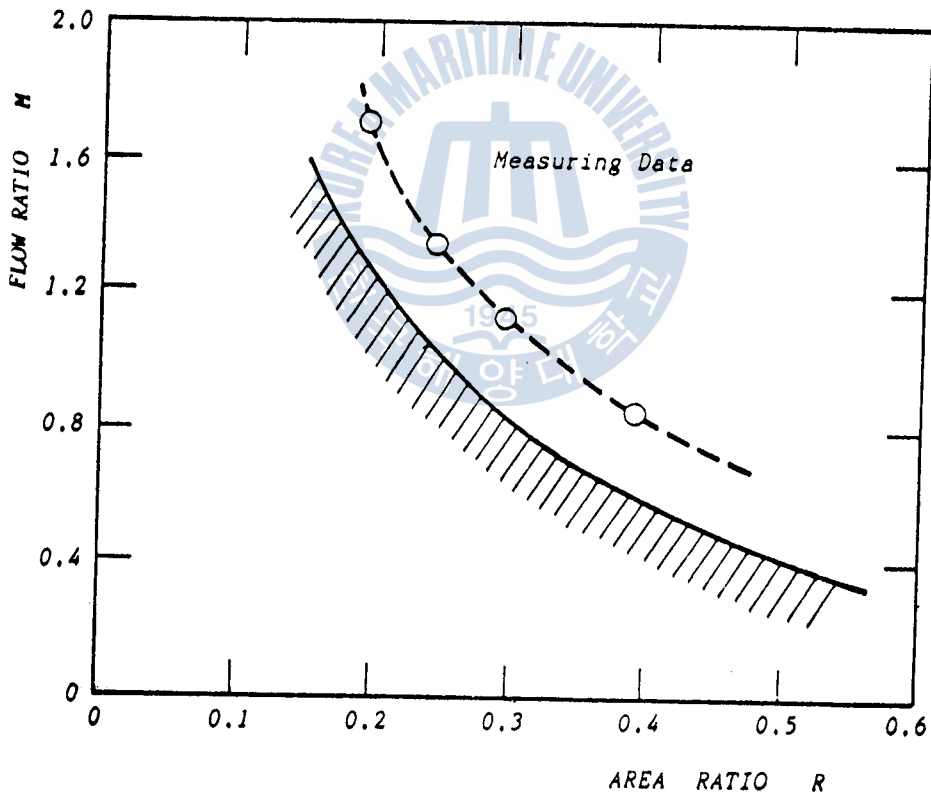


Fig.7 Working Limits of Liquid Ejector

## 第 6 章 結 論

本 實 驗 中 測 定 した Fig.7 에서의 4개의 測 定 値 와 式(3.6) 을 比 較 した 結 果, 式(3.6)에서 제시한  $f$ 는 平 均 的 으로  $f = 1.35$  임을 알 수 있다. 이와 같은  $f$ 의 값이 1.0을 넘는 것은 下 流 側 末 端 에 있어서 速 度 分 布 를 고려한 실제의 運 動 量 에 비하여, 式(3.6)에서는 斷 面 平 均 流 速 에 대한 運 動 量 을 채용하였기 때문이라 생각되며, 또한 式(3.6) 에 있어서 木 的 入 出 口 및 壁 面 上 面 으로 둘러 쌓인 檢 査 體 積 을 가상하였을 때 이 檢 査 體 積 內 에 유입하는 吸 入 流 體 의 保 有 運 動 量 을 무시하여 式(3.6) 을 誘 導 하였기 때문이라고 생각된다. 그리고 실제 運 動 量 과 斷 面 平 均 流 速 에 대한 運 動 量 의 값이 그다지 큰 차이가 없으므로 下 流 側 末 端 上 面 的 斷 面 內 速 度 分 布 는 비교적 平 坦 한 分 布 를 하고 있음을 알 수 있다.



## 參考文獻

1. 河在賢, 孫炳鎮, 金春埴  
" 噴射펌프의 效率 ", 流體機械, pp179~181, (1987)
2. 宋江燮, 金春埴  
" 流體의 흐름과 基礎方程式 ", 流體力學, pp56~87, (1987)
3. 全孝重  
" 펌프의 理論, 이젝터의 構造 ", 船用補機, pp20~23, pp96~99, (1982)
4. 金京根, 金春埴, 孫景浩, 宋江燮  
" 連速方程式 및 베르누이 定理, 管摩擦損失 ", 水力學 및 流體力學 演習, pp18~31, pp96~108, (1986)
5. 吳昌錫, 崔淳豪, 吳世明  
" 液體用 이젝터의 無負荷 性能實驗 ", 船舶機械科 卒業論文集, pp105~136, (1986)
6. 金喜澈, 朴炳輪  
" 물 噴射펌프에 있어서 面積比가 效率에 미치는 影響 ", 韓國海洋大學 大學院 碩士學位論文, (1985)
7. 金京根, 金容模  
" 船舶用 水이젝터의 自動設計를 위한 電算프로그램의 開發 ", 韓國船用機關學會 研究論文, 第10卷, 第1號, (1986)
8. 金京根, 高相詰  
" 液體用 이젝터의 性能特性的 CAD와 實驗結果와의 比較에 關한 研究 "  
韓國海洋大學 大學院 碩士學位論文, (1987)