

船舶用 水이젝터의 自動設計를 위한 電算프로그램의 開發

金京根*·金鎔模*·鄭大仁**·金周年*·崔炳喆***·南青都*

A Study on the Computer-Aided Automatic Design of Marine Water Ejector

K.K.Kim, Y.M. Kim, D.I. Jung, J.Y.Kim,
B.C. Choi and C.D. Nam**Abstract**

Ejectors, having no moving, lubricating and leaking parts, are widely used as marine pumps because of its high working confidence. For instance, uses in ships are stripping in crude oil tank, bilge discharge in engine room, ballast water pumping on ore carrier, and brine discharge from fresh water generator. And it is also used as cooling water recirculating pump in boiling water type nuclear reactor and deep-well pump.

It is not easy to determine the optimal dimension for designing each ejector agreed with its suggested performance condition, because complicated calculations must be repeated to obtain the maximum efficiency affected by flowrate ratio, head ratio, area ratio and so on. Therefore, it is considered that the CAD(Computer-Aided Design) for ejector is a powerful method for design according to the individual design condition.

In this paper, a computer program for water ejector design is developed based on the previous paper on theoretical analysis and experimental results for water ejector. And from the theoretical approach, an equation for the working limit and an equation for determining the shape of throat are obtained.

The validity of the present computer program is sufficiently confirmed through the comparison of the computed results with the main dimension of the previous manufactured water ejector. This program will be easily developed as the CAD for various kinds of ejectors, including steam ejector.

* 韓國海洋大學 正會員

** 東明專門大學 正會員

*** 韓國海洋大學 大學院 正會員

記 號 說 明

- A ; 面積
- D ; 直徑
- h_f ; 損失水頭
- k ; 損失係數
- L_t ; 목길이
- M ; 流量比
- P ; 定 壓
- Q ; 體積流量
- R ; 面積比
- R_s ; 레이놀즈數
- v ; 速 度
- W ; 重量流量
- c' ; 常 數
- ϵ ; 겉보기 動粘性係數
- ρ ; 密 度
- γ ; 比重量
- ν ; 動粘性係數
- ϕ ; 速度係數
- 1 ; 노즐의 出口

- 2 ; 목의 入口
- 3 ; 목의 出口
- d ; 吐出部
- m ; 구동노즐의 入口
- t ; 목

1. 序 論

水이젝터는 構造가 簡單하고 一般펌프와는 달 리 可動部分이 없어 故障의 염려가 없기 때문에 船舶의 스트리핑用, 밑지排出用, 造水器의 브라인排除用, 深井用, 工產品의 乾燥用 및 沸騰爐의 爐心에서의 冷却水 再循環用 등으로 産業現場에 廣範圍하게 利用되고 있다. 지금까지 國內에서 所要되는 水이젝터는 輸入에 依存하다가 數年前 부터 凡用의 水이젝터를 K社에서 供給해 왔으나,¹⁾ 일부 會社에서는 아직도 大型 또는 高性能 製品은 그 信賴度로 因하여 輸入에 依存하고 있는 實情이 다. Fig.1은 K社에 依하여 主로 우리나라의 造船所에 納品된 製品의 性能範圍를 나타낸다.²⁾

水이젝터는 構造가 簡單함에도 불구하고 各部

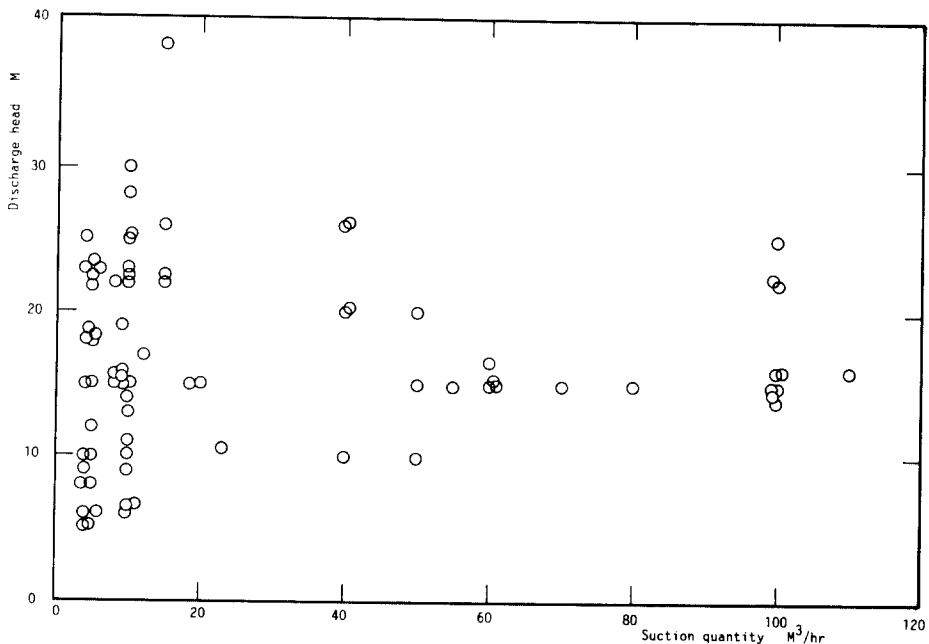


Fig.1 Production results of wate ejector in these 3-years (Ki-Won Co.)

의 流體力學的 損失을 正確히 推定하여 設計를 하고 製品의 性能을 事前에 豫測하는 것은 쉽지 않다. 植田³⁾는 最初로 實驗的 研究를 통하여 水이젝터 各部의 損失을 고려했던 研究論文을 發表 하였으며, N.L. Sanger⁴⁾는 植田의 研究結果와 類似하게 水이젝터의 性能의 豫測可能한 理論的 研究結果를 얻고 있다.

그뒤 大島⁵⁾는 水이젝터의 性能을 決定的으로 左右하는 各部에 關하여 亂流狀態의 흐름에 關한 理論的 檢討와 實驗을 通하여 最適의 各部길이를 決定할 수 있는 方法을 提示하고 있다.

本研究에서는 最近 몇년간 國產化 開發을 위하여 우리나라에서 蓄積된 研究結果^{6,7,8)}와 K社의 設計資料및 그 實驗結果를 基礎로 하여, 水이젝터의 性能曲線을 計算하고, 주어진 需要者側의 設計條件에 따라 構體의 各部의 主要 寸수와 形狀을 決定할 수 있는 電算프로그램을 開發하였다. 또한 本論文의 理論的 考察에서는 簡單한 運動量方程式으로 부터 水이젝터의 作動 限界를 決定할 수 있는 理論式을 導出하였다.

本研究에서 開發한 電算프로그램의 合當性은 그간 國內外에서 實際로 製品화된 水이젝터의 主要寸수와 本論文의 電算프로그램에 依한 計算 值와의 比較로 부터 確認할 수 있었다. 本研究 結果에 依한 設計寸수는 水이젝터가 最高의 效率를 維持할 수 있는 最適의 寸수로서 設計가 可能토록 되어 있다.

2. 理論設計

2.1. 基本理論式의 誘導

Fig. 2에 水이젝터의 基本構造 및 各部의 名稱을 나타낸다. 水이젝터의 作動原理는, 驅動流體가 驅動노즐을 通過함으로써 保有하고 있는 全 에너지가 速度에너지로 變換되어, 吸入室內에 負壓이 形成되어 流體가 吸入되게 된다. 驅動流體와 吸入된 流體는 목의 入口部에서 主로 混合 되기 시작하여 運動量의 傳達이 이루어져 목의 出口部에서 混合이 거의 完了된다. 디퓨저에서는 混合된 流體가 保有하는 速度에너지의 一部가 壓力에너지로 變換함으로써 吸入流體의 吐出이 可能하게 된다.

Fig. 2과 같이 驅動노즐의 入口에서의 狀態를 m , 吸入口에서의 狀態를 s , 驅動노즐의 出口에서의 狀態를 1, 混合部인 목의 入口에서의 狀態를 2, 出口를 3, 이젝터出口에서의 狀態를 d 라 하고, 各部分의 斷面平均流速에 關하여 流體力學的 損失을 考慮한 베르누이方程式은 다음과 같이 생각한다. 먼저 驅動노즐의 入口와 出口에 對하여

$$\frac{P_m}{\gamma} + \frac{v_m^2}{2g} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{f1} \quad (1)$$

여기서 h_{f1} 은 驅動노즐에서의 損失水頭로서 마찰 계수를 k_1 라고 하면

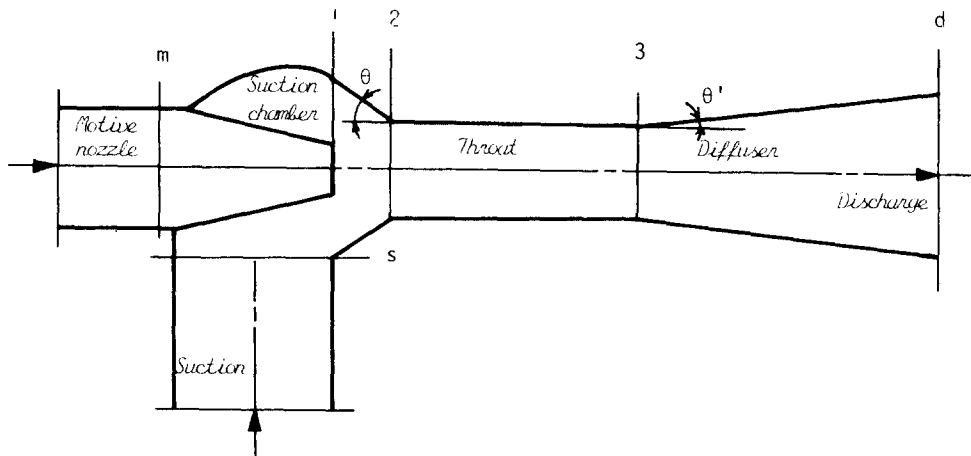


Fig. 2 Schematic diagram of water ejector

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

이 된다. 그러므로 驅動노즐의 入口에서의 動壓은 出口에서의 動壓에 比하여 적으므로 이를 無視하여, 式(1)을 $P_m - P_1$ 에 對하여 정리하면

$$P_m - P_1 = \frac{\gamma v_1^2}{2g} (1 + k_1) \quad (3)$$

吸入流體에 있어서 Fig. 2의 斷面s와 斷面2에 對한 吸入室內의 諸般損失에 關하여 式(2)와 같이

$$h_{f2} = k_2 \frac{v_2^2}{2g} \quad (4)$$

이라 하면, 吸入口 壓力 P_s 와 목入口壓力 P_2 사이에 는 다음 식이 成立한다.

$$P_s - P_2 = \frac{\gamma v_2^2}{2g} (1 + k_2) \quad (5)$$

또한 목部分에서의 損失을

$$h_{f3} = k_3 \frac{v_3^2}{2g} \quad (6)$$

으로 表現한다. 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 維持하며 吸入流體는 平均流速 $v_2 = Q_s / A_t$ 를 갖는다고 假定하여 斷面2와 斷面3間에 運動量方程式을 適用시키면,

$$\frac{W_m v_1}{g} + \frac{W_s v_2}{g} + P_2 A_t = \frac{(W_m + W_s) v_3}{g} + P_3 A_t + k_3 A_t \frac{v_3^2}{2g} \quad (7)$$

$$P_3 - P_2 = \frac{v_3}{g A_t} (W_m \frac{v_1}{v_3} + W_s \frac{v_2}{v_3} - W_m - W_s) + k_3 \frac{v_3^2}{2g} \quad (8)$$

다음에 디퓨저의 入口인 斷面3과 出口인 斷面d間的 擴大流路에서의 損失을 入口流速 v_3 에 關하여

$$h_{fd} = k_d \frac{v_3^2}{2g} \quad (9)$$

으로 表現하고, 式(1)과 같이 베르누이方程式을 適用하면,

$$P_d - P_3 = \frac{\gamma v_3^2}{2g} (1 - k_d) \quad (10)$$

가 된다. 水이젝터의 設計에 있어서 重要한 設計파라미터인 流量比 M 과 面積比 R 은 各各 다음과 같이 定義된다.

$$M = \frac{W_s}{W_m} = \frac{Q_s}{Q_m} \quad (11)$$

$$R = \frac{A_s}{A_t} \quad (12)$$

式(11)에 있어서 W 는 重量流量을, Q 는 體積流量을 나타내며, 式(12)의 A_s 은 驅動노즐의 出口 斷面積을, A_t 는 목部의 斷面積을 意味한다.

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(11)과 式(12)를 이용하면 다음과 같이

$$Q_T = A_s v_1 (1 + M) \quad (13)$$

그리고 목의 入口인 斷面2에서 吸入流體가 갖는 平均流速 v_2 는

$$v_2 = \frac{Q_s}{A_t - A_s} = \frac{R}{1 - R} M v_1 \quad (14)$$

목의 出口인 斷面3에서 混合된 流體가 갖는 平均流速 v_3 는

$$v_3 = \frac{Q_m + Q_s}{A_t} = R(1 + M)v_1 \quad (15)$$

이 된다.

水이젝터의 設計에 있어서 또 하나의 重要한 設計파라미터는 壓力比 N 이며

$$N = \frac{P_d - P_s}{P_m - P_d} = \frac{(P_d - P_s) + (P_s - P_2) - (P_s - P_2)}{(P_m - P_1) - (P_s - P_2) - (P_d - P_s)} \quad (16)$$

吸入室內의 壓力은 均一 즉, $P_1 = P_2$ 라 假定하고 式(16)의 分母와 分子의 各項에 式(3)~式(15)의 結果를 代入하여 整理하면

$$N = \frac{2R + \frac{2R^2 M^2}{1 - R} - (1 + k_3 + k_d) R^2 (1 + M)^2}{1 + k_1 - 2R - \frac{2R^2 M^2}{1 - R} + (1 + k_3 + k_d) R^2} - \frac{(1 + k_2) \frac{R^2 M^2}{(1 - R)^2}}{(1 + M)^2} \quad (17)$$

이 된다. 그러므로 水이젝터의 實際設計에 있어서 流量比 M 과 壓力比 N 이 주어지면, 驅動노즐의 出口面積과 목部의 斷面積의 比인 R 값은 各部的 流體力學的 摩擦係數를 適正히 推定함으로써 式(17)에 의하여 求할 수 있으며, 따라서 水이젝터의 基本設計가 可能하게 된다.

한편, 各部的 流體力學的 損失을 摩擦係數를 利用하여 式(2), 式(4), 式(6) 및 式(9)로 表現하는 代身 速度係數等을 導入해도 되며⁹⁾, 이 경

우 上記의 各式은 다음과 같이 變換된다.

$$h_{f1} = \left(\frac{1}{\phi_1^2} - 1\right) \frac{v_1^2}{2g} \quad (18)$$

$$h_{f2} = \left(\frac{1}{\phi_2^2} - 1\right) \frac{v_2^2}{2g} \quad (19)$$

$$h_{f3} = 4\lambda \frac{l_t}{d_t} \cdot \frac{\gamma v_s^2}{2g} \cdot \frac{\pi d_t^2}{4} = \xi(W_m + W_s) \frac{v_s}{2g} \quad (20)$$

$$h_{fd} = (1 - \eta_d) \frac{v_s^2}{2g} \quad (21)$$

그러므로 式(18)~式(21)의 結果를 各各 式(3), 式(5), 式(8) 및 式(10)에 代入하여 式(17)의 誘導過程과 同一하게 整理하면 壓力比 N 은

$$N = \frac{-2 + \eta_d - \xi + \frac{2M^2}{(1-R)(1+M)}}{2 - \eta_d + \xi + \frac{2M^2}{(1-R)(1+M)}} + \frac{\frac{2}{R \cdot (1+M)^2} - \left(\frac{M}{\phi_2(1-R) \cdot (1+M)^2}\right)}{\frac{2}{R \cdot (1+M)^2} + \left(\frac{1}{\phi_1 R(1+M)}\right)^2} \quad (22)$$

과 같이 된다. 따라서 上式은 式(17)과 同一한 意味를 갖고 있음을 알 수 있다.

2.2. 性能限界

水이젝터는 後述하는 2.3節의 Fig.4와 같이 一定한 流量比에서 面積比 R 을 增加시켜가면 當然히 壓力比 N 이 最大値를 갖게 되지만, 더욱 面積比를 增加시켜 가면 理論的으로 더 이상의 펌핑이 不可能한 性能限界가 存在한다. 驅動노즐의 出口에서 부터 목의 出口間에 있어서 흐름 方向의 運動量의 變化를 생각하면, 驅動노즐의 出口에서는 系의 最大運動量인 $\rho A_n v_1^2$ 을 保有하게 되며, 목部에서는 混合에 依한 運動量의 傳達이 進前될수록 運動量의 減少가 생겨 목出口에서 最少運動量 $\rho(Q_m + Q_s)v_3$ 를 保有하게 된다. 따라서 이들 間에는 다음 式이 成立한다.

$$\rho Q_m v_1 \geq \rho(Q_m + Q_s)v_3 \quad (23)$$

上式에 式(11)의 $M = Q_s/Q_m$, 式(12)의 $R = A_n/A_t$ 를 이용하면 다음과 같이 된다.

$$1 \geq R(1+M)^2 \quad (24)$$

그러므로 水이젝터의 設計에 있어서는 어느 경우라도 面積比 R 과 流量比 M 과 는 式(24)의 關係를 만족시키지 않으면 안된다. 이 結果는 Fig.3과 같이 曲線의 左側인 斜線部의 領域으로 나

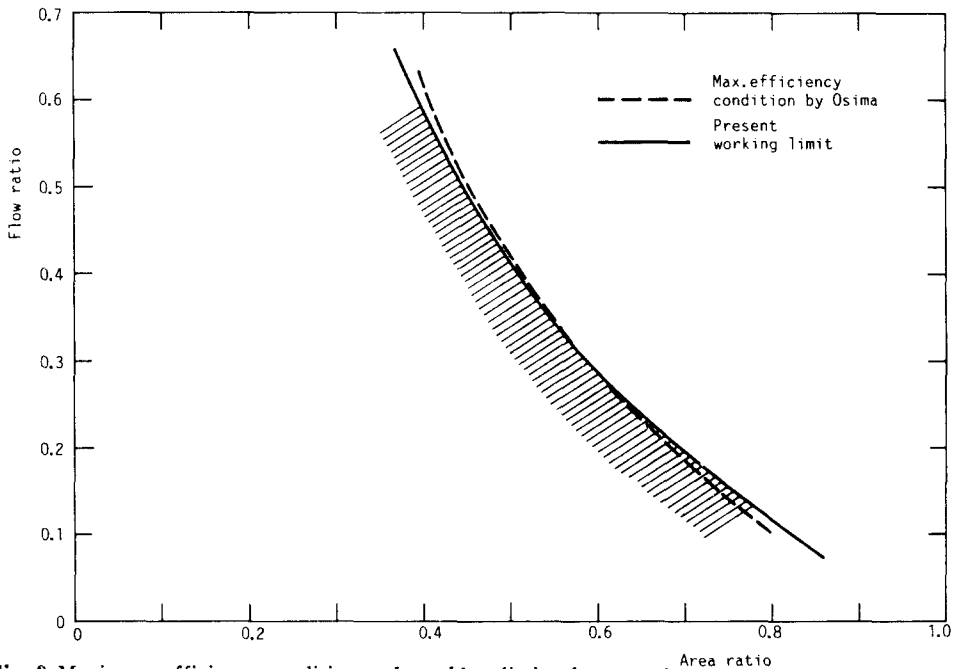


Fig.3 Maximum efficiency condition and working limit of water ejector

타나며, 後述하는 水이젝터의 性態曲線인 Fig. 4 ~ Fig. 6에서 點線의 左側인 斜線部의 領域으로 表現된다.

한편, 大島⁵⁾는 水이젝터의 最適狀態의 목部 길이 l_t 를 얻기 위하여 목部에서의 混合流體의 레이놀즈數가 $(0.094 \sim 2.500) \times 10^6$ 의 範圍에 關하여 亂流狀態로서 混合이 進前되는 목에서의 速度變動分에 依한 附加應力을 생각하였다.⁶⁾ 먼저 混合이 開始되는 목의 入口에 있어서 代表亂流스케일로서 驅動노즐의 出口直徑 d_d 을, 代表平均流速으로서 $(v_1 - v_2)$ 를 取하면 걸보기 動粘性係數는

$$\varepsilon' = c' d_n (v_1 - v_2) \quad (25)$$

라고 할 수 있으며, 목의 出口에서는 代表亂流스케일로서 목의 直徑 d_t 를, 代表流速으로서 v_3 를 取하면 걸보기 動粘性係數는

$$\varepsilon'' = c'' d_t v_3 \quad (26)$$

로 表現할 수 있다. 式(14)와 式(15)를 利用하여 ε' 와 ε'' 의 比를 整理하면

$$\frac{\varepsilon''}{\varepsilon'} = \frac{c''}{c'} \frac{2(1+M)}{\sqrt{R} \left(\frac{1}{R} - \frac{M}{1-R} \right)} \quad (27)$$

이 된다. 大島는 實驗을 通하여 全實驗範圍에 있어서 水이젝터가 最高効率을 갖는 狀態에서는

$$Y = \frac{\varepsilon''/\varepsilon'}{2 \cdot c''/c'} = \frac{(1+M)}{\sqrt{R} \left(\frac{1}{R} - \frac{M}{1-R} \right)} \quad (28)$$

의 값이 平均的으로 $Y=1.75$ 가 됨을 밝히고 있다. 式(28)의 計算結果를 Fig. 3과 Fig. 4 ~ Fig. 6에 나타내고 있다. 水이젝터의 作動限界를 나타내는 式(24)와 最高効率點을 나타내는 式(28)의 結果는 Fig. (3)에서 보는 바와 같이 거의 類似한 傾向을 나타낼을 알 수 있다. 이는 水이젝터가 最高効率點을 넘게 面積比 R 을 增大시키면 作動이 不可能한 限界가 있음을 意味하며, 式(28)의 分母에 있어서 2次項인 $M/(1-R)$ 을 無視하고 式(28)의 兩邊을 乘하면 式(24)와 같은 形態로 $Y^2 = R(1+M)^2$ 이 되는 것을 알 수 있다.

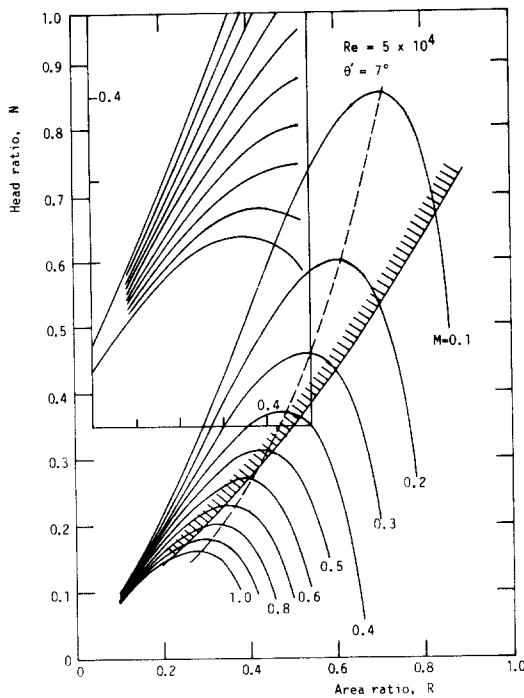


Fig. 4 Performance curve of water ejector

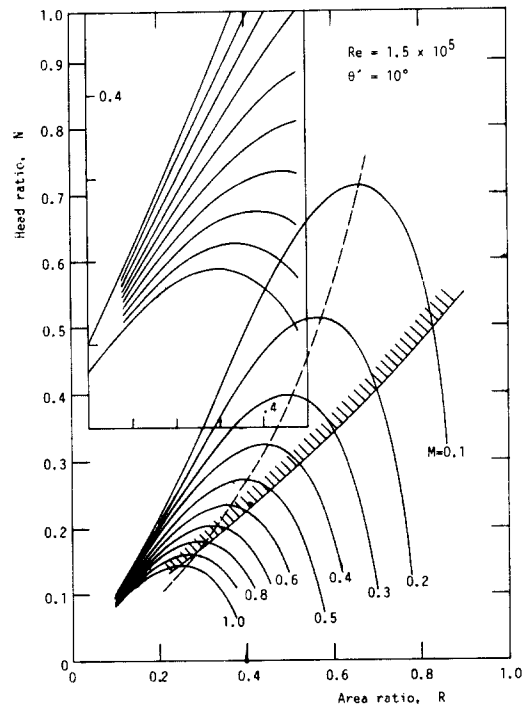


Fig. 5 Performance curve of water ejector

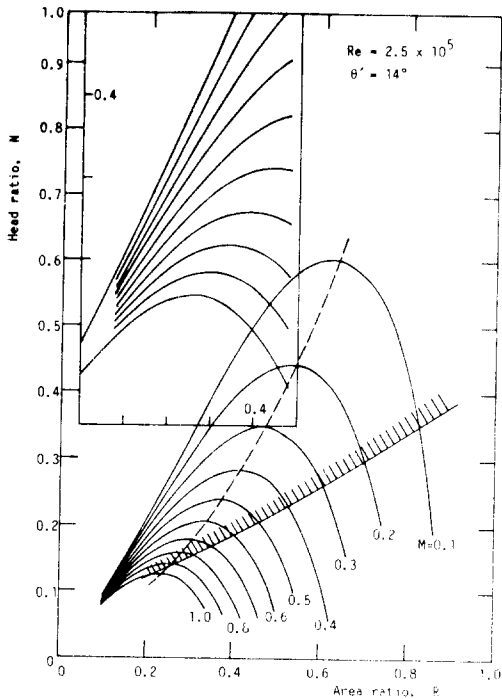


Fig. 6 Performance curve of water ejector

2.3. 性能曲線의 計算結果와 各部의 形狀 決定

水이젝터의 性能曲線은 流量比 M 을 파라미터로 하여 面積比 R 에 대한 壓力比 N 의 變化로서 나타내는 方法이 普通이다. 이들의 關係는 式(17) 또는 式(22)에 있어서, 各部의 損失係數의 값이 推定되면 反復計算에 의하여 計算할 수 있다. 本研究에서는 各部의 損失係數를 植田³⁾의 實驗結果를 利用함으로써 목部에서의 全流量에 依한 레이놀즈數

$$R_e = \frac{4(Q_m + Q_s)}{\pi v d_i} \tag{29}$$

가 $5 \times 10^4 \sim 2.5 \times 10^5$ 의 範圍에 關하여 計算하였으며, 그 例를 Fig. 4, Fig. 5, Fig. 6에 나타내고 있다. Fig. 4는 $R_e = 5 \times 10^4$, 디퓨저의 擴大角 $\theta = 7^\circ$ 의 경우를, Fig. 5는 $R_e = 1.5 \times 10^5$, $\theta = 10^\circ$ 의 경우를, Fig. 6은 $R_e = 2.5 \times 10^5$, $\theta = 14^\circ$ 의 實用的인 경우를 나타내고 있으며, 面積比 R 이 적은 部

分(吐出壓力보다는 큰 流量이 要求되는 경우)의 擴大圖도 同時에 表現하고 있다.

上述한 바와 같이 水이젝터의 設計條件에 따라서 面積比 R 이 決定되면, 그에 따라 各部의 形狀과 寸수를 決定해야 된다. 먼저, 驅動노즐에 關하여는 參考文獻(10), (11)과 같이 노즐의 形狀을 決定하거나, 加工의 간편함 때문에 直線노즐을 採用하기도 한다.

驅動노즐의 出口에서 목의 入口까지의 距離 즉, Fig. 2에서 斷面1과 斷面2의 距離는 水이젝터의 性能의 良否를 決定하는 重要한 因子이다. 이에 關하여 植田³⁾는 實驗的 結果로부터

$$\frac{A_n}{A_t} + \frac{A_0}{A_t} = 1.1 \tag{30}$$

을 얻고 있다. A_0 는 Fig. 2의 斷面1의 斷面積에서 A_n 을 뺀 값이다. 그러므로 式(30)에서 驅動노즐出口와 목入口間의 最適距離를 決定할 수 있다.

다음에 水이젝터의 性能을 가름하는 또 하나의 決定的 因子는 목의 全長 l_2 이다. 이에 關하여 大島는 목의 最適길이를 決定하기 위한 實驗을 레이놀즈數가 $R_e = 9.4 \times 10^4 \sim 2.5 \times 10^6$ 의 範圍에 對하여 行하였으며, 그 結果는 Fig. 7과 같다.

驅動流體와 吸入流體의 混合이 完了되어 所定의 必要한 吐出壓力까지 壓力回復이 이루어지는 디퓨저의 擴大角은 一般的인 圓管의 斷面積 變化에 따른 摩擦係數¹²⁾가 最小化되도록 決定할 必要가 있다.

마지막으로 水이젝터의 驅動노즐과의 連結管의 直徑, 吸入管의 直徑 및 吐出管의 直徑은 一般的인 配管關係 參考文獻(13), (14), (15), (16) (17)에 提示되어 있으며, 이들을 그래프로 整理한 것이 Fig. 8이다. 管徑이 적은 경우는 比較的 레이놀즈數가 적게 따라서 流速을 적게(약 1.5 m/s)해야 하고, 管徑이 크면 流速도 크게(약 3.5 m/s 이하)해도 된다. 그렇지만 엄밀한 意味의 最適의 管直徑은 驅動펌프, 水이젝터, 全과 이프라인의 材料費와 設置費, 驅動펌프의 性能 特性과 電氣料等 經濟性 側面에서의 綜合的 研究가 緊후 要求 된다고 생각된다.

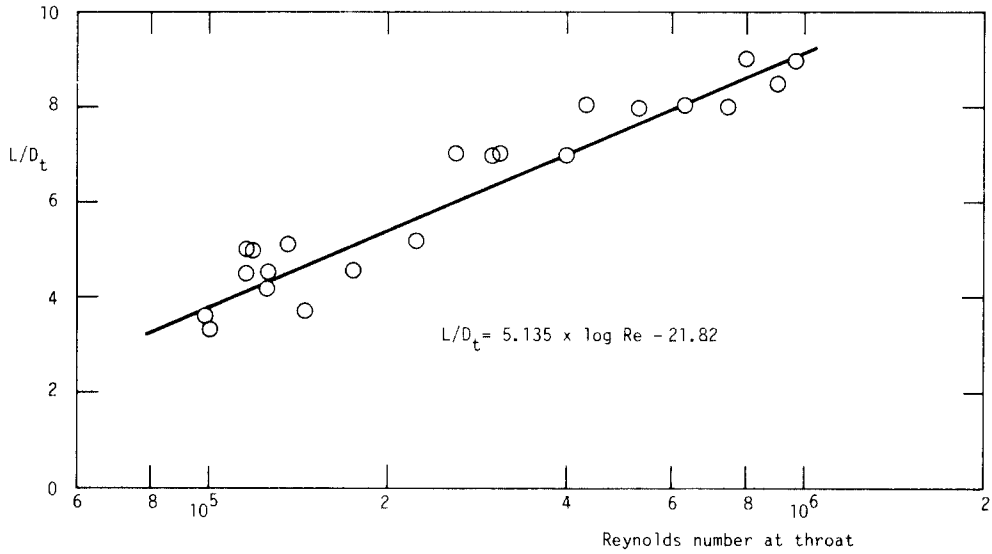
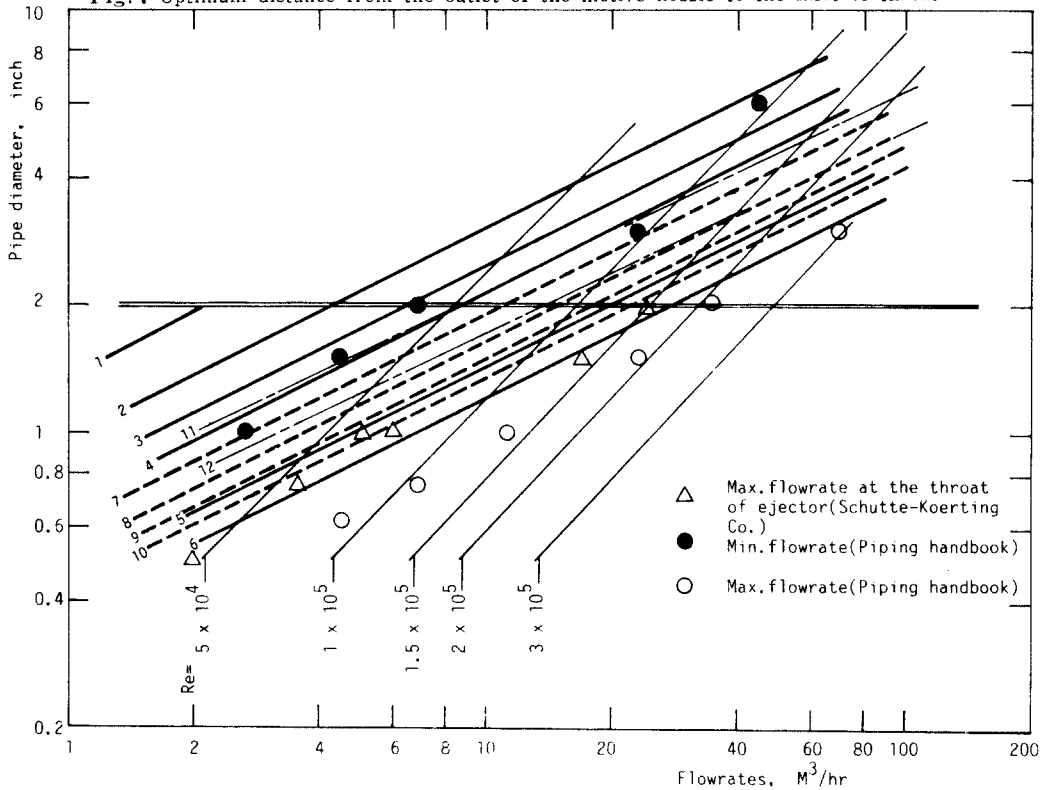


Fig. 7 Optimum distance from the outlet of the motive nozzle to the inlet of throat



- 1. Inlet pipe of pump (below 2" ϕ)
- 2. Outlet pipe of pump (below 2" ϕ)
- 3. General discharge pipe (below 2" ϕ)
- 4. Inlet pipe of pump (above 2" ϕ)
- 5. Outlet pipe of pump (above 2" ϕ)
- 6. General discharge pipe (above 2" ϕ)
- 7. General pipe of plant
- 8. Condenser cooling water pipe
- 9. Industrial water
- 10. General discharge pipe (above 2" ϕ)
- 11. Inlet pipe of centrifugal pump
- 12. Outlet pipe of centrifugal pump

Fig. 8 Pipe sizing

3. 設計用 電算프로차트와 設計例

水이젝터에 關하여 需要者側이 提示하는 一次的 設計條件은 吸入流量, 吸入헤드, 吐出壓力이며, 경우에 따라 驅動用 펌프에 依한 水이젝터의 驅動壓력과 驅動流量을 二次的으로 水이젝터의 設計者에게 提示 또는 要求하게 된다. 이와 같이 需要者側의 設計條件에 依하여 提示되는, 設計條件은 보통 Fig. 4~Fig. 6의 性能曲線上의 最高效率點에서 벗어나 있어, 어느 경우에는 壓力比 N 또는 流量比 M 의 變更을 必要로 하거나, 要求하는 水이젝터의 效率보다도 더 높은 效率를 갖는 水이젝터의 設計¹⁷⁾가 實際的으로 可能한 경우도 있다.

本研究에서 開發한 水이젝터 CAD用 電算프로그램은 需要者側이 提示하는 設計條件을 滿足시키는 範圍內에서 水이젝터가 最高의 效率를 갖도록 하였다. Fig. 9은 水이젝터 CAD用 프로차트이다. Fig. 9에 依한 實際의 電算프로그램은 需要者가 提示한 設計條件을 基礎로 하여 水이젝터가 最高效率를 갖는 設計條件下의 面積比 R 을 決定한 다음, 必要한 各部의 寸수와 結果的인 性能曲線을 出力시키도록 되어 있다.

本電算프로그램을 利用한 實際의 設計例를 Fig. 10~Fig. 13에 나타낸다. Fig. 10은 韓國海洋大學 實習船 “한바다호”의 造水器用으로서, 造水器內의 生成空氣와 브라인을 同時에 펌핑할 수 있는 高性能의 水이젝터이다. 造水器의 容量은 20ton/day로서 一般 商船用 程度이며, 本電算프로그램에 依하여 試算하는 過程에서 生成되는 空氣의 抽氣量은 無視하고서 計算하였다. Fig. 10의 (a)에서 괄호안의 寸수는 實際 現物의 寸수를 나타내며, 그 위의 값은 本프로그램에 依한 計算值이다. 兩者間에는 造水器 全體의 設計立場에서 보면 매우 좋은 一致를 하고 있음을 알 수 있다. 또한 Fig. 10의 (b)는 本프로그램에 依한 性能曲線을 나타낸다.

Fig. 11은 H造船社 建造하는 H-424號船의 벨러스트용으로서 吸入容量이 230 m^3 /hr로서 比較的 大型의 것이다. 各部 寸수중 위의 것은 基元産業社의 設計值이며, 下部 괄호안의 寸수는 本電算프로그램에 依한 寸수이다. 양자간에는 디

퓨저부의 길이와 出口直徑을 제의하고는 잘 一致하며, 이 값이 다른 것은 造船社로 부터 出口管徑이 提示되어 있기 때문이다. Fig. 12도 마찬가지로 H造船社에서 建造하는 船舶의 벨러스트용이다.

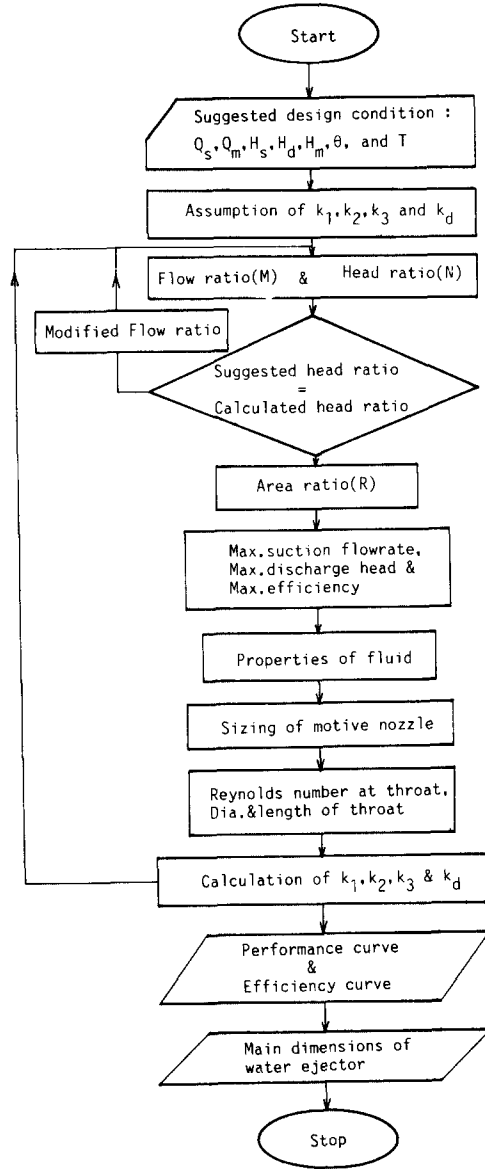
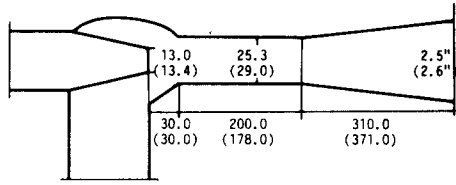
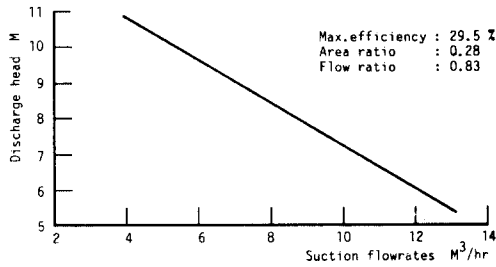


Fig. 9 Flow-chart

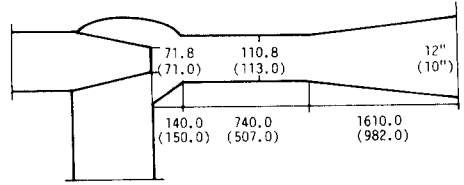


(a) Comparison of dimension

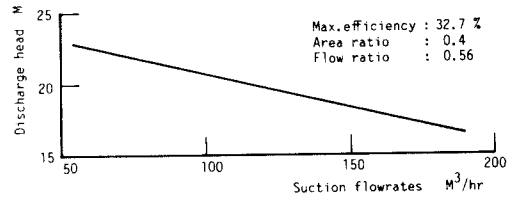


(b) Expected performance curve

Fig. 10 Water ejector for fresh water generator (Training ship of KMU)

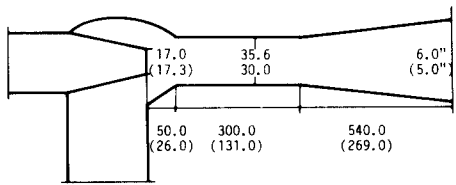


(a) Comparison of dimension

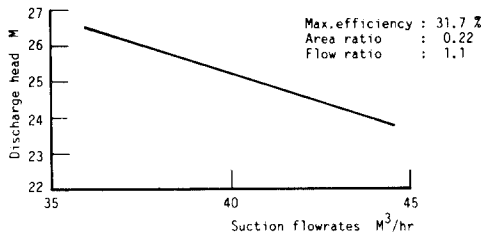


(b) Expected performance curve

Fig. 11 Ballast stripping water ejector(H Co.)

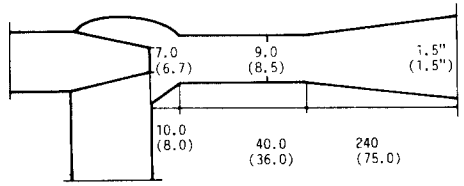


(a) Comparison of dimension

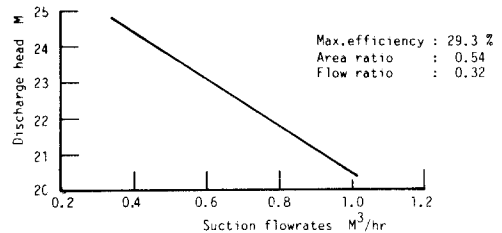


(b) Expected performance curve

Fig. 12 Ballast stripping water ejector (H Co.)



(a) Comparison of dimension



(b) Expected performance curve

Fig. 13 Deep-well water ejector(KS Co.)

Fig. 13는 KS社에서 開發中인 深井用으로서 地下 30m의 水로부터 地下水를 汲揚하기 위한 것으로 比較的 小型이며, 水이젝터의 定常作動時 最高效率은 29.3%이다. 이와 같은 地下水 開發

用水 이젝터는 地下 100~150m 程度까지 可能 하며(1日 地下水 生産量 250톤정도) 水中모터를 使用하는 경우에 比較하여 維持가 쉽고 半永久的인 長점을 갖고 있다고 생각된다.

4. 結 論

驅動流體와 吸入流體가 모두 물 또는 海水인 경우의 水이젝터의 各部의 流體力學的 損失을 考慮한 理論的 檢討를 함으로써, 水이젝터 CAD 用 電算프로그램을 開發한 本研究를 통하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 水이젝터의 基本的 性能을 나타내는 壓力比, 流量比 및 面積比의 關係는 Ueda³⁾가 提示한 式(22) 또는 N. L. Sanger⁴⁾가 提示한 式(17)로 잘 表現된다.

(2) 水이젝터의 理論的 作動限界는 式(24)를 滿足하는 範圍이며, 最高效率點에서는 式(28)이 成立한다.

(3) 水이젝터의 性能을 左右하는 驅動노출出口와 목間의 距離는 式(30)에 의하여 決定할 수 있으며, 最適의 목部길이는 Fig. 7에서 決定할 수 있다.

(4) 本電算프로그램에 依한 主要 設計치수와 實際치수를 Fig. 10~Fig. 13와 같이 比較한 結果, 本研究에서 開發한 電算프로그램은 높은 信賴度를 갖고 있다고 생각된다.

(5) 따라서 本電算프로그램은 沸騰型 原子爐의 爐心冷却水 再循環用, 大容量의 地下水 開發用 또는 高眞空을 要求하는 造水器用의 水이젝터의 設計에도 매우 有用하리라고 생각된다.

끝으로, 本研究를 爲한 基礎實驗等에 財政的 支援을 해주신 基元産業社에 심심한 謝意를 表하는 바이다.

參 考 文 獻

1. 基元産業社 設計資料, 基元産業社 提供 (1984)

2. 基元産業社 產生實績 關係資料 (1986, 1)

3. 植田辰洋, 水噴射ポンプに關する研究, 日本機械學會論文集, 第20卷, 89號, p. 25. (1954)

4. N. L. Sanger, Noncavitating performance of two low-area-ratio water jet pumps having throat lengths of 7.25 diameter. NASA TN D-4445. (1968)

5. 大島亮一郎, ジェットポンプの研究(第1報)スロート長さの寸度効果, 日本機械學會 講演論文集, No. 700-7, p. 239~242. (1970)

6. 金喜澈, 朴명환, 水噴射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. 鄭大仁, 水噴射펌프에 關한 研究(I), 東明工業專門大學 研究報告書(1983)

8. 鄭大仁, 水噴射펌프에 關한 研究(II), 東明工業專門大學 研究報告書(1984)

9. H. Schlichting, Boundary layer theory. McGraw-Hill, Inc. (1979)

10. 絞リ機構による流量測定方法. JIS Z 8762(1969)

11. ASME: Power Test Code, Chapt. 4, Flow measurement (1959)

12. 宋江燮, 金春植, 流體力學, 韓國海洋大學, 海事圖書出版部, p. 201(1976)

13. 齊藤義己, Piping design handbook for chemical engineers, 日本工業調査會. p. 21(1979)

14. Crocker, Piping handbook, McGraw-Hill Co., p. 1030 (1945)

15. I. J. Karassik, Pump handbook, McGraw-Hill Book Co. Jet Pump, 4-6~4-7(1976)

16. ポンプ(その設備計劃, 運轉, 保守), 日本機械學會, 水力機械部門委員會, 丸善株式會社, p. 139(1961)

17. 機械工學便覽, (改訂第6版), 水力機械・油壓機器・空氣機械), 日本機械學會編, p. 9-71(1975)