

수분사 펌프의 유동 및 성능 해석

조장근* · 박원규**

Numerical Analysis of Flow Field and Performance of Water Jet Pump

Jang-keun Cho*, Warn-gyu Park**

Key Words: Water Jet Pump(수분사 펌프), Incompressible Navier-Stokes Equation(비압축성 N-S 방정식), Time Marching(시간 행진 방법), Multiblock(다중 블럭기법), Parametric Study(유동 해석 변수 연구), Secondary Flow(2차 유동), Mixing Processes(혼합 과정), Performance Analysis(성능 해석)

ABSTRACT

The three-dimensional numerical study of a water jet pump was carried out to investigate the relationship between performance and the geometric variables of nozzle space, area ratio, and throat length. Because of the complex geometry, the multiblock technique was adopted for numerical analysis and a special treatment for transferring data from each of the block interfaces was implemented in order to maintain the conserved properties. To validate the present code, flow passing through a square duct with a 90-deg bend was computed, our results show good accordance with other experimental and computational results. The numerical simulation was done with the flow of the water jet pump having a 180-deg bend in order to calculate the performance at different operating conditions. The performance of the water jet pump can be improved by study of parameters which clarify the relations between the geometric variables and the flow characteristics of vortex strength and location.

1. 서론

수분사 펌프는 보통의 펌프와는 달리 임펠러 없이 유체의 압력에너지를 속도에너지로, 속도에너지를 다시 압력에너지 및 위치에너지로 바꾸어 주는 일종의 에너지 교환 장치로서 낮은 효율에도 불구하고, 간단한 구조와 작동이 쉽다는 장점 때문에 산업 전반에 걸쳐 여러 가지 목적으로 사용되어 오고 있다. 수분사

펌프는 일반적으로 노즐, 혼합실, 확대부(diffuser) 등으로 구성되어 있다. 구동 메카니즘을 살펴보면(Fig. 1 참조), 원심펌프에서 고압으로 나온 주 유체는 곡관을 돌아 노즐에서 고속으로 분사되고, 분사된 주 유체는 2차 유체의 압력보다 낮은 매우 하강된 압력을 형성하고, 이렇게 형성된 압력 차이는 2차 유체를 혼합실로 흡입하며, 흡입된 2차 유체는 주 유체와 혼합되면서 운동량 교환이 일어나고 확대부로 유입된다. 확대부에서는 속도가 점점 감소하고 압력에너지는 다시 증가하면서 확대부 출구로 나오게 된다. 유출된 유량의 일부는 원심펌프로 되돌아가서 2차 유체를 끌어올리는데 다시 사용된다.

* 부산대학교 대학원 기계공학과

** 부산대학교 기계기술연구소(기계공학부)

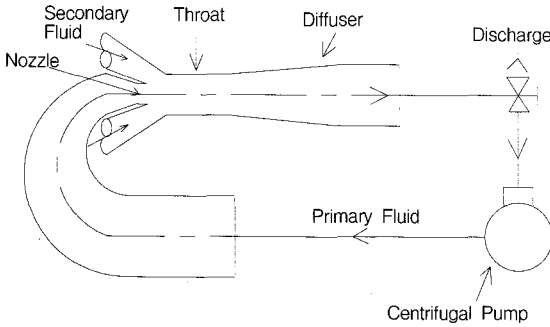


Fig. 1 Schematic drawing of the water jet pump

이와 같이 복잡한 형태의 에너지 교환을 할 때 에너지 손실을 수반하게 되는데, 이 에너지 손실을 최소화하기 위해서는 에너지손실의 발생 메카니즘 및 원인을 정확히 규명해야 할 것이다. 지금까지의 수분사 펌프에 관한 설계 및 연구는 베르누이 방정식을 이론적 근거로 한 1차원 유동으로 해석하거나 실험적 연구가 대부분이었다. 많은 실험적 연구가 기초연구⁽¹⁻⁷⁾에서부터 응용연구에 이르기까지 다양하였음에도 불구하고, 현장에서 수분사 펌프의 설계 자료로 활용하기에는 자료가 부족하였으며, 실제유동의 3차원 비균일성, 와류생성, 2차유동(secondary flow) 등을 고려하기가 불가능하였다. 따라서, 본 연구에서는 전산해석기법을 이용하여 수분사 펌프 내부의 3차원 유동해석 및 성능해석을 해 보고자 한다. 본 연구대상의 수분사 펌프는 Fig. 1과 같이 180° 휘어지면서 단면이 축소하는 관과 연결되어 있기 때문에, 이 노즐을 통과한 유체는 보통의 축대칭 노즐에서 분사된 제트와는 전혀 다른 특성 즉, 원심력과 2차 유동 특성들을 가지고 분사되고, 이렇게 분사된 유체는 혼합실에서의 2차 유체 흡입 메카니즘 및 확대부에서의 역압력구배에 의한 재순환의 발생 메카니즘 등에 영향을 미치게 되므로 수분사 펌프의 성능에 직접적인 영향을 미치게 된다. 따라서, 본 연구에서는 수분사 펌프내의 유동현상을 물리적으로 정확히 파악하기 위하여 먼저 유동장 해석을 수행하고, 수분사 펌프의 무차원 설계 변수로 알려져 있는 면적비, 노즐거리, 목길이 등에 대한 성능변수 연구를 통하여 성능 향상을 모색해 보고자 한다. 수분사 펌프의 유동장 해석을 위하여 비교적 복잡한 형상주위에 대하여 격자형성이 용이한 다중블록기법으로 격자를 형성하였고, 지배방정식으로

는 3차원 비정상 상태의 비압축성 점성유동의 Navier-Stokes 방정식을 사용하였다.

2. 지배방정식 및 수치해석 방법

3차원 비정상 상태의 비압축성 점성유동의 지배방정식은 Navier-Stokes 방정식으로서, 이를 무차원화한 후 일반화된 곡선좌표계로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \hat{q}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial \xi} (\hat{E} - \hat{E}_v) + \frac{\partial}{\partial \eta} (\hat{F} - \hat{F}_v) + \frac{\partial}{\partial \zeta} (\hat{G} - \hat{G}_v) = 0 \quad (1)$$

여기서,

$$\hat{q} = \frac{1}{J} \begin{bmatrix} 0 \\ u \\ v \\ w \end{bmatrix}, \quad \hat{E} = \frac{1}{J} \begin{bmatrix} U - \xi_t \\ uU + p\xi_x \\ vU + p\xi_y \\ wU + p\xi_z \end{bmatrix}$$

$$\hat{F} = \frac{1}{J} \begin{bmatrix} V - \eta_t \\ uV + p\eta_x \\ vV + p\eta_y \\ wV + p\eta_z \end{bmatrix}, \quad \hat{G} = \frac{1}{J} \begin{bmatrix} W - \zeta_t \\ uW + p\zeta_x \\ vW + p\zeta_y \\ wW + p\zeta_z \end{bmatrix}$$

$$\hat{E}_v = \frac{1}{JRe} \begin{bmatrix} 0 \\ (\nabla \xi \cdot \nabla \xi)u_\xi + (\nabla \xi \cdot \nabla \eta)u_\eta + (\nabla \xi \cdot \nabla \zeta)u_\zeta \\ (\nabla \xi \cdot \nabla \xi)v_\xi + (\nabla \xi \cdot \nabla \eta)v_\eta + (\nabla \xi \cdot \nabla \zeta)v_\zeta \\ (\nabla \xi \cdot \nabla \xi)w_\xi + (\nabla \xi \cdot \nabla \eta)w_\eta + (\nabla \xi \cdot \nabla \zeta)w_\zeta \end{bmatrix}$$

$$\hat{F}_v = \frac{1}{JRe} \begin{bmatrix} 0 \\ (\nabla \eta \cdot \nabla \xi)u_\xi + (\nabla \eta \cdot \nabla \eta)u_\eta + (\nabla \eta \cdot \nabla \zeta)u_\zeta \\ (\nabla \eta \cdot \nabla \xi)v_\xi + (\nabla \eta \cdot \nabla \eta)v_\eta + (\nabla \eta \cdot \nabla \zeta)v_\zeta \\ (\nabla \eta \cdot \nabla \xi)w_\xi + (\nabla \eta \cdot \nabla \eta)w_\eta + (\nabla \eta \cdot \nabla \zeta)w_\zeta \end{bmatrix}$$

$$\hat{G}_v = \frac{1}{JRe} \begin{bmatrix} 0 \\ (\nabla \zeta \cdot \nabla \xi)u_\xi + (\nabla \zeta \cdot \nabla \eta)u_\eta + (\nabla \zeta \cdot \nabla \zeta)u_\zeta \\ (\nabla \zeta \cdot \nabla \xi)v_\xi + (\nabla \zeta \cdot \nabla \eta)v_\eta + (\nabla \zeta \cdot \nabla \zeta)v_\zeta \\ (\nabla \zeta \cdot \nabla \xi)w_\xi + (\nabla \zeta \cdot \nabla \eta)w_\eta + (\nabla \zeta \cdot \nabla \zeta)w_\zeta \end{bmatrix}$$

\hat{q} 는 유동벡터이며, \hat{E} , \hat{F} , \hat{G} 는 곡선좌표계에서의 대류항이며 \hat{E}_v , \hat{F}_v , \hat{G}_v 는 점성항이며,

$\xi = \xi(t, x, y, z)$, $\eta = \eta(t, x, y, z)$, $\zeta = \zeta(t, x, y, z)$ 는 일반좌표계이고, $\tau = t$ 는 무차원 시간이다. 식 (1)의 지배방정식을 수치해석으로 해를 구하기 위해 우선 먼저 운동량 방정식을 시간행진(time marching) 방법을 이용하여 유한차분화하고 여기에 뉴턴반복법을 적용하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\Delta\tau} (\bar{q}^{n+1,k+1} - \bar{q}^n) + \delta_\xi \bar{E}^{n+1,k+1} \\ & + \delta_\eta \bar{F}^{n+1,k+1} + \delta_\zeta \bar{G}^{n+1,k+1} \\ & = \delta_\xi \bar{E}_\nu^{n+1,k+1} + \delta_\eta \bar{F}_\nu^{n+1,k+1} \\ & + \delta_\zeta \bar{G}_\nu^{n+1,k+1} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 윗 첨자 n+1, n은 시간 간격을 의미하며 k+1은 반복 계산을 의미한다. 그리고 윗 식의 \bar{E} , \bar{F} , \bar{G} , \bar{E}_ν , \bar{F}_ν , \bar{G}_ν 를 n+1 시간 간격과 k 반복 계산에 대해 부분적으로 선형화를 시키면,

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{\Delta\tau} + \frac{\partial}{\partial\xi} \bar{A} + \frac{\partial}{\partial\eta} \bar{B} + \text{In} \bar{C} \right) \Delta\bar{q} \\ & = \omega \bar{R}^{n+1,k} \end{aligned} \quad (3)$$

를 얻는다. 여기서 $\Delta\bar{q} = \bar{q}^{n+1,k+1} - \bar{q}^{n+1,k}$ 를 의미하고 ω 는 완화계수이며 \bar{A} , \bar{B} , \bar{C} 는 다음과 같이 정의되는 Jacobian 행렬이다.

$$\begin{aligned} \bar{A} &= \frac{\partial}{\partial q} (\bar{E} - \bar{E}_\nu); \\ \bar{B} &= \frac{\partial}{\partial q} (\bar{F} - \bar{F}_\nu); \\ \bar{C} &= \frac{\partial}{\partial q} (\bar{G} - \bar{G}_\nu) \end{aligned}$$

그리고 $\bar{R}^{n+1,k}$ 는 잔류벡터로 불리며 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} \bar{R}^{n+1,k} &= -\frac{1}{\Delta\tau} (\bar{q}^{n+1,k} - \bar{q}^n) \\ & - (\delta_\xi \bar{E}^{n+1,k} + \delta_\eta \bar{F}^{n+1,k} + \delta_\zeta \bar{G}^{n+1,k}) \\ & + (\delta_\xi \bar{E}_\nu^{n+1,k} + \delta_\eta \bar{F}_\nu^{n+1,k} + \delta_\zeta \bar{E}_\nu^{n+1,k}) \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 만약 $\Delta\bar{q}$ 가 0이 되면 잔류벡터 $\bar{R}^{n+1,k}$ 가 0이 되어 비정상 운동량방정식이 ω 와 \bar{A} , \bar{B} , \bar{C} 의 구성에 관계없이 정확하게 성립함을 알 수 있다.

다음으로, 연속방정식은 운동량방정식과 효율적으로 연결시키기 위해 Marker-and-Cell(MAC)⁽⁸⁾의 개념을 이용하여 차분화하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta\left(\frac{p}{J}\right) &= -\beta \left[\frac{\partial}{\partial\xi} \left(\frac{U-\xi_t}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial\eta} \left(\frac{V-\eta_t}{J} \right) \right. \\ & \left. + \frac{\partial}{\partial\zeta} \left(\frac{W-\zeta_t}{J} \right) \right]^{n+1,k} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 β 는 완화계수이다. 만약 $\Delta\left(\frac{p}{J}\right)$ 가 0이 되면 연속방정식이 β 에 무관하게 정확히 만족됨을 알 수 있다.

본 연구에서 대류항은 QUICK scheme⁽⁹⁾을 이용하여 유한차분화 하였으며, 점성항은 공간적 중앙차분화를 이용하였다. 그리고 연속방정식은 중앙차분을 이용하였으며, 본 알고리즘의 안정화를 위해 4차의 인공 감쇠항을 첨가하였다.

3. 초기조건 및 경계조건

본 연구에서는 곡관노즐부, 2차 유체 흡입부, 혼합실/확대부의 3개의 블록으로 나누어 Fig. 2와 같이 3개의 다중 블록으로 격자를 구성하였고, 블록 1은 100×29×37 이고 블록 2는 20×36×37 이며 블록 3은 52×65×37 개의 격자로 구성하였다.

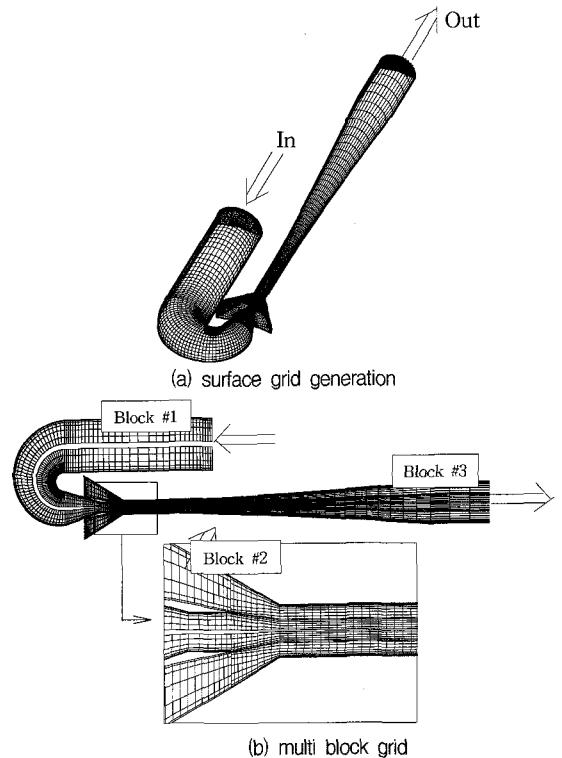


Fig. 2 Computational grids for the water jet pump

각 블록에 대하여 유동장을 서로 독립적으로 계산하고, 블록간의 데이터 교환을 위하여 매 시간간격마다 내삽하여 구한 값을 경계값으로 취하였다. 초기조건으로, 곡관노즐부에서 유입되는 유량이 모두 확대부로만 유출되는 완전히 발달된 유동으로 하였고, 흡입부 전체의 초기압력은 노즐 끝의 압력과 같고, 유입유량은 0으로 하였다. 경계조건으로는 곡관노즐부 입구에서는 속도 및 압력을 일정하게 주었고, 흡입부 입구 및 확대부 출구의 속도 및 압력은 외삽을 하였다. 펌프벽면에서의 속도는 비활조건(no-slip condition)을 사용하였고 압력은 $\frac{\partial p}{\partial n} = 0$ 인 조건을 사용하였으며, 전 유동장에 대하여 위치수두(중력)는 무시할 수 있을 정도로 작다고 가정하였다. 또한 수분사 펌프의 형상이 대칭이므로 계산시간을 줄이기 위하여 대칭조건을 사용하였다.

4. 성능 해석

수분사 펌프의 성능은 일반적으로 다음과 같이 정의된다.

$$\eta = M \times N \quad (6)$$

여기서, M과 N은 각각 유량비와 수두비로써 다음과 같이 정의된다.

$$M = Q_2 / Q_1$$

$$N = (H_3 - H_2) / (H_1 - H_3) \quad (7)$$

여기서, Q는 유량, H는 전 수두이고, 하첨자 1, 2, 3은 각각 곡관노즐부, 흡입부, 확대부의 위치를 나타낸다.

$$H = p / \gamma + V^2 / 2g \quad (8)$$

여기서, p는 정압, V는 평균속도, γ 는 비중량을 나타내며, g는 중력가속도이다. 압력계수는 다음과 같이 정의했다.

$$C_p = (p_x - p_2) / (\rho V_2^2 / 2) \quad (9)$$

여기서, x는 노즐 출구에서 유동방향으로의 거리를 나타낸다.

5. 결과 및 고찰

5.1. 정사각형 단면 곡관을 이용한 코드검정

코드 검정을 위하여 안쪽 벽의 곡률반경이 정사각형 단면 한 변의 길이의 1.8배인 90° 정사각형 곡관 내부의 유동을 계산하였으며, 계산에 사용된 격자 수는 121×41×41이다(Fig. 3). 이러한 형상에 대한 유동장 해석을 한 선행 연구자로는 입구 평균속도와 수력학적 직경에 기준한 Re=790인 경우에 대하여 Humphrey⁽¹⁰⁾가 실험을 하였고, Rogers와 Kwak 등⁽¹¹⁾이 수치적으로 계산하였다. Fig. 4는 유동방향에 평행한 두 개의 단면(y 평면)에 대한 속도분포를 Humphrey 등의 실험결과와 Rogers와 Kwak의 수치적 계산결과를 본 연구 계산결과와 비교한 그림으로써 왼쪽 그림은 y/y1/2=0.5에 위치한 단면이고, 오른쪽 그림은 y/y1/2=0인 대칭단면에 대하여 각각 $\theta=30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ 에서의 속도분포이다. 본 연구의 계산결과 $\theta=60^\circ$ 단면에서 최대속도의 크기가 실험결과보다 조금 작다는 것을 제외하고는 대체로 실험결과와 잘 일치하고 있다. Rogers와 Kwak의 계산결과는 $\theta=60^\circ$ 단면에서 최대속도의 크기가 실험결과와 잘 일치하고 있으나, 2차 유동에 의한 보텍스의 영향이 실험결과보다 크게 나타나고 있다. 그러나 본 연구에서는 2차 유동에 의한 보텍스의 영향이 실험결과와 비슷한 경향을 보이고 있으며, 이러한 차이는 Fig. 5의 $\theta=60^\circ$ 단면에서 2차 유동에 대한 속도분포의 비교에

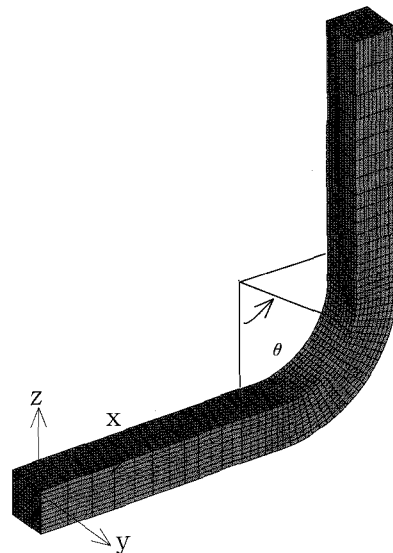
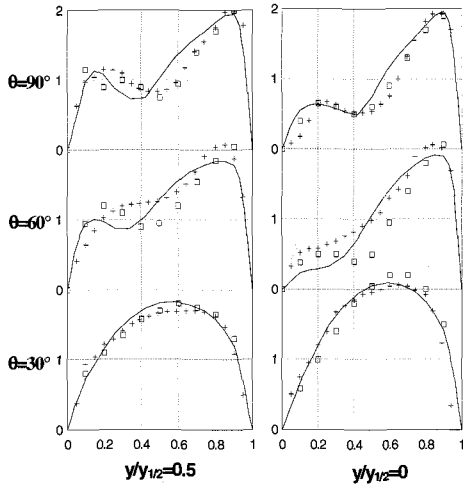


Fig. 3 Body-fitted grid in a square duct with 90° bend

서도 잘 나타난다. Fig. 6은 3차원 유선을 나타낸 그림이며, Fig. 7은 유동방향의 거리에 대한 안쪽 벽과 바깥쪽 벽에 대한 압력분포를 보여주고 있다. 여기서, $\theta=45^\circ$ 부근에서 원심력의 영향이 최대로 됨으로써 바깥쪽 벽 압력이 안쪽 벽 압력보다 훨씬 크게 나타남을 볼 수 있고, $\theta=90^\circ$ 이후에서는 압력이 다시 회복되어 감을 볼 수 있다.



— : Present, + : Exp, □ : Rogers & Kwak⁽¹¹⁾

Fig. 4 Comparison of streamwise velocity profiles

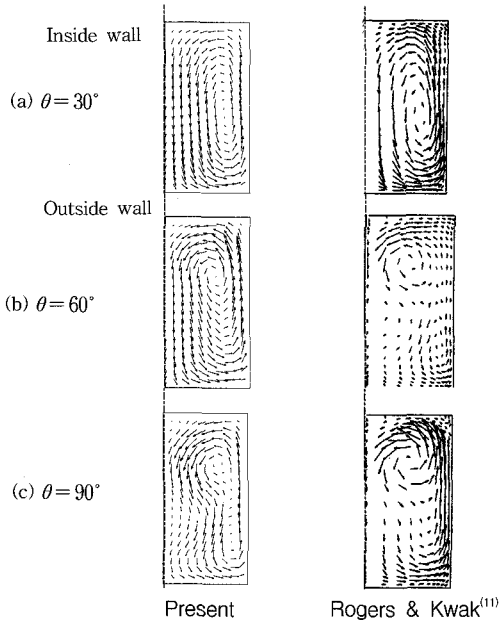


Fig. 5 Comparison of secondary velocity vectors

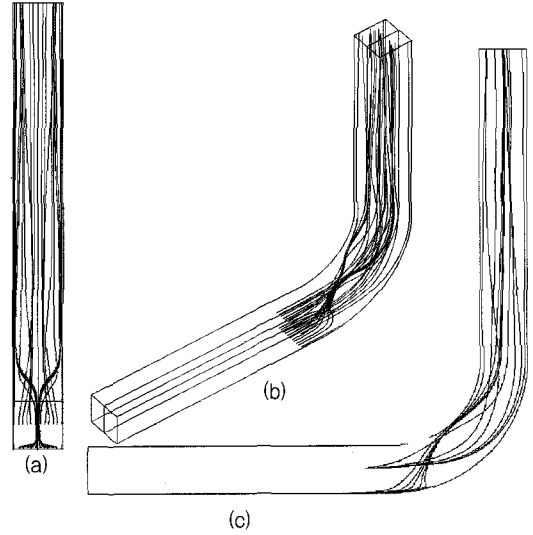


Fig. 6 Streamlines viewing from three different view points : (a) front view, (b) oblique view, (c) side view

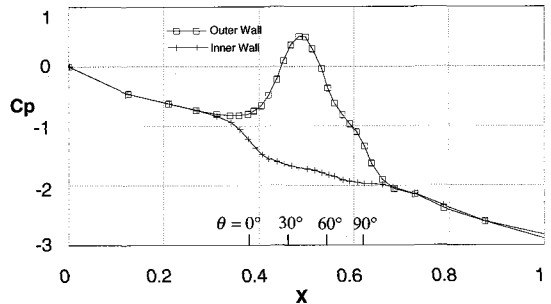


Fig. 7 Surface pressure distributions along the streamwise direction

5.2. 수분사 펌프의 유동해석

Fig. 8은 수분사 펌프의 대칭 단면에서의 속도분포를 나타낸다. Fig. 8(a)는 곡관 노즐입구에서 유체의 원심력으로 인하여 속도벡터가 유동방향의 바깥쪽으로 치우쳐서 흐르고 있음을 보여주며, 이러한 유체는 노즐에서 Fig. 8(b)와 같이 윗쪽으로 편향되어 분사되고, 이렇게 윗쪽으로 편향 분사된 유체는 Fig. 8(c)와 같이 목 부분에서도 비슷한 편향 현상을 유지하다가, Fig. 8(d)의 확대부에서는 한쪽 벽면에 반사되어 반대편으로 다시 편향되면서 국부적으로 역류를 동반한 채 흐르고 있음을 보여준다. 이렇게 편향된 유동 및 역류는 수분사 펌프의 성능을 저하시키는 큰 역할을 할 것이며 성능 향상을 위해서는 이를 적절히 제어하여야 할

것이다. Fig. 9는 대칭 단면에 대한 노즐출구 및 혼합실의 압력분포를 나타낸 것으로 노즐입구에서 압력이 급격하게 떨어지면서 흡입부 주위의 압력보다 낮아지게 되고, 주위와의 압력 차이에 의해 2차 유체가 유입되게 된다. Fig. 11과 12는 Fig. 10의 각 단면에 대한 속도벡터와 압력분포를 각각 나타내었으며, A단면에서 C단면까지는 180°의 곡관을 돌아나가면서 매우 강한 원심력에 의한 2차 유동을 잘 보여주고 있으며, D단면에서 F단면까지는 각각 노즐 출구, 목끝, 확대부 출구에서 제트유동과 흡입유동의 혼합과정에 의한 2차 유동의 변화를 잘 보여준다.

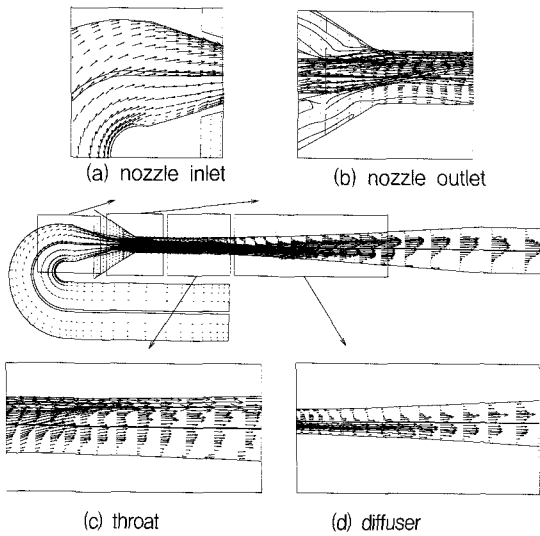


Fig. 8 Velocity profiles at the symmetric plane

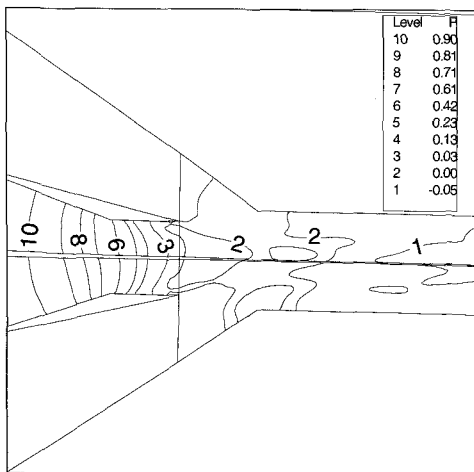


Fig. 9 Pressure contour at the nozzle outlet

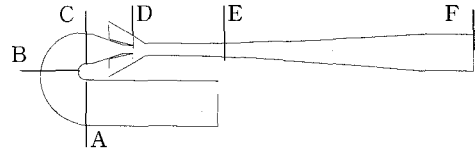


Fig. 10 Representation of different locations in the water jet pump

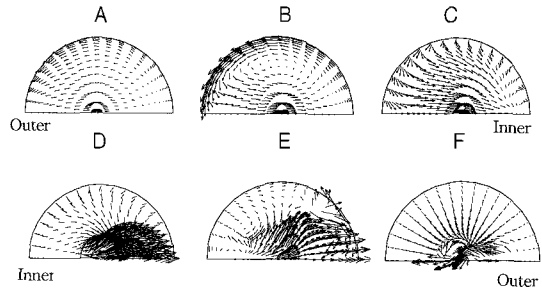


Fig. 11 Secondary flow velocity vectors at different locations

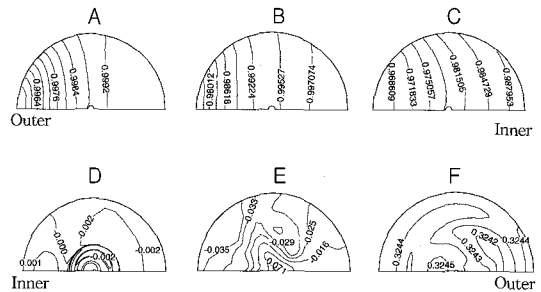


Fig. 12 Secondary flow pressure contours at different location

5.3. 설계변수의 변화에 따른 유동 및 성능 변화

위의 유동해석을 바탕으로 설계변수들이 수분사 펌프의 성능에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 무차원 노즐거리 ($NS = s/D_t$), 면적비($AR = A_n/A_t$), 목길이($TL = l/D_t$)의 세 개의 주요 무차원 설계 변수에 대하여 성능 변화를 고찰하였다.

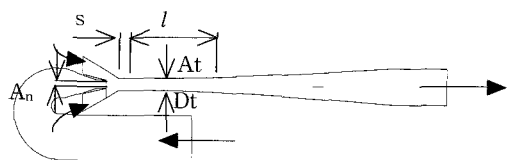
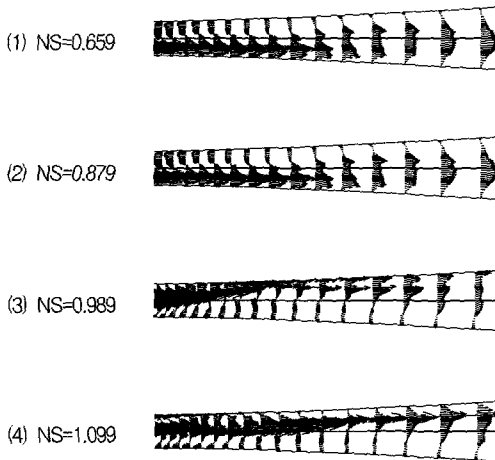


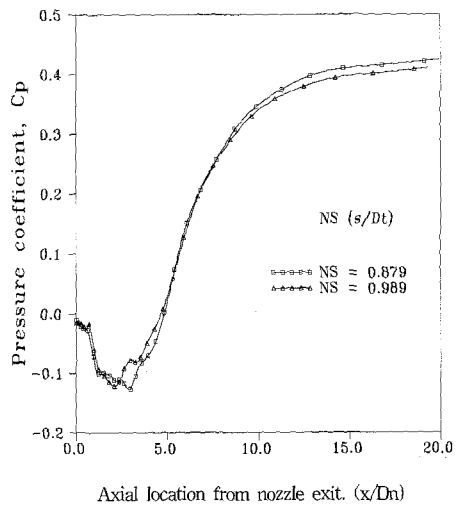
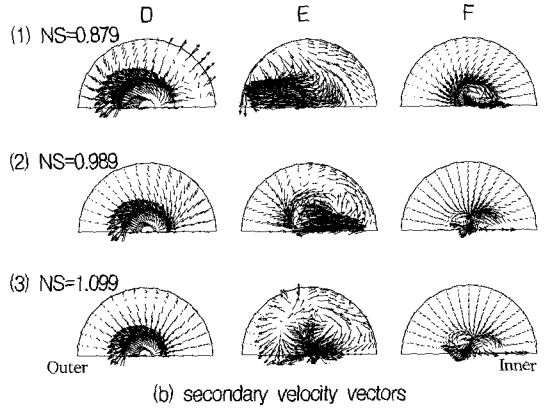
Fig. 13 Schematic representation of jet pump for the design variables

5.3.1. 노즐거리가 변할 경우

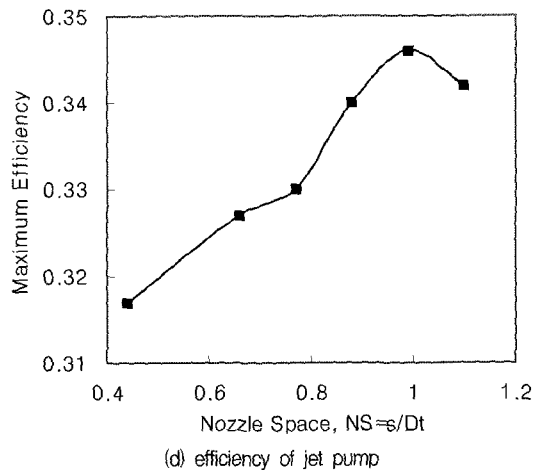
Fig. 14는 노즐거리 변화에 따른 유동해석결과이다. Fig. 14(a)는 확대부에서의 속도분포를 비교한 그림으로 노즐거리 변화에 따른 유동 변화를 잘 보여준다. 여기서 NS=0.989인 (3)의 경우가 확대부 입구에서의 역류 영역이 비교적 작으며, 노즐거리가 확대부의 유동에 영향을 미치고 있음을 볼 수 있다. 또한 Fig. 14(b)의 여러 단면에서의 2차 유동을 살펴보면, 역시 NS=0.989인 (2)의 경우가 각 단면에서 가장 안정된 2차 유동을 보여주고 있으며, (1)은 노즐 끝 단면(D 단면)에서 (3)은 확대부 입구 단면(E 단면)에서 각각 불안정한 2차 유동을 보여준다. 이것은 노즐거리가 혼합실에서 2차 유체의 흡입 및 주 유체와의 안정된 혼합에 영향을 미치기 때문이다. Fig. 14(c)는 대칭면에 대하여 직각인 벽에 대하여 노즐 출구의 평균 속도로 무차원한 압력계수를 노즐 출구 이후부터 나타낸 것이며, 노즐거리 변화에 따라 최저 압력의 위치가 이동함을 볼 수 있다. Fig. 14(d)는 노즐거리의 변화에 대한 최대 효율의 변화를 나타낸 것으로 NS=0.989부근에서 효율이 가장 높게 나타났다. 이것으로 목길이가 확대부 입구에서 발생하는 역류, 확대부 입구의 불안정한 2차 유동, 최저 압력의 위치 등에 영향을 미치며, 이러한 현상들이 성능과 직접적인 관계가 있음을 알 수 있고, 펌프의 효율을 높이기 위해서는 적절한 노즐거리를 설정하여야 함을 알 수 있다.



(a) velocity vectors in the diffuser



(c) pressure coefficient



(d) efficiency of jet pump

Fig. 14 Flow characteristics and efficiency variation with nozzle space ($AR=0.5584$, $TL=3.407$)

5.3.2. 면적비가 변할 경우

Fig. 15는 면적비 변화에 따른 유동해석 결과이다. Fig. 15(a)는 면적비 변화에 따른 유동 변화를 보여주며, AR=0.4347인 (1)의 경우가 확대부 입구에서 역류영역이 비교적 작으며, (1)보다 면적비가 큰 (2), (3), (4)는 각각 유동 진행방향의 오른쪽으로 치우쳐서 형성되고 있다. 이것은 면적비가 노즐에서 분사되는 제트류의 관성력을 변화시킴으로써 역류가 형성되는 위치에 영향을 준 것이다. Fig. 15(b)는 여러 단면에서의 2차 유동을 나타내며, 역시 (1)의 경우가 각 단면에서 가장 안정된 2차 유동을 나타내고 있으며, (2)와 (3)은 각각 확대부 입구 단면에서 불안정한 2차 유동을 나타낸다. 이것은 제트류의 관성력의 크기가 2차 유체와 주 유체의 혼합에 영향을 미치기 때문이다. Fig. 15(c)는 압력계수를 나타낸 것으로 AR=0.4347인 (1)의 경우가 혼합실에서의 압력 수준이 가장 낮게 나타났으며, Fig. 15(d)는 면적비의 변화에 대한 최대 효율의 변화 추이를 나타낸 것으로 역시 AR=0.4347부근에서 효율이 가장 높게 나타났다. 이것으로 주어진 노즐거리와 목길이에 대하여 가장 높은 효율을 나타내는 면적비는 0.4347부근임을 알 수 있다.

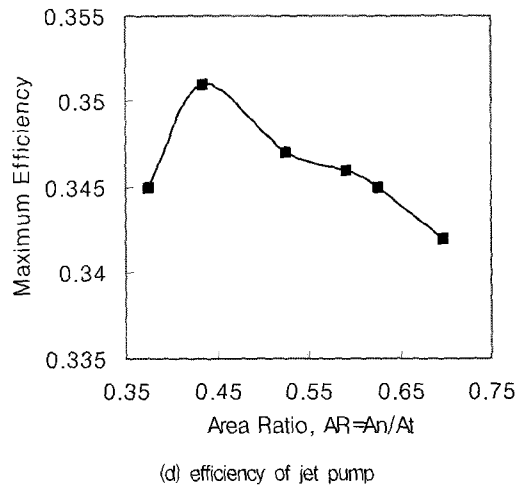
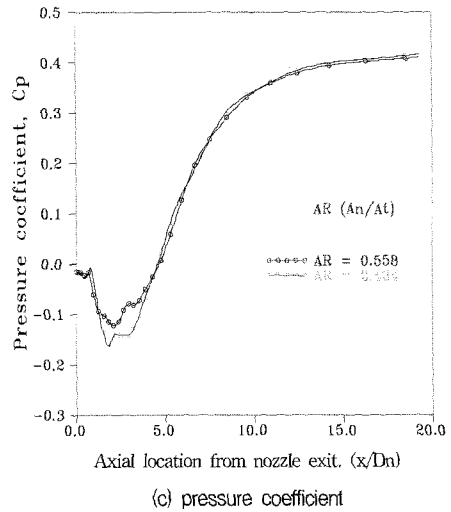
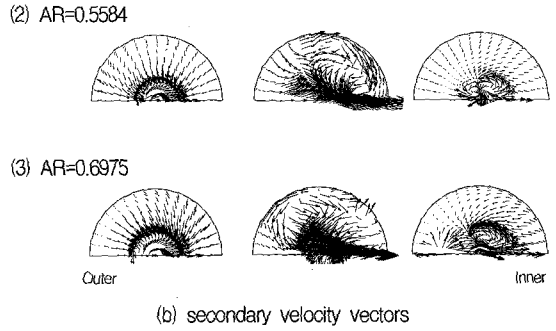
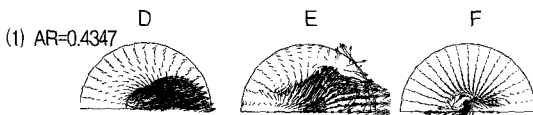
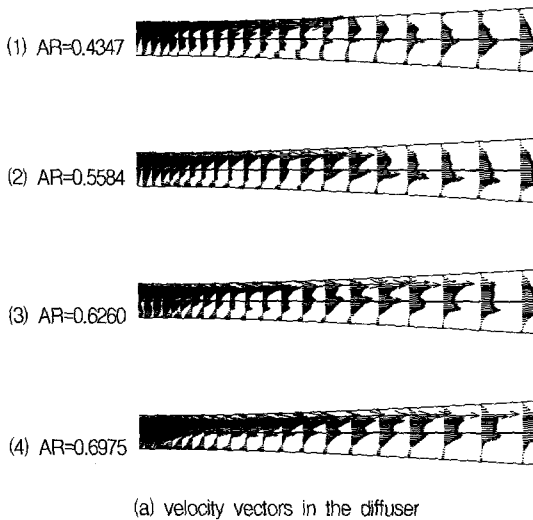
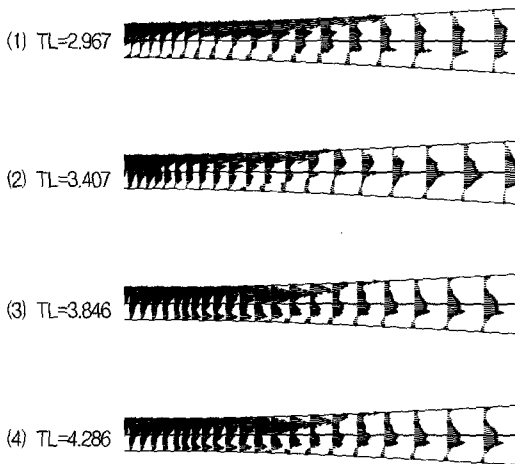


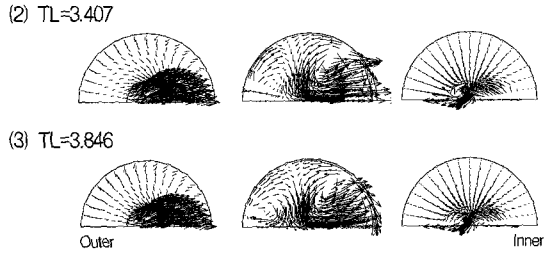
Fig. 15 Flow characteristics and efficiency variation with area ratio (NS=0.989, TL=3.407)

5.3.3. 목길이가 변할 경우

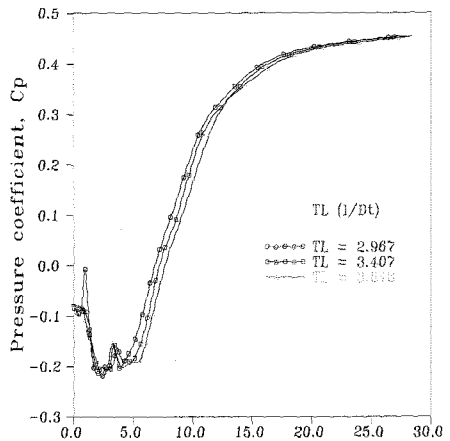
Fig. 16은 목길이가 변화에 따른 유동해석 결과이다. Fig. 16(a)는 목길이가 변화에 따른 유동 변화를 보여주며, TL=3.846인 (3)의 경우가 확대부 입구에서 역류 영역이 비교적 작은 것으로 나타났다. 이보다 목길이가 짧아질수록 유체가 유동방향의 왼쪽으로 치우치는 경향을 나타냈다. Fig. 16(b)는 여러 단면에서의 2차 유동의 속도벡터를 보여주며, 역시 (3)의 경우가 각 단면에서 가장 안정된 2차 유동을 보여주고 있으며, (1)은 노즐 끝 단면 및 확대부 입구에서 (3)은 확대부 입구 단면에서 각각 불안정한 2차 유동을 보여준다. 특히 (1)은 노즐 끝 단면에서 역류에 의한 2차 유동이 존재하며, 이것은 목길이가 지나치게 짧을 경우 혼합실에서 2차 유체의 흡입에 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. Fig. 16(c)는 압력계수를 나타낸 것으로 목길이가 길어질수록 압력계수 곡선이 우측으로 이동함을 볼 수 있고, 역시 목 길이가 지나치게 짧을 경우 혼합실에서 급격한 압력 상승이 있음을 볼 수 있다. 이것은 Fig. 16(d)에서 볼 수 있듯이 급격한 효율 저하로 나타났으며, 주어진 노즐거리와 면적비에 대하여 TL=3.846부근에서 효율이 가장 높게 나타났다.



(a) velocity vectors in the diffuser



(b) secondary velocity vectors



(c) pressure coefficient

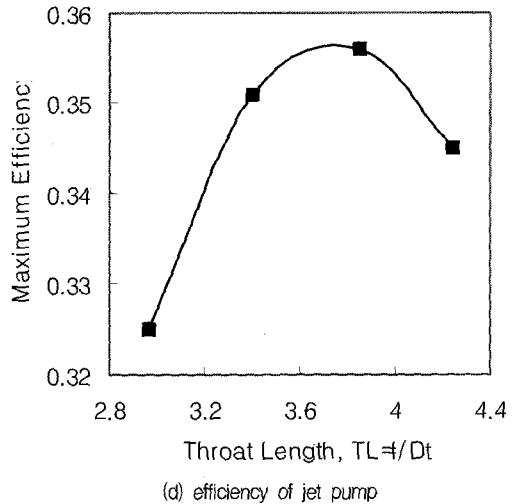


Fig. 16 Flow characteristics and efficiency variation with throat length (NS=0.989, AR=0.347)

6. 결 론

본 연구에서는 점진축소 곡관의 영향을 고려한 수분사 펌프 내부의 유동장 해석을 위해 3차원 비압축성 점성유동의 Navier-Stokes 방정식을 사용하였다. 노즐과 연결된 점진축소 곡관에서는 유체의 점성, 관성 및 기하학적 조건으로 발생한 두 개의 강한 2차 유동의 보텍스를 볼 수 있었다. 또한 노즐에서 분사된 고속의 제트유동과 혼합실로 흡입된 유체가 혼합이 일어나면서 목 출구단면에서 복잡한 2차 유동을 볼 수 있었고, 확대부에서는 역압력구배로 인하여 발생한 재순환을 확인할 수 있었다. 수분사 펌프의 주요 기하학적 설계 변수인 노즐거리, 면적비 그리고 목길이의 변화와 따른 성능변화를 고찰하여 봄으로써 각각 노즐거리=0.989, 면적비=0.4347, 목길이=3.846 부근에서 효율이 가장 크게 나타남을 알 수 있었으며, 이들 설계 변수들이 보텍스의 크기 및 생성위치 등의 유동 특성들과 밀접한 관계가 있음을 확인할 수 있었고, 변수 연구를 통하여 보텍스의 생성 위치를 제어함으로써 궁극적인 목적인 수분사 펌프의 효율을 향상시킬 수 있었다.

참고문헌

- (1) Azzola, J., and Humphrey, J. A. C., 1986, "Developing Turbulent Flow in a U-Bend of Circular Cross-Section : Measurement and Computation," Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 108, pp. 214~221.
- (2) Shimizu, Y. and Nakamura S., 1987, "Studies of the Configuration and Performance of Annular Type Jet Pumps," Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 109, pp. 205~212.
- (3) Elger, D. F., and McIam, E. T., 1991, "A New Way to Represent Jet Pump Performance," Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 113, pp. 439~444.
- (4) Cunningham, R. G., and Hansen, A. G., 1970, "Jet Pump Cavitation," Journal of Basic Engineering, pp. 483~494.
- (5) Donald, F. E., and Taylor, S. J., 1994, "Recirculation in an Annular-Type Jet Pump," Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 116, pp. 735~740.
- (6) Cunningham, R. G., 1995, "Liquid Jet Pumps for Two-Phase Flows," Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 117, pp. 309~316.
- (7) Kwong, A. H. M., and Dowling, A. P., 1994, "Unsteady Flow in Diffusers," Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 116, pp. 842~847.
- (8) Vieceili, J. A., 1990, "A Method for Including Arbitrary External Boundaries in the MAC Incompressible Fluid Computing Technique," Journal of Computational Physics, Vol. 86, pp. 147~167.
- (9) Leonard, B. P., 1979, "A Stable and Accurate Convective Modeling Procedure Based on Quadratic Upstream Interpolation," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 19, pp. 55~98.
- (10) Humphrey, J. A. C., Taylor, A. M. K., and Whitelaw, J. H., 1997, "Laminar Flow in a Square Duct of a Strong Curvature," Journal of Fluid Mechanics, Vol. 83, pp. 509~527.
- (11) Rogers, S. E., and Kwak, D., 1991, "Steady and Unsteady Solution of the Incompressible Navier-Stokes Equations," AIAA Journal, Vol. 29, No. 4, pp. 603~610.
- (12) White, F. M., 1974, Viscous Fluid Flow, McGraw-Hill, p. 120.
- (13) 조장근, 오상욱, 박원규, 오세민, 1996, "제트 펌프 요소 내부의 유동해석," 한국전산유체공학회 춘계학술대회논문집, pp. 99~104.