'99 유체기계 연구개발 발표회 논문집 pp. 257-263
서울대학교 호암 컨벤션 센터 1999. 12. 3

양흡입 펌프 내부 유동특성에 관한 수치적 연구

김세진* · 김동원* · 김윤제**

Numerical analysis of flow characteristic in double suction pump

S.-J. Kim*, D.-W. Kim*, Youn J. Kim**

Key Words : Double suction pump(양흡입 펌프), asymmetric inflow(비대칭 유입), off-design point (탈 설계점)

ABSTRACT

The flow characteristics of double suction pump are investigated by numerically. Calculations are performed by using SIMPLE algorithm at the design and off-design points. Symmetric nature of flow fields in blade channels is discovered at design point, but asymmetirc effects are discovered at the off-design point. Numerical results show that the formation of secondary flow in volute of double suction pump shows different trends when compared with the case of single suction pump. Also results show that double vortices are formed in the volute cross section.

1. 서 론

터보기계의 특징은 유동현상에 의해 지배되며, 이에 대한 설계는 오래전부터 연구되고 개선되어 왔다. 그러나 지금까지의 대다수 연구는 회전차 내부 유동해석과 성능시험에 관해 단흡입식 펌프에 국한되어 수행되어 왔으며, 양흡입 펌프에 관해서는 연구가 활발히 진행되지 못했다.

펌프는 흡입구의 형상에 따라서 단흡입식과 양흡입식으로 나눈다. 회전차의 외경, 내경 및 그 외의 치수와 동일한 경우, 유량은 양흡입이 편흡입의 2배가 된다. 양흡입식 펌프의 특징은 대용량의 작동유체 공급에 적합하며, 편흡입 펌프에 비해서 효율이 뛰어나므로 에너지 절감 효과를 가져올 수 있다. 또한 양단의 지지를 받으며 운전되는 양흡입식 펌프는 회전차 유로 형상이 대칭이기 때문에 베어링에서 스러스트의 상쇄를 유발시켜, 대용량 공급시 편흡입식에 비해서 매우 안정적이다.

양흡입 펌프 운전시 양 흡입구의 유로 형상은 대칭이나, 펌프의 장시간 운전으로 인한 유로의 부식, 회전차 고정 부위인 키와 같은 부시스템의 영향 등으로 인하여 엄밀하게는 비대칭적으로 작동유체가 흡입된다. 이러한 비대칭 흡입유동이 펌프 성능에 미치는 영향은 추력을 발생시키며, 회전차의 동적 불안정성을 야기시킨다. 하지만 수력학적인 관점에서 비대칭 유입이 양흡입 펌프의 성능에 미치는 영향에 관해서는 관련연구가 미미하지만 최근에 본 연구자들이 실험적으로 고찰한 바 있다.[1]

본 연구에서는 소형 양흡입 펌프 장치를 구성하여 수행한 실험결과를 수치적 방법을 이용하여 비교 고찰하였다.

* 성균관대학교 대학원 기계공학부
** 성균관대학교 기계공학부

2. 양흡입 펌프 설계

본 연구에 사용된 회전차는 기존의 단흡입 펌프(英國 GILKES 社)에 장착된 회전차를 기초로 한 값을 기준으로 삼아 양흡입용으로 설계하였다.

일반적으로 회전차는 개방형과 밀폐형 2가지 형상이 존재하는데, 본 연구에서는 밀폐형으로 설계하였으며, 회전차 깃 곡선은 단일 원호법(single-arc method)에 의해 설계하였다. 깃 두께는 모두 일정하도록 설계하였으며, 회전차에 대한 설계점과 제원은 Table 1과 Table 2에 각각 나타내었다.

볼류트 형상을 결정하기 위하여 볼류트각(α_v), 기초원지름(D_3), 단면적 등을 결정하였다. 또한 Archimedes의 나선형 원리를 이용하여 볼류트내의 유속이 일정하고 볼류트의 초기부터 출구로 향하여 단면적이 일정하게 증가해가도록 설계하였다.

Archimedes의 나선형 원리를 이용하여 볼류트 목 부분에서의 단면적(A_v)은 다음 식을 이용하여 구할 수 있다.

$$A_v = \frac{Q_d}{V_c} \tag{1}$$

여기서 Q_d는 설계유량을 나타내며, V_c는 임의 단면에서의 평균유속이다.

이렇게 구한 A_v를 기준으로 하여 임의 부분에서의 단면적 A_x는 다음과 같다.

$$A_x = \frac{\delta}{360} A_v \tag{2}$$

위 식에서 δ는 볼류트 감기 시작부(tongue)에서 목까지의 각도를 나타낸다.

3. 수치해석 방법

정상상태 난류유동에 대한 지배방정식을 회전차에 고정된 회전 직교 좌표계로 나타내었다. 이

Table 1 Design point of test impeller

rpm	1730
Head	6.5(m)
유량	268(ℓ /min)

Table 2 Specification of test impeller

깃 수	6
입구각(β_1)	20 °
출구각(β_2)	25 °
내 경	51(mm)
외 경	139(mm)
깃 두께	3.175(mm)

때 축은 회전차의 회전축과 일치시켰는데, 연속방정식과 시간평균 운동량방정식은 다음과 같다.

연속방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{3}$$

운동량방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij} - \rho\overline{u'_i u'_j}\right] - 2\rho\varepsilon_{ijk}\omega_j u_k - \rho(\omega_m x_m \omega_i - \omega_n \omega_n x_i) \tag{4}$$

여기서 u_i 는 직교 좌표계(i=1,2,3)상의 상대속도이고, u_i는 변동속도를 나타낸다. μ는 점성계수, ω_i 는 각속도, ε_{ijk} 는 permutation tensor, δ_{ij}는 Kronecker delta를 의미한다. 식 (4)의 우변에 있는 마지막 두항은 각각 Coriolis 힘과 원

심력을 나타낸다. 그리고 $\rho\overline{u'_i u'_j}$ 항은 Reynolds 응력항이라고 한다. 이 Reynolds 응력에 대한 모형을 만드는 방법에 따라서 여러 가지 난류 계산 모형이 제안되어 왔는데, 본 연구에서는 벽함수를 사용하는 표준 k-ε 모델을 사용하였다. 수치해석의 알고리즘은 Patankar(1980)가 제시한 SIMPLE알고리즘을 사용하였다.[2]

Reynolds 응력은 Boussinesque(1877)가 다음과 같이 가정하였는데, μ_t는 와 점성계수(eddy viscosity coefficient)를 나타낸다.[3]

$$-\rho\overline{u'_i u'_j}=\mu_t\left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right]-\frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} \quad (5)$$

식 (5)에 의하여 각 방향의 Reynolds 응력이 표현되며, 6개의 미지수를 2개의 미지수 μ_t , k 로 감소시킬 수 있다. 와점성계수는 차원해석으로부터 특성길이(characteristic length)와 특성속도(characteristic velocity)의 곱으로 표현할 수 있는데, 특성 길이와 특성속도는 각각의 크기를 지배하는 두 개의 편미분 방정식을 적절한 형태로 구성하여 이들의 해로부터 μ_t의 값을 계산하기 때문에 흔히 2방정식 모델(two-equation model)이라고 한다. 와점성계수 μ_t는 표준 k - ε 모델을 사용하여 계산하였으며, k 와 ε의 수송방정식은 각각 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\overline{u_i}k)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right]+G-\rho\varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\overline{u_i}\varepsilon)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right]+\frac{\varepsilon}{k}[C_{\varepsilon 1}G-\rho C_{\varepsilon 2}\varepsilon] \quad (7)$$

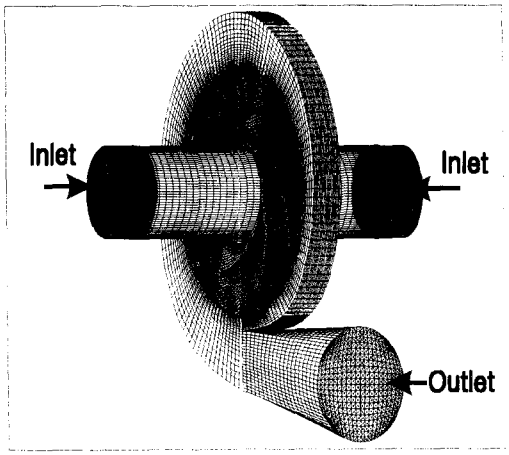


Fig.1 Grid system & boundary conditions

여기서 G 는 Reynolds 전단 응력에 의한 생성항(production term)으로 다음과 같다.

$$G=\mu_t\frac{\partial\overline{u_i}}{\partial x_j}\left(\frac{\partial\overline{u_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial\overline{u_j}}{\partial x_i}\right) \quad (8)$$

위 식에서 C_μ , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k , σ_ε는 각각 0.09, 1.44, 1.92, 1.0, 1.3 의 값을 갖는다. 생성된 양흡입 펌프의 격자와 경계조건은 다음과 같다.

유량에 의해 결정되는 입구면에서의 유속분포는 균일 유동으로 가정하였으며 각각의 유량에 대한 속도를 계산하여 설계점과 탈 2개의 탈설계점에서 각각 수치해석 하였다. 유입속도는 설계점에서 1.35m/s, 탈 설계점에서 0.54m/s로 하였으며, 모든 경우 1730rpm에 대하여 수치해석을 수행하였다. 출구 경계면에서는 일반적으로 유동 변수에 대한 정보를 알기 어려우므로 경계면에서유동방향에 따라 모든 유동 변수의 구배가 0이되는 Neumann 조건을 적용하였다. 본 연구에서는 유량 유입시 펌프 내부의 비대칭 유무와 볼류트에서의 유동특성을 고찰하기 위해 Fig. 2와 같은 비교채널과 단면을 정의하였다.

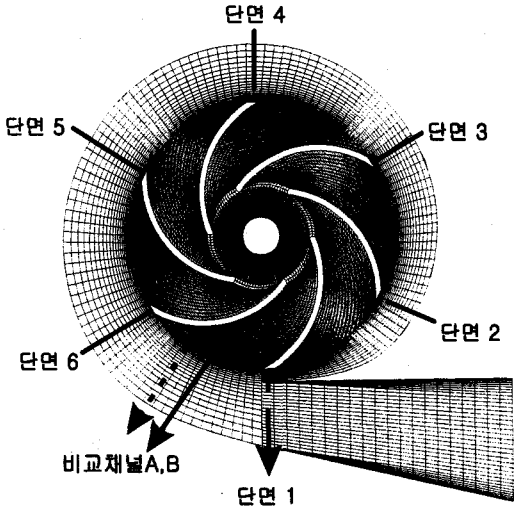


Fig. 2 Grid systems of double suction pump

4. 결과 및 고찰

Fig. 3은 설계유량점에서의 속도벡터를 나타내고 있으며, Fig. 4는 펌프의 정압 분포를 보여주고 있다. 회전차 내부에서는 반경이 증가함에 따라 압력이 점차적으로 상승함을 볼 수 있다. 그러나 모든 회전차에서 동일한 압력상승이 일어나지 않음을 알 수 있는데, 이는 볼류트의 영향으로 회전차 출구에서 동일한 압력이 생성되지 않기 때문이다. 또한 설계점에서의 회전차 유동은 등엔트로피 유동에 근접하다는 사실을 알 수 있다.

Fig. 5는 저 유량점에서의 속도벡터를 보여주고 있으며, Fig. 6은 정압분포를 나타내고 있다. Fig. 3과 Fig. 4는 대칭형상을 보여주었으나 Fig. 5와 Fig. 6은 대칭형상이 이루어지지 않음을 알 수 있다. 이는 유량이 작아짐에 따라 비가역 영역이 증대함으로써 야기된다고 할 수 있다. 이러한 비가역 영역과 등엔트로피 영역에 대한 구분은 Dean(1960)에 의해 처음으로 기술되었다.[4]

Figs. 7~10은 회전차 내부의 정압상승 분포를 도시하였는데 자오선을 따라 쉬라우드와 허브양쪽면을 서로 비교하였다.

Fig. 7과 8은 설계점에서의 정압상승을 보여주고 있다. 결과적으로 양면에서의 정압상승은 일치한다는 사실을 알 수 있다. Fig. 9와 10은 저 유량점에의 정압상승 분포를 보여주고 있는데 양

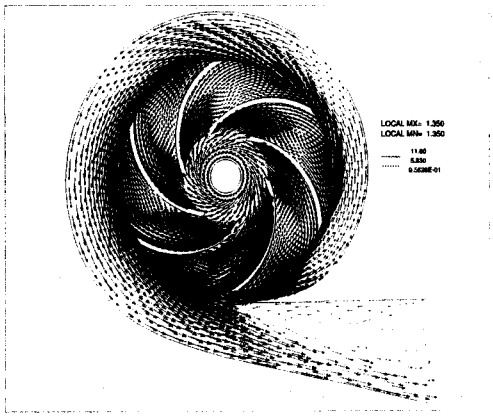


Fig. 3 Velocity vector distribution at the design point

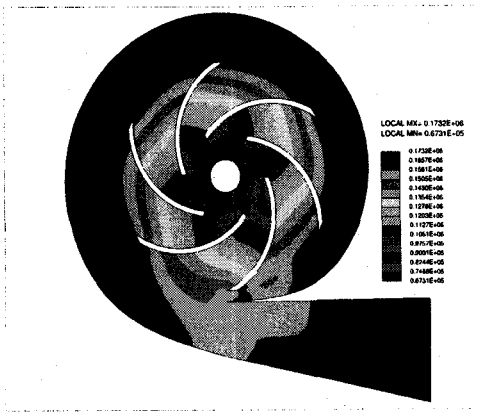
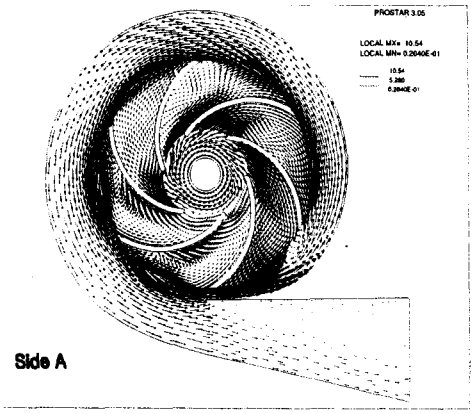


Fig. 4 Contours of static pressure at the design point.

회전차 내에서의 압력 상승 분포가 다름을 알 수 있다.

Ishida 등(1990)은 개방형 회전차의 블레이드 후연(trailing edge)에서 서로 다른 형태의 2차 유동이 존재한다는 연구결과를 발표하였다.[5] 본 연구에서도 이를 검증하기 위하여 양흡입 펌프 회전차 블레이드 끝단에서의 유동을 고찰하였으며 Fig. 11에 도시하였다. Fig. 11은 설계점에서 볼류트 각 단면에서의 2차유동 특성을 나타내고 있는데 2개의 유동셀(cell)이 존재함을 알 수 있다. 하지만 저 유량점에서는 Fig. 11의 탈설계점에서 도시한 바와 같이 단면이 증가함에 따라 유동형상이 복잡해지며 와류장이 더욱 발달함을 알 수 있다.



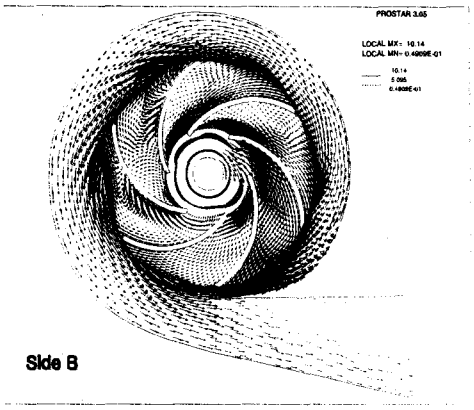
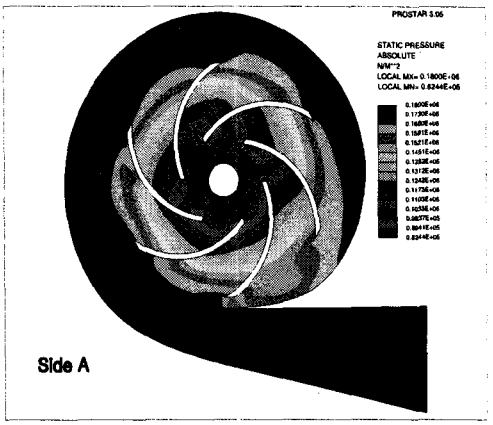


Fig. 5 Velocity vector distribution at the off-design point



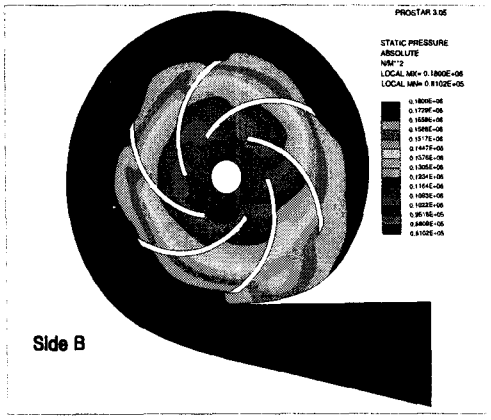


Fig. 6 Static pressure distribution at the off-design point

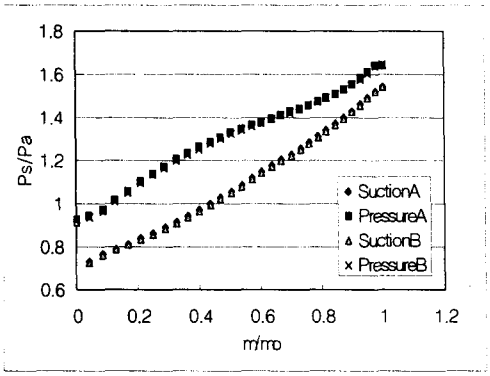


Fig. 7 Static pressure distribution at the shroud of an impeller (design point)

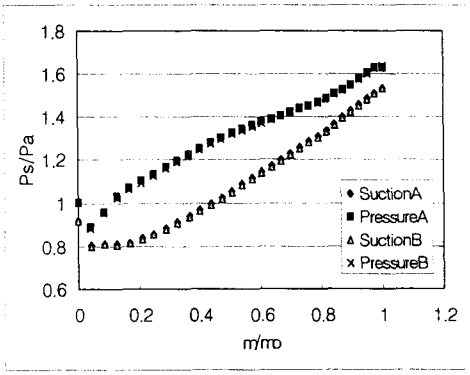


Fig. 8 Static pressure distribution at the hub of an impeller (design point)

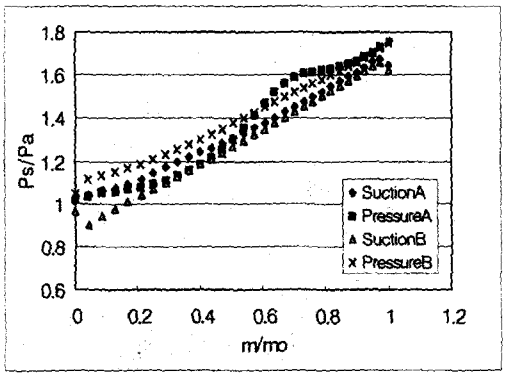


Fig. 9 Static pressure distribution at the shroud of an impeller (off-design point)

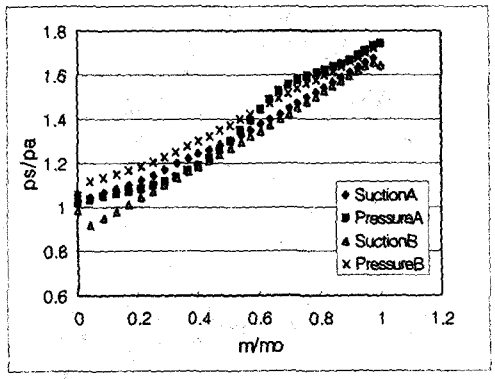


Fig. 10 Static pressure distribution at the hub of an impeller (off-design point)

5. 결 론

양흡입펌프의 내부 유동 특성을 수치적으로 고찰하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

설계점에서 양흡입펌프 회전차 채널 내부에서는 대칭형상의 유동특성을 나타내었다. 하지만 저유량 유입시 회전차의 채널내부에서는 비대칭 유동형상을 고찰할 수 있었다. 또한 블레이드의 후연에서 각 단에서는 두 개의 유동셀이 존재하였지만, 저 유량 유입시에는 단면이 증가함에 따라서 셀 수가 증가함을 알 수 있었다.

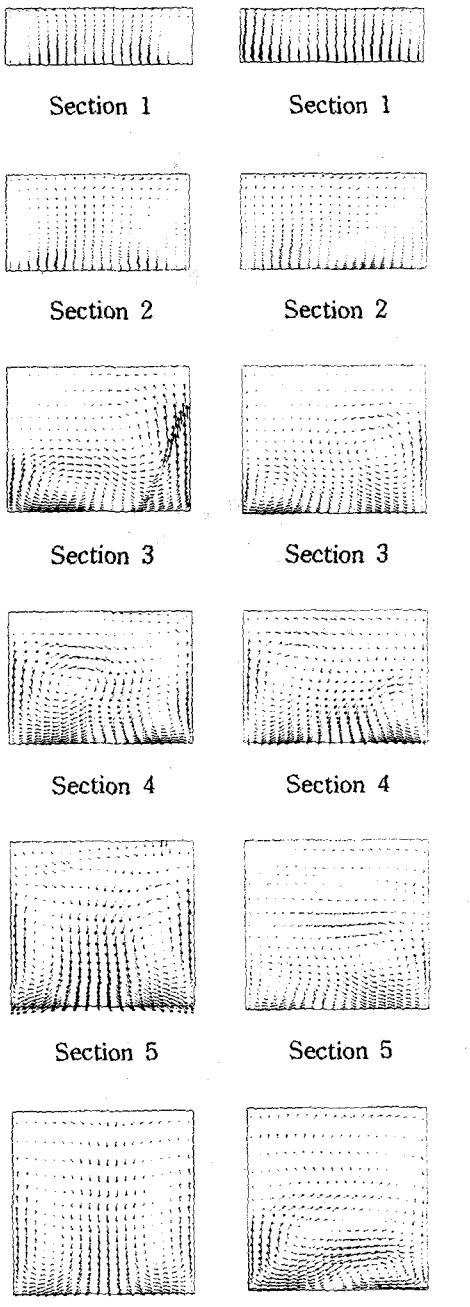


Fig. 11 Comparison of secondary flow fields at the cross section of volute

감사의 글

본 연구는 에너지자원개발기술지원센터의 지원하에 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고 문헌

[1] 김세진, 권동구, 김윤제, 1999, "비대칭 유입 유동이 양흡입 펌프 성능에 미치는 실험적 연구", *대한기계학회 춘계학술대회 논문집*, pp. 470~475.

[2] Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York

[3] Tannehill, J., C., Anderson, D. A., and Pletcher, R. H., 1997, *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer,* New York

[4] Dean Jr, R. C. and Senoo, Y., 1960, "Rotating Wakes in Vanless Diffusers", Trans, ASME, J. Basic Engineering, Vol. 82, pp. 563~574.

[5 Ishida. M., Senoo. Y., Ueki. H., 1990, "Secondary Flow Due to the Tip Clearance at the Exit of Centrifugal Impellers", *J. of Turbomachinery*, vol. 112, pp. 19~24.