

양흡입 펌프 회전차 채널 내부 유동 특성 고찰

김세진 · 김윤재

성균관대학교 대학원, 성균관대학교 기계공학부

Numerical Analysis of Flow Characteristic in the Impeller Channel of a Double Suction Pump

S.-J. Kim and Youn J. Kim

School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University

요 약

양흡입 펌프 회전차 내부 유동특성을 수치적으로 고찰하였다. 수치계산은 설계점과 2개의 탈설계점에서 이루어졌으며, Patankar에 의해 제시된 SIMPLE 알고리즘을 이용하였다. 설계점에서는 양 회전차 채널 내부에서 대칭 형상을 갖는 이차유동 특성을 발견하였지만, 탈설계점에서는 비대칭 유동특성을 발견하였다. 수치해석 결과로는 유량감소에 따라 양흡입 펌프 회전차 채널내부의 이차유동 특성이 달라진다는 사실을 고찰하였다. 또한 양흡입 펌프 회전차 단면에는 모퉁이 와류가 존재함을 알 수 있었다.

Abstract — The internal flow characteristics of a double suction pump impeller are investigated numerically. Calculations are performed at the design and off-design points by using SIMPLE algorithm which was introduced by Patankar. The symmetric nature of flow fields in blade channels was discovered at design point, but the asymmetric one was discovered at the off-design point. Numerical results show that the formation of secondary flow in the impeller channel of double suction pump shows different trends as the inflow rates are decreased. Also results show that a corner vortex is formed in the cross section of the impeller channel

1. 서 론

터보기계의 특징은 유동현상에 의해 지배되며, 이에 대한 설계는 오래전부터 연구되고 개선되어 왔다. 원심펌프에 대한 지금까지의 대다수 연구는 편흡입 펌프에 대한 회전차 채널 내부 유동해석과 성능시험을 수행하였으며, 양흡입 펌프에 관해서는 활발한 연구가 진행되지 못하였다.

펌프는 흡입구의 형상에 따라 편흡입과 양흡입으로 나눈다. 회전차의 외경, 내경 및 그외의 형상 치수가 동일한 경우, 유량은 양흡입이 편흡입의 2배가 된다. 양흡입 펌프의 특징은 대용량의 작동유체 공급에 적합하며, 편흡입 펌프에 비하여 효율이 뛰어나므로 에너지 절감 효과를 가져올 수 있다. 또한 양단의 지지를 받으며 운전되는 양흡입 펌프는 회전차 유로 형상이 대칭이기 때문에 베어링에서 스러스트(thrust)의 상쇄를 유발시켜, 대용량 공급시 편흡입식에 비하여 매우 안정적이다.

양흡입 펌프 운전시 양 흡입구의 유로 형상은 대칭이

나, 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 불균일한 추력을 발생시키며, 회전차의 동적 불안정성을 야기한다. 하지만 수동력학적인 관점에서 비대칭 유입이 양흡입 펌프의 성능에 미치는 영향에 관해서는 관련연구가 미미하지만 최근에 본 연구자들이 비대칭 흡입시 양흡입 펌프 성능에 미치는 영향에 대한 실험을 수행하였으며, 흡입 유량 감소 시 양흡입 펌프의 회전차 내부 유동이 비대칭적으로 변한다는 사실을 고찰한 바 있다¹⁾.

본 연구에서는 소형 양흡입 펌프를 이용하여 유량감소에 따른 회전차 내부의 정압분포를 허브면과, 슈라우드의 자오선을 따라 고찰하였다. 또한 펌프의 회전차 채널 내부에서 발생하는 2차 유동 특성을 수치적으로 고찰하였다.

2. 양흡입 펌프 제원

일반적으로 회전차는 개방형과 밀폐형 2가지 형상이 존재하는데, 본 연구에서는 개방형으로 설계하였으며, 회전차 깃 폭선은 단일 원호법(single-arc method)에 의해 설계하였다. 수치해석시 계산시간과 수렴성, 격자수 등을 고려하여 깃 두께는 모두 일정하도록 2차원으로 설계하였다. 회전차에 대한 설계점과 제원은 Table 1과 Table 2에 각각 나타내었다.

회전차의 날개 수는 비속도(specific speed)값을 계산한 후 결정할 수 있는데, 비속도는 다음 식을 이용하여 구할 수 있다.

$$N_s = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

설계점에서 비속도 값은 약 110 정도의 값을 갖게 되는데, 비속도 값에 의한 깃 수의 설정 방법은 Table 3에 기술하였다¹³⁾.

양흡입 펌프의 회전차 설계는 설계유량을 1/2로 나누어 편흡입과 동일한 방법으로 설계하였으며, 비속도 값에 따라 깃 수를 6개로 정하였고, 양단을 고려하면 깃의 개수는 총 12개이다.

양흡입 펌프 설계시 소요일을 추정하기 위하여 Wiesner에 의해 가장 적절하다고 고찰된 다음과 같은 Buseman의 미끄럼 계수(slip factor)에 관한 경험식을 이용하였다¹⁴⁾.

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z^{0.7}} \quad (2)$$

벌류트 형상을 결정하기 위하여 벌류트각(α_s), 기초원지

Table 1. Design point of the test impeller.

rpm	1730
Head	6.5 (m)
Flowrate	268 (l/min)

Table 2. Specification of the test impeller.

# of blade	12
Inlet angle (β_1)	20°
Exit angle (β_2)	25°
Inner diameter	51 (mm)
Outer diameter	139 (mm)
Thickness of blade	3.175 (mm)

Table 3. Determinant of blade number.

N_s	100~150	200~350	400~500	600~800
# of blade	5~6	6~7	7~8	8~9

름(D_s), 단면적 등을 결정하였다. 또한 벌류트 혀(tongue)부터 출구까지의 단면 내 유속이 일정하게 유지되도록 단면적을 구하는 Archimedes 나선 기법을 사용하였다.

따라서, 벌류트 목(throat) 부분에서의 단면적(A_v)은 다음 식을 이용하여 구할 수 있다.

$$A_v = \frac{Q_d}{V_c} \quad (3)$$

여기서 Q_d 는 설계유량을 나타내며, V_c 는 임의 단면에서의 평균유속이다. 이렇게 구한 A_v 를 기준으로 하여 임의 부분에서의 단면적 A_x 는 다음과 같다.

$$A_x = \frac{\delta}{360} A_v \quad (4)$$

위 식에서 δ 는 벌류트 혀에서 목까지의 각도를 나타낸다.

3. 수치해석 방법

회전차에 고정된 회전 직교 좌표계에 대한 정상상태 난류유동의 지배방정식으로써 다음과 같은 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식을 이용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \rho \overline{u_i' u_j'} - 2\rho \varepsilon_{ijk} \omega_k - \rho (\omega_m x_m \omega_i - \omega_i \omega_m x_j) \quad (6)$$

여기서 u_i 는 직교 좌표계 ($i=1, 2, 3$)상의 상대속도이고, u_i' 는 변동속도를 나타낸다. μ 는 점성계수, ω_i 는 각속도, ε_{ijk} 는 permutation tensor, δ_{ij} 는 Kronecker delta 함수를 의미한다. 본 연구에서 난류모델은 벽함수를 사용한 표준 $k-\varepsilon$ 모델을 사용하였다.

식 (6)에서 Reynolds 응력은 다음과 같다.

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (7)$$

여기서, 와점성계수(eddy viscosity coefficient) μ 는 표준 $k-\varepsilon$ 모델을 사용하여 계산하였으며, k 와 ε 의 수송방정식은 각각 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G - \rho \varepsilon \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{e}{k} [C_{\varepsilon 1} G - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon] \quad (9)$$

여기서 G 는 Reynolds 전단응력에 의한 생성항(production

term)으로 다음과 같다.

$$G = \mu_i \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \quad (10)$$

이때,

$$\mu_i = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (11)$$

위 식에서 C_μ , C_{ϵ_1} , C_{ϵ_2} , σ_k , σ_ϵ 는 각각 0.09, 1.44, 1.92, 1.0, 1.3의 값을 갖는다.

수치해석은 상용코드인 STAR-CD를 이용하였으며^[5], 수치해석의 알고리즘은 Patankar가 제시한 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다^[6].

생성된 양흡입 펌프의 격자는 약 17만개의 정렬격자를 사용하였으며, 입구 경계에서 속도 평균값을 대입 시 회전차 전연(leading edge)부근에서 적절한 난류강도 값을 갖도록 하기 위해 입구 경계 부분을 원통형으로 만들었으며, 양쪽으로 총 3만개의 격자를 사용하였다. 회전차는 양면으로 총 12개의 채널을 가지며, 회전차 채널에 사용된 격자수는 약 9만 6천여개를 사용하였다. 또한 유동이 급격하게 변하는 회전차의 출구쪽과 벌류트의 입구쪽에는 등비급수 1.01과 0.9를 주어 조밀격자(enhanced grid)를 생성하였다. 벌류트를 생성하기 위해 사용된 격자수는 약 4만 4천여 개이며, 생성된 격자와 경계조건은 Fig. 1에 도시하였다.

유량에 의해 결정되는 입구면에서의 유속분포는 균일 유동으로 가정하였으며 각각의 유량에 대한 속도를 계산하여 설계점과 2개의 탈설계점에서 각각 수치해석하였다. 설계점에서 유입속도는 설계점에서 양쪽 각각 1.35 m/s, 유량감소시 탈 설계점에 대해서는 0.64 m/s, 0.54 m/s로 하였으며, 모든 경우 1730 rpm에 대하여 수

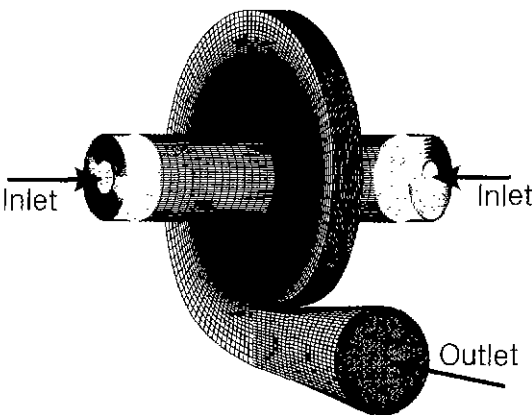


Fig. 1. Grid system & boundary conditions.

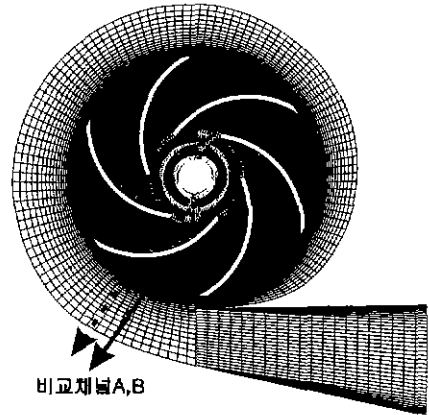


Fig. 2. Grid system of a double suction pump.

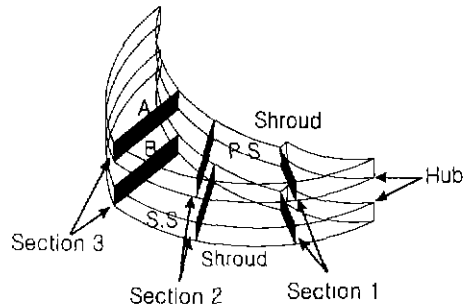


Fig. 3. Cross sections of impeller channel.

치해석을 수행하였다.

출구 경계면에서는 일반적으로 유동 변수에 대한 정보를 알기 어려우므로 경계면에서 유동방향에 따라 모든 유동 변수의 구배가 0이 되는 Neumann 조건을 적용하였다. 본 연구에서는 유입 유량이 감소할 때 유발되는 비대칭 유동특성과, 압력변화, 회전차 채널내부에서의 이차유동(secondary flow)특성을 고찰하기 위해 Fig. 2와 Fig. 3과 같이 비교체널과 단면을 정의하였다. Figs 2와 3에서는 상단면을 A면으로, 하단면을 B면으로 정의하였다.

4. 결과 및 고찰

Figs. 4~9는 회전차 내부의 정압상승 분포를 도시하였는데 자오선을 따라 슈라우드와 허브 양쪽 면을 서로 비교하였다.

Figs. 4와 5는 설계점에서의 정압상승을 보여주고 있다. 그림에 도시한 바와 같이 양면에서의 정압상승은 일치한다는 사실을 알 수 있다.

Figs. 6과 7은 설계유량의 50%인 135 l/min 유량점에

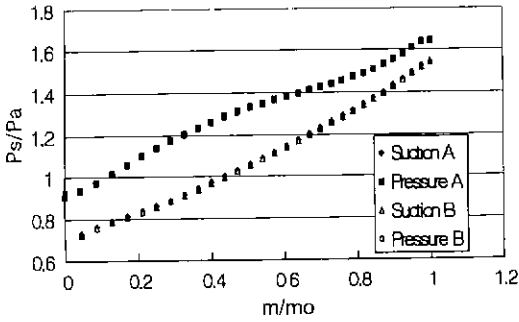


Fig. 4. Static pressure distribution at the shroud of an impeller for the design point.

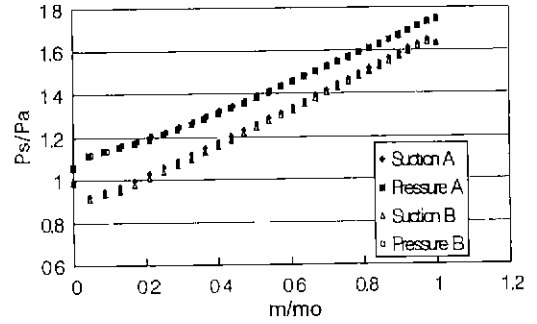


Fig. 7. Static pressure distribution at the hub of an impeller for the off-design point with flow rate 135 l/min.

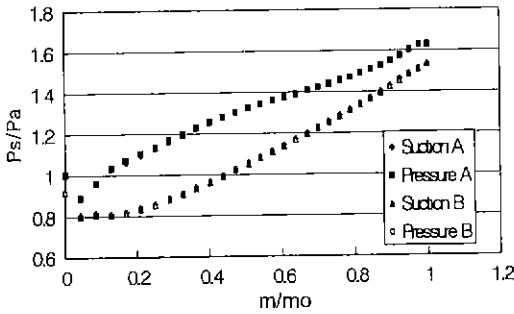


Fig. 5. Static pressure distribution at the hub of an impeller for the design point.

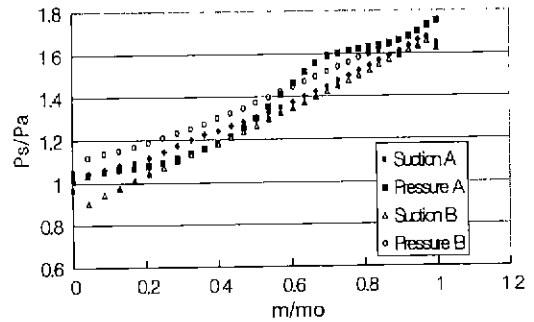


Fig. 8. Static pressure contour at the shroud of impeller for the off-design point with flow rate 110 l/min.

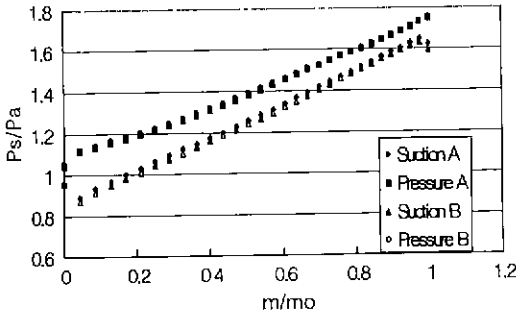


Fig. 6. Static pressure distribution at the shroud of an impeller for the off-design point with flow rate 135 l/min.

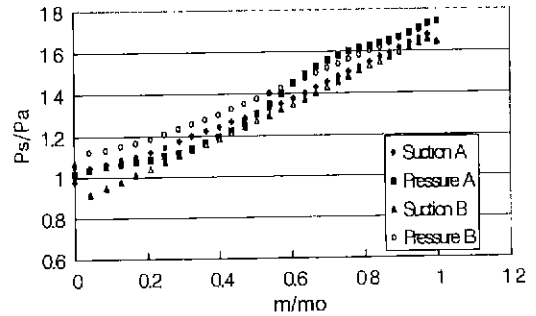


Fig. 9. Static pressure contour at the hub of an impeller for the off-design point with flow rate 110 l/min.

시의 정압 상승분포를 보여주고 있는데, Figs. 4와 5의 결과에 비하여 압력면과 흡입면에서 압력이 각각 상승하였지만, 흡입면과 압력면의 압력차가 작아짐에 따라 펌프 성능이 저하되는 것을 알 수 있다. 또한, 양 회전차 채널 내부의 압력분포는 흡입면에서 다소 비 대칭성을 갖지만, 압력면에서는 상호 일치함을 알 수 있다.

Figs. 8과 9는 110 l/min을 갖는 탈 설계 유량점에서 의 압력분포를 보여주고 있다. 회전차 채널 내부에서의

압력분포는 서로 같지 않으며, 비 대칭성이 크게 증가 했음을 알 수 있다.

이러한 원인은 유량 감소에 따라서 속도의 크기와 방향이 변하게 되므로, 속도변화로 인한 층돌손실이 발생 하게 되는데 비대칭 유동의 주된 원인이라 사료된다. 이 차유동은 원심력과 회전에 의한 Coriolis 힘의 변화, 경

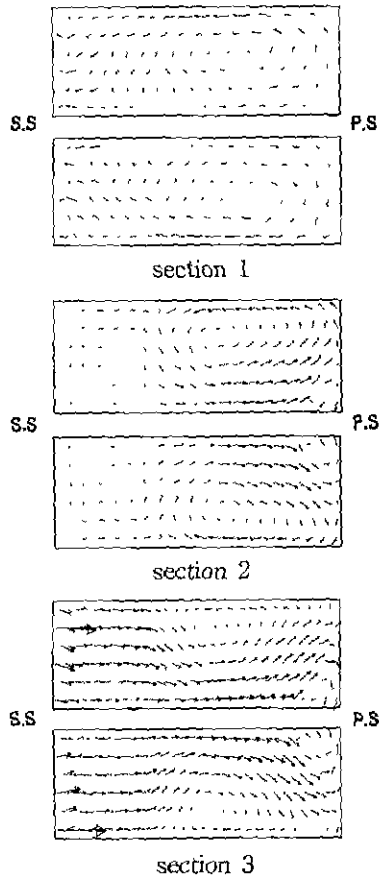


Fig. 10. Secondary flow of cross section of impeller channel at design point.

체층의 변화에 의하여 발생하게 된다. 또한, 유동이 비대칭을 이룰 경우 회전차 출구압이 높은 채널 쪽에서 낮은 쪽으로 유입이 발생하여 압력이 낮은 쪽 채널은 운전되지 않는 스톨(stall)현상이 발생하게 된다. 실제로 양흡입 펌프가 항상 설계점에서 운전되는 것이 아니기 때문에 이러한 비대칭성은 펌프의 운전 성능 및 에너지 소비량에 지대한 영향을 미치게 된다.

Figs. 10-12는 Fig. 3에 도시한 단면을 따라 이차유동 특성이 변한다는 사실을 나타내었는데, 흡입 유량감소는 이차유동의 속도벡터 성분도 변화시킴을 알 수 있다. Fig. 10에 도시한 설계점에서 각 단면에서의 유동특성은 A면, B면 상호 동일함을 알 수 있으며, 허브면의 압력면 쪽으로 모퉁이 와류장(corner vortex)이 생성됨을 알 수 있다. 이러한 와류장의 생성원인으로는 허브와 슈라우드면의 저 운동량(low momentum)을 갖는 유체입자가 흡입면으로 이동하기 때문이다¹⁷⁾.

Fig. 11은 토출 유량이 135 l/min일 때 각 단면에서의

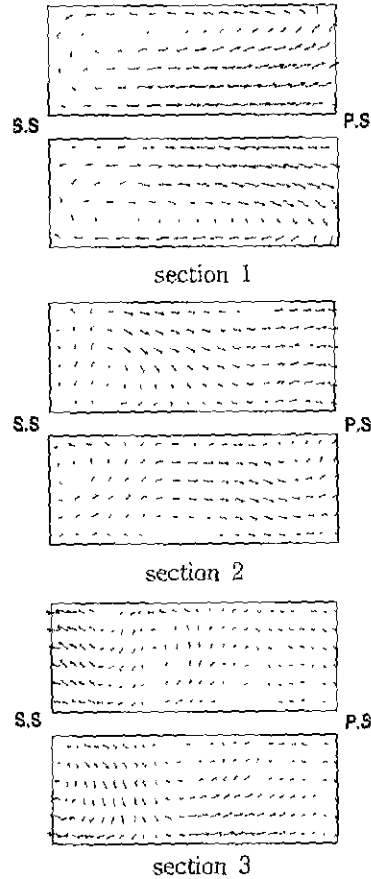


Fig. 11. Secondary flow of cross section of impeller channel with flow rate 135 l/min.

이차유동특성을 보여주고 있는데, 회전차 출구 면으로 유동이 진행될수록 A, B 단면 상호 이차유동 특성이 비대칭적으로 변함을 알 수 있다.

Fig. 12는 토출 유량이 설계유량의 40%인 110 l/min일 때 각 단면에서의 이차유동 특성을 보여주고 있는데 유량의 감소에 따라 속도벡터의 크기가 감소함을 알 수 있다. 또한, 유동은 비대칭성이 증가하였으며, 단면이 증가함에 따라 속도벡터의 크기도 작아짐을 알 수 있다.

5. 결 론

양흡입 펌프 회전차 채널 내부 유동 특성을 수치적으로 고찰하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

설계점에서 양흡입 펌프 회전차 채널 내부에서는 대칭형상의 유동특성을 나타내었다. 하지만 흡입유량이 감소함에 따라 회전차 입구의 유체 속도의 크기와 방향이 변하였으며, 이러한 총돌손실의 증가로 인하여 채널내부

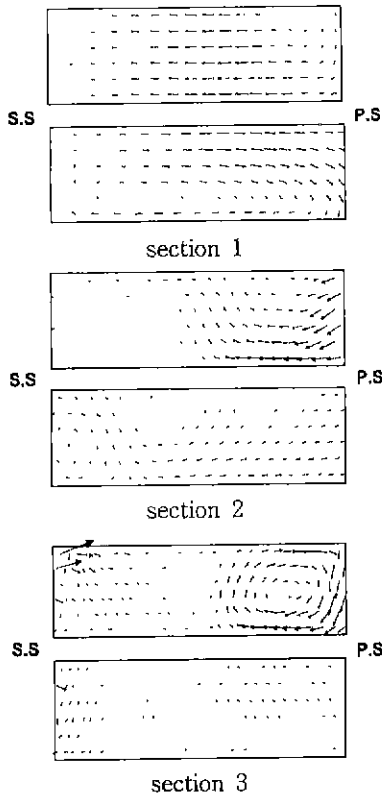


Fig. 12. Secondary flow of cross section of impeller channel with flow rate 110 l/min.

에서는 비대칭 유동형상이 발달한다는 사실을 고찰할 수 있었다. 이러한 비대칭성은 설계점에서 멀어지면서 심화 되는데 실제 펌프의 운전 시 상당한 성능감소를 초래할 것으로 사료된다. 회전차 채널의 유동 특징은 유량이 감소함에 따라 이차유동의 속도크기가 줄어드는 경향을 나타내었다. 또한 설계점에서는 허브면의 압력면에 모퉁이 와류장이 생성되었으며, 유량감소에 따라 비대칭성이 증가함을 확인할 수 있었다.

사용기호

- A : 단면적
- D : 지름
- H : 수두
- N : 회전수
- N_s : 비속도

- Q : 유량
- V : 유속
- Z : 깃 수
- β : 날개각
- δ : 벌류트 혀(tongue)에서 목까지의 각도
- ϵ : 난류 운동 에너지 소산율
- κ : 난류 운동 에너지
- σ : 미끄럼 계수
- C_{ei}, C_{ca} : ϵ 방정식의 모델상수
- C_{ii} : 모델상수
- $\sigma_k, \sigma_\epsilon$: κ, ϵ 방정식의 Prandtl 수

하첨자

- 1, 2, 3 : 입구, 출구, 기초원
- d : 설계점
- v : 벌류트

감사의 글

본 연구는 에너지자원개발기술지원센터의 지원하에 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. 김세진, 권동구, 김윤제: "비대칭 유입 유동이 양흡입 펌프 성능에 미치는 실험적 연구", 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, pp. 470-475 (1999).
2. 김세진, 김동원, 김윤제: "양흡입 펌프 내부 유동특성에 관한 수치적 연구" 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 257-263 (1999).
3. 하재현, 손병진: 유체기계. 보문당 (1998).
4. Wiesner, F.J., "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impeller", Trans ASME J. of Engineering for Power, Vol 89, pp. 558-572 (1967).
5. STAR-CD User's Manual, Version 3.05. Computational Dynamics Ltd. (1998).
6. Patankar, S.V.: Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, New York (1998).
7. Majidi, K., Slekmann, H.E.: "Calculation of Secondary Flow in a Centrifugal Pump Using 3D Viscous Flow Computation Technique", Proceeding of the 6th International Symposium on Transport Phenomenum and Dynamics of Rotating Machinery, Vol. 2, pp. 306-316 (1996).