

< 논문 >

PIV 를 이용한 극저비속도 세미오픈임펠러의 내부유동 계측

최영도[†] · 니시노코이치^{*} · 이영호^{**}
(2004년 10월 7일 접수, 2005년 6월 1일 심사완료)

Internal Flow Measurement of Very Low Specific Speed Semi-Open Impeller by PIV

Young-Do Choi, Koichi Nishino and Young-Ho Lee

Key Words : Internal Flow Measurement(내부유동계측), PIV(입자영상유속계), Semi-Open Impeller (세미오픈임펠러), Very Low Specific-Speed(극저비속도)

Abstract

Internal flow measurement of very low specific-speed semi-open impellers has been carried out by PIV in order to understand better the internal flow patterns that are responsible for the unique performance of these centrifugal pumps operating in the range of very low specific speed. Two types of impellers, one equipped with six radial blades (Impeller A) and the other with four conventional backward-swept blades (Impeller B), are tested in a centrifugal pump operating at a non-dimensional specific-speed of $n_s=0.24$. Complex flow patterns captured by PIV are discussed in conjunction with the overall pump performance measured separately. It is revealed that Impeller A achieves higher effective head than Impeller B even though the flow patterns in Impeller A are more complex, exhibiting secondary flows and reverse flows in the impeller passage. It is shown that both the localized strong outward flow at the pressure side of each blade outlet and the strong outward through-flow along the suction side of each blade are responsible for the better head performance of Impeller A.

기호설명

A_2 : 임펠러 출구면적 ($= 2\pi r_2 b_2$)
 b : 임펠러 유로 높이[m]
 c : 임펠러 블레이드 틈새[m]
 f : 초점거리[mm]
 g : 중력가속도[m/s²]
 H : 전양정[m]
 n : 회전수 [rpm]
 n_s : 무차원 비속도 ($= \omega \sqrt{Q/60} / (gH)^{3/4}$)
 P : 축동력[W]

Q : 체적유량 [m³/min]
 Q_0 : 최고효율점 유량 [m³/min]
 Q_d : 설계유량 [m³/min]
 Re : 레이놀즈수 ($= u_2 r_2 / \nu$)
 r : 임펠러 반경 [m]
 u : 임펠러 접선속도 [m/s]
 v_r, v_θ : 위상평균 반경 및 접선방향 절대속도 [m/s]
 $\bar{v}_r, \bar{v}_\theta$: 시간평균 반경 및 접선방향 절대속도 [m/s]
 $\bar{v}_{\theta 2}$: 임펠러출구 유량평균 절대접선속도 [m/s]
 z : 펌프 흡입커버 벽면으로부터의 수직거리[m]

그리스 문자

β : 블레이드 각도
 γ : 볼류트 각도
 η : 펌프효율 ($= \rho g Q H / P \times 100$) [%]

[†] 책임저자, 회원, 요코하마국립대학 대학원 공학연구원

^{*} 요코하마국립대학 대학원 공학연구원

^{**} 회원, 한국해양대학교 기계·정보공학부

E-mail : lyh@mail.hhu.ac.kr

TEL : (051)410-4293 FAX : (051)403-0381

- θ : 볼류트 설단부로부터 원주방향 위치
 θ_s : 임펠러 부압면으로부터 원주방향 위치
 ν : 동점도 [m^2/s]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 τ : 축동력계수 ($= P/0.5\rho A_2 u_2^3$)
 ϕ : 유량계수 ($= Q/A_2 u_2$)
 ψ : 양정계수 ($= H/(u_2^2/2g)$)
 ω : 임펠러 각속도 [rad/s]

하첨자

- 2 : 임펠러출구에서의 값

1. 서론

최근에 극저비속도영역 ($n_s < 0.25$)에서 종래로부터 널리 사용되어 온 용적형펌프를 대신하여 진동·소음문제가 적고 제작 및 관리가 상대적으로 용이한 고성능의 터보펌프에 대한 요구가 많아지고 있으며, 유체기계의 소형·고속화의 경향에도 적합한 원심펌프의 개발이 요구되고 있다. 그러나, 종래의 설계법⁽¹⁾에 의해서 원심펌프를 제작할 경우, 비속도가 내려갈수록 펌프효율이 급격하게 저하되는 문제점이 발생함을 관련 연구결과⁽²⁻⁶⁾에 의하여 확인되고 있다. 또한, 이와 같은 이전의 연구결과들에 의하면, 극저비속도영역에서 운전되는 터보기계에 적합한 설계를 위해서는 성능에 많은 영향을 미치는 임펠러내부의 유동에 대한 정량적인 이해가 필요함을 시사하고 있다.

한편, 내부유동의 규명을 위한 방법으로서 PIV(Particle Image Velocimetry) 계측기술은 복잡한 유동장의 정보를 아주 효율적으로 추출할 수 있는 효과적인 도구로서 간주되고 있다. 터보기계에 대한 PIV의 응용에 대한 이전의 연구결과들은 많은 문헌들에서 찾아볼 수 있다. Paone 등⁽⁷⁾은 임펠러의 회전속도가 300 rpm 인 원심펌프 ($n_s=0.79$)의 디퓨저에서의 유동을 계측하여 LDV(Laser Doppler Velocimetry) 계측결과와 상세한 비교를 통해 계측법의 유용성을 입증하였다. Dong 등^(8,9)은 원심펌프 ($n_s=0.4$)의 벌류트에서 PIV 기술을 이용하여 유속을 측정하였으며, 회전하는 임펠러의 간섭을 받지 않았기 때문에 벌류트의 내부유동장을 양호하게 가시화할 수 있었다. 획득한 유동장내의 속도정보를 이용하여 와도와 난류의 관점에서 내부유동장의 유동패턴과 벌류트 설단부와 임펠러간의 상호작용을 설명하였다. Akin과 Rockwell⁽¹⁰⁾은 반경류펌프의 디퓨저에서 PIV 계측에 의해 획득한 순간속도장 및 순간와도장을 이용하여 터보기계에서 소음의 발생기구를 명확히 검토하기 위해서는 순간와도장을 고려하는 것

이 중요함을 보여주었다. 최근의 연구결과로는 Eisele 등⁽¹¹⁾이 PTV(Particle Tracking Velocimetry)와 LDV를 이용하여 원심펌프 (medium n_s)의 디퓨저배인 유로내의 복잡한 비정상 3 차원유동장을 계측하였다. Aramaki와 Hayami⁽¹²⁾는 프란시스형 펌프터빈 ($n_s=1.42$)의 내부유동장을 가시화하기 위하여 CCD 카메라를 회전부에 설치하여 회전하는 임펠러의 블레이드 사이를 흐르는 상대유동을 계측할 수 있는 독특한 장치를 개발하여 임펠러유로에서 와도의 시간적인 변화를 관측하였다.

그러나, 위에서 언급한 이전의 PIV 계측에 관련된 연구들은 거의 종래의 일반적인 비속도에서 작동하는 펌프와 관련된 것이며, 극저비속도 원심펌프의 내부유동특성에 대한 연구는 지금까지 아주 미흡한 실정이다. Choi 등⁽¹³⁾은 2 차원 PIV 및 PTV 계측법을 이용하여 극저비속도 원심펌프 ($n_s=0.24$)의 내부유동장에 대하여 가시화 및 정량적 계측을 실시하여 성공적인 결과를 얻었다. 그러나, 세미오픈 임펠러가 장착된 펌프의 내부흐름은 매우 복잡한 유동패턴을 나타내었으며, 펌프의 흡입케이싱 내부벽면과 임펠러 블레이드의 상부면 사이의 틈새 (tip clearance)를 통한 누설 흐름 및 임펠러 내부유로에서 발생하는 2 차유동의 영향과 발생원인에 대한 상세한 검토가 요구되었다. 또한, 임펠러의 내부유동이 펌프의 성능에 미치는 영향에 대한 상호관계에 대해서도 좀더 자세한 검토가 필요하게 되었다.

본 연구의 목적은 PIV 계측기술을 이용하여 극저비속도 원심임펠러의 복잡한 내부유동장을 상세히 검토하기 위하여 임펠러 내부유로의 폭방향 위치 변화에 따른 2 차원 계측평면에서의 내부유동특성을 파악하는 것이다. 방사형의 블레이드 ($\beta_2=90^\circ$)를 가진 극저비속도 세미오픈임펠러와 일반적인 입출구각의 후향블레이드 ($\beta_2=30^\circ$)를 가진 2 종류의 극저비속도 세미오픈임펠러를 이용하여 실험을 실시하였다. 또한, 계측된 임펠러내부의 유동장과 펌프성능간의 상관관계에 대해서도 검토하였다.

2. 실험장치

2.1 실험장비 및 펌프성능

Fig.1은 본연구에 사용된 실험장비를 보여주고 있다. 순환식 밀폐관로로 이루어져 있고, 작동 유체로서는 수도수를 사용하였다. 펌프의 유량, 양정 그리고 축동력은 각각 전자식유량계, 차압계 그리고 토오크계를 이용하여 계측하였다. 실험에 사용된 펌프는 Fig. 5에 보이는 바와 같이 임펠러, 흡입커버, 하우징 플레이트 그리고 벌류트케이싱으로 이루어져 있다. 하우징 플레이트는 철판으로 제작되었으며, 임펠러 블레이드, 흡입커버 그리고 벌류트케이싱은 PIV 계측시 광원공

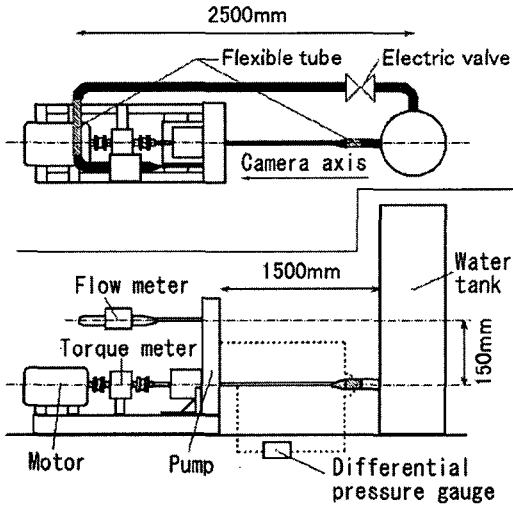


Fig. 1 Centrifugal pump facility

급과 CCD 카메라로 내부의 원시영상의 획득할 수 있도록 투명한 아크릴수지로 만들었다. 또한, 세미오픈임펠러의 블레이드 상부면은 PIV 계측이 용이하도록 빛의 반사가 적은 검은색 도료를 사용하여 도색하였다.

Fig. 2 및 Table 1은 실험에 사용된 세미오픈임펠러와 실험조건을 각각 보여주고 있다. 임펠러 A는 블레이드 출구각이 $\beta_2=90^\circ$ 인 방사형블레이드로 이루어져 있고, 임펠러 B는 일반적인 출구각인 $\beta_2=30^\circ$ 의 블레이드로 이루어져 있다.

Fig. 3은 본 연구에 사용된 벌류트의 형상 및 임펠러의 폭방향 위치에 따른 계측평면을 보이고 있다. 실험에 사용된 벌류트케이싱의 대수 스파이럴 각도는 $\gamma = 2.43^\circ$ 이다. Choi 등⁽¹³⁾의 연구 결과에 의하면 극저비속도 세미오픈임펠러의 내부유동장은 최고효율점유량에서 조차 임펠러의 회전축에 대하여 비축대칭인 흐름을 보였으며, 이러한 복잡한 유동현상에 대하여 좀 더 상세한 검토를 위하여 Fig. 3(a)에 보인 바와 같이 벌류트의 원주방향 각 위치에 따라 Area 1 - 3의 3영역에서 계측을 실시하였다. Area 1은 벌류트 설단부 근처에 위치하며, Choi 등⁽¹³⁾의 연구결과에 의하면 아주 큰 유로와를 포함한 매우 복잡한 내부유동장이 형성될 가능성이 크고, Area 2와 Area 3은 벌류트 설단부로부터 각각 $\theta = 140^\circ$ 와 250° 부근에 위치한다. 그리고, 흡입커버 내부벽면과 세미오픈임펠러의 블레이드 상부면 사이의 틈새를 통과하는 강한 누설흐름이 블레이드 내부유로에 큰 영향을 미칠 것이 예상되어 Fig. 3(b)와 같이 유로폭 9 mm의 내부유로를 Plane 1 - 3의 폭방향 높이에 따른 3 평면으로 나누어 각 평면에서의 유동장을 상세히 검토하였다. Plane

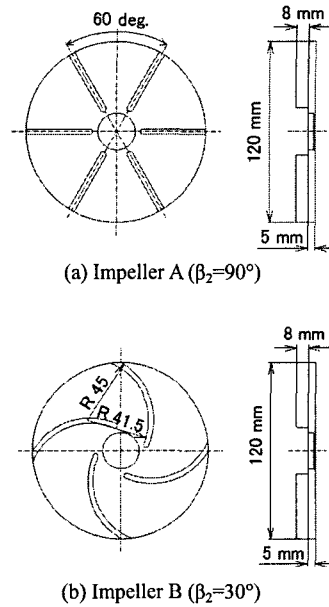


Fig. 2 Configuration of test impellers ($n_s=0.24$)

Table 1 Summary of experimental conditions

	Impeller A			Impeller B		
Designed non-dimensional specific speed n_s	0.24			0.24		
Rotation speed n [rpm]	700			700		
Tip velocity u_2 [m/s]	4.4			4.4		
Reynolds number $Re = u_2 r_2 / \nu$	2.6×10^5			2.6×10^5		
Designed flow rate Q_b [m ³ /min] ($\phi = 0.0301$)	0.0225			0.0225 ($\phi = 0.0301$)		
Flow rate at B.E.P. Q_b [m ³ /min] ($\phi = 0.0392$)	0.0293			0.0238 ($\phi = 0.0318$)		
Flow rate ratio Q/Q_b	0.25	1.00	1.40	0.25	1.00	1.50
Discharge coefficient $\phi = Q/A_2 u_2$	0.0098	0.0392	0.0548	0.0060	0.0318	0.0478

1은 흡입커버와 블레이드 상부면의 틈새에 위치하며 ($z/b=0.05$), Plane 2는 유로폭 중간높이 ($z/b=0.50$, Plane 2) 그리고 Plane 3은 임펠러 주판 근처 ($z/b=0.95$)에 각각 위치한다.

Fig. 4는 임펠러 A와 B를 각각 채용했을 때의 펌프 성능곡선을 보이고 있으며, 임펠러 A를 채용했을 때의 양정곡선이 임펠러 B를 채용했을 때 보다 훨씬 높게 나타나고 있다. 그러나, 펌프의 최고효율은 임펠러 블레이드 형상의 차이가 크에도 불구하고 거의 동일한 값을 나타내고 있다. 또한, 저유량역의 성능곡선에서 유량의

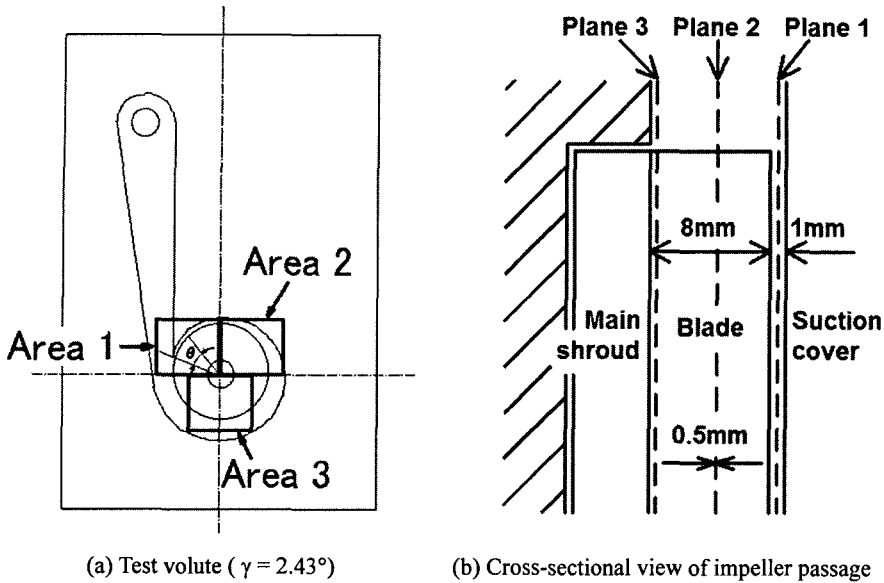


Fig. 3 Configuration of test volute and measured locations

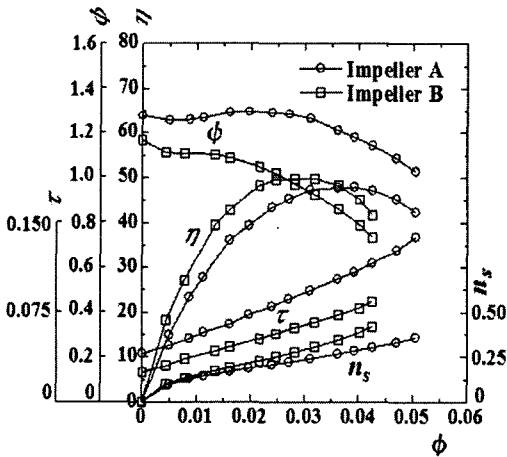


Fig. 4 Performance curves of test pump

증가와 더불어 양정이 상승하는 성능불안정현상을 보이고 있다.

2.2 PIV 계측

Fig. 5 는 본 연구에 적용된 PIV 계측시스템을 보이고 있다. 광원으로써 더블펄스 Nd:Yag 레이저 (20 mJ/pulse)가 사용되었으며, 레이저헤드와 레이저시트 발생장치가 펌프의 측면에 설치된 광학레일 위에 장착되어 있다. 레이저헤드에서 방출된 레이저빔은 볼록렌즈 ($f=400\text{ mm}$)와 오목렌즈 ($f=-12.70\text{ mm}$)를 거쳐서 얇은 시트형평면으로 변환된다. 계측 영역에서 레이저시트의 두께

는 0.5 mm 로 고정시켰다. 광원인 레이저시트가 펌프흡입커버의 벽면과 임펠러의 주판에 평행하게 공급될 수 있도록 광학계의 정렬에 세심한 주의를 기울였다. 한번 정렬된 광학계는 광학레일에 설치된 고풍력 레이저용 거울을 이용하여 레이저시트를 임펠러의 회전축에 평행한 방향으로 세심하게 이동시킴에 의해 임펠러유로내의 폭 방향 위치에 따른 각 평면에서의 유동장을 계측할 수 있도록 하였다.

디지털 CCD 카메라 (1300×1030 픽셀)를 사용하여 레이저시트의 수직방향에서 유동장내 추적입자의 화상을 획득하였으며, 더블펄스 레이저의 두 광원사이의 시간간격은 임펠러의 출구회전속도 (4.4 m/s) 및 카메라의 촬영영역 (100 mm×80 mm)을 고려하여 충분한 해상도를 얻을 수 있는 100 μs 로 정하였다. 레이저방출, 카메라 조리개의 개폐 그리고 이미지보드의 영상획득을 위한 트리거신호 (triggering signal)는 디지털 딜레이 발생기 (Digital Delay Generator)를 이용해서 제어하였다. 영상획득은 15 Hz 의 일정한 주파수로 반복해서 이루어졌고, 임의의 위치를 지나는 각 블레이드의 주파수는 회전수 700 rpm 에서 1.94 Hz 이며, 한번의 계측에서 25 초간 375 쌍의 디지털프레임을 저장하였다. 계측영역을 지나는 각 블레이드의 주파수가 정수배로 이루어지지 않았기 때문에 전체 위상각 (60°)에 걸쳐서 일정한 위상간격으로 유동패턴에 대한 추출이 가능하였다.

위상평균은 회전하는 블레이드가 일정한 위상각의 위치에 도달한 순간에 획득한 화상의 프레

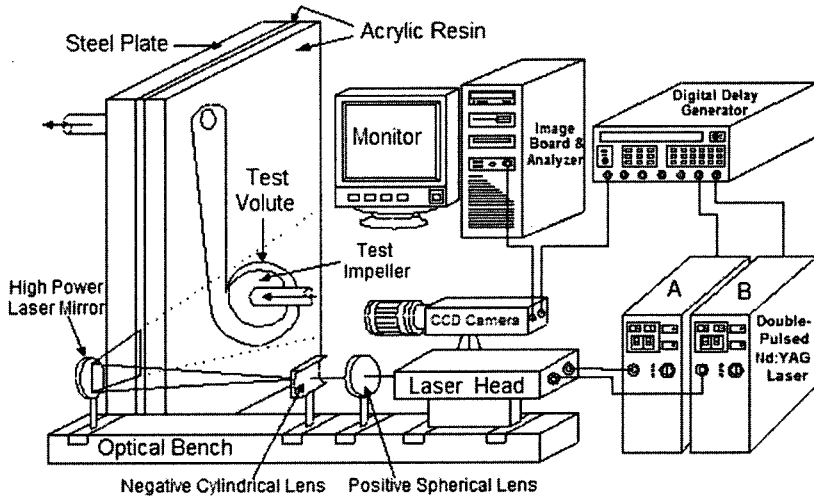


Fig. 5 Test pump and PIV measurement system

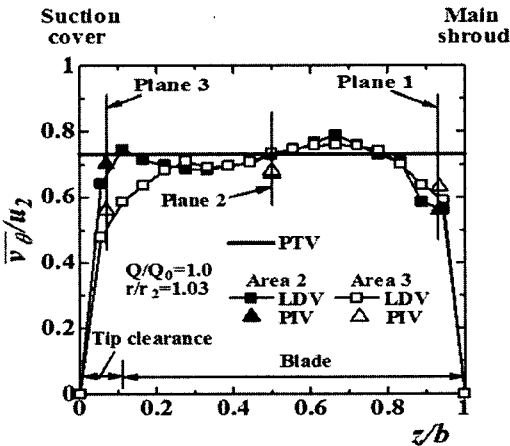


Fig. 6 Comparison of the measured tangential velocity at an outlet of Impeller A

임만을 선별하여 이루어졌다. 위상평균을 실시하면서 첫째로 선별된 화상프레임의 위상각이 균일하게 분포하고, 둘째로 선별된 화상프레임의 표본수가 내부유동장의 특성을 나타내기 위해 충분함을 확인하였다.

추적입자로는 Nylon 12를 사용하였으며, 입자의 밀도가 $1.02 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 이고 평균직경은 약 $30 \mu\text{m}$ 이다. 입자의 크기는 CCD 카메라의 해상도(셀 해상도 : 약 $77 \mu\text{m}$)와 유동장내에서의 입자수 밀도를 모두 고려하여 선정하였다. 각 검사창내에서 입자영상의 변위를 계산하기 위하여 상호상관 PIV 알고리즘⁽¹⁴⁾이 사용되었으며, 검사창의 크기는 16×16 픽셀이고 주위의 검사창과의 오버랩율은 0이다. 속도계측과 관련된 불확실성은

$\pm 0.15 \text{ m/s}$ (95% 포괄도)로 예상되며, 블레이드출구 끝단 속도의 3.5%에 상응한다.

PIV 계측결과와 신뢰성을 검증하기 위하여 LDV 계측결과와 비교하였으며, LDV 계측은 임펠러출구 직후의 임의의 지점 ($r/r_2=1.03$)에서 회전하는 임펠러에 방해받지 않고 계측을 실시하였다. LDV 계측에 의한 시간평균데이터는 벌류트 설단부로부터 접선방향위치 $\theta = 166^\circ$ 와 256° 의 Area 2와 3에서 구하였다. 펌프흡입커버의 내부벽면으로부터 수직방향으로 임펠러 주판까지 이동하면서 LDV 계측을 실시하였으며, 한편 PIV 계측은 Plane 1부터 3의 각 위치에서 실시하였다. Fig. 6은 LDV 및 PIV 계측에 의한 접선속도를 보이고 있으며, Choi 등⁽¹³⁾에 의한 PTV 계측결과도 함께 보이고 있다. PTV 계측의 경우 유동장내 유동을 유로폭방향으로 체적평균한 결과이기 때문에 유로폭방향으로 하나의 값만을 나타내는 평행한 직선으로 나타내었다. PIV에 의한 계측결과는 LDV에 의한 계측결과와 잘 일치함을 알 수 있다. 이어지는 논문의 내용에서 상세히 검토 되겠지만, 펌프흡입커버 내부벽면 근처 ($0 < z/b < 0.2$)의 속도분포는 Area 2와 3에서 상당한 차이를 보이고 있다. 이와 같은 계측위치에 따른 속도분포의 차이는 PIV 및 LDV 계측 모두에서 양호하게 포착하고 있다. Choi 등⁽¹³⁾의 PTV 계측 결과로부터 유로의 폭방향위치에 따른 속도변화는 나타낼 수 없지만 전체적인 평균값으로서 다른 두 계측결과와 잘 일치한다고 할 수 있다. 따라서, 본 연구에 적용된 PIV 계측시스템은 극저비속도 원심펌프의 내부유동계측에 성공적으로 적용할 수 있었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 위상평균 상대속도벡터

Fig. 7-9는 임펠러 A의 Plane 2에서 3가지 유량 $Q/Q_0=1.00, 0.25$ 그리고 1.40 에서 측정한 위상평균 상대속도벡터를 보여주고 있다. 임펠러는 시계방향으로 회전하며, 유체의 상대속도를 구하기 위하여 측정한 절대속도로부터 임펠러의 접선속도를 감산하였다. Fig. 7에서 보이고 있는 유동패턴은 최고효율점 유량임에도 불구하고 역류와 2차유동을 포함하는 아주 복잡한 유동을 보이고 있다. 여기서 역류는 임펠러출구에서 임펠러 내부유로의 내측방향으로 흐르는 유동을 의미하며, 2차유동은 임펠러유로에서 반경방향으로 흐르는 주류에 수직한 방향으로 유로를 가로지르는 유동을 의미한다. 이러한 복잡한 유동패턴은 설계유량의 일반비속도 ($n_s=0.6$) 밀폐형임펠러⁽¹⁵⁾에서 관측되는 흐름인 유로를 따라 균일하게 흐르는 유동과는 뚜렷한 대조를 이루고 있다. Area 1-3에서 관찰할 수 있는 일반적인 특징은 각 블레이드의 부압면을 따라서 출구방향으로 흐르는 강한 관류가 존재하고, 또한, 각 블레이드의 압력면 근처 국소적인 영역에서는 유출유동이 존재한다. 이 두 흐름의 중요성은 3.2장에서 좀 더 자세히 논의될 것이다. Area 1과 3의 속도벡터에서 불연속적인 유동패턴이 나타나는데, 이것은 벌류트 설단부와 블레이드출구 끝단의 영향으로 그림자가 발생하여 일어나는 현상이다. 이러한 그림자가 발생한 영역과 다른 유로의 영역을 구별하기 위하여 두개의 점선으로 표기를 하였다.

Fig. 8은 저유량역 ($Q/Q_0=0.25$)에서의 내부유동을 보이고 있으며, 아주 큰 유로와 및 강한 역류가 임펠러출구의 각 블레이드 압력면 근처에 존재하고 있고, 또한, 유출흐름도 블레이드출구의 아주 좁은 영역에서 블레이드의 양벽면을 따라서 함께 존재하고 있다. Area 1에서 관찰할 수 있는 흥미로운 특징은 임펠러 출구 부근에서 시계방향으로 회전하는 두개의 유로와가 존재하는 것이다. 저유량역에서 발생하는 이와 같은 유로와는 임펠러 출구에서 발생하는 역류의 크기가 증가하는 것과 관련이 있다. 역류의 증가는 임펠러출구에서의 절대접선 속도의 감소로 나타나며, 유로에서 발생하는 유로와는 임펠러출구에서 유체의 미끄럼 (Slip)이 증가함을 보여주는 증거이기도 하다. 그러므로, Fig. 4에서 보이는 바와 같이 임펠러 A의 저유량역의 양정곡선에서 나타나는 성능불안정현상은 임펠러 유로내의 큰 유로와 및 이와 관련된 임펠러출구에서의 역류에 의해서 일어난다고 생각된다. 이와 같은 유로와는 Tsukiya와 Akamatsu⁽¹⁶⁾가 원심펌프내의 방사형 블레이드를 가진 밀폐형임펠러에 대한 가시화

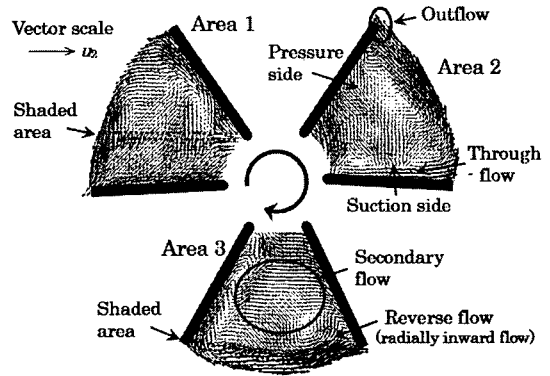


Fig. 7 Relative velocity vectors (Impeller A, Plane 2, $Q/Q_0=1.00$)

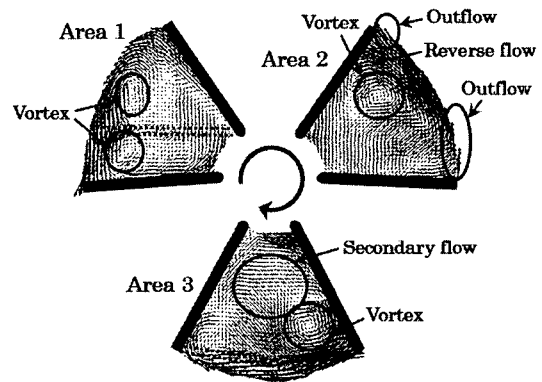


Fig. 8 Relative velocity vectors (Impeller A, Plane 2, $Q/Q_0=0.25$)

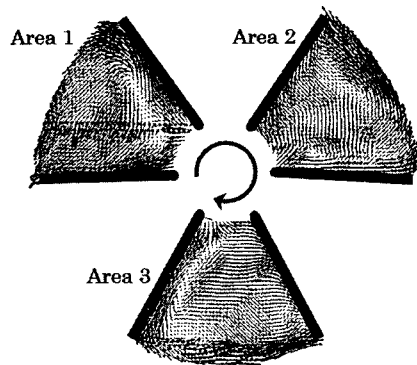


Fig. 9 Relative velocity vectors (Impeller A, Plane 2, $Q/Q_0=1.40$)

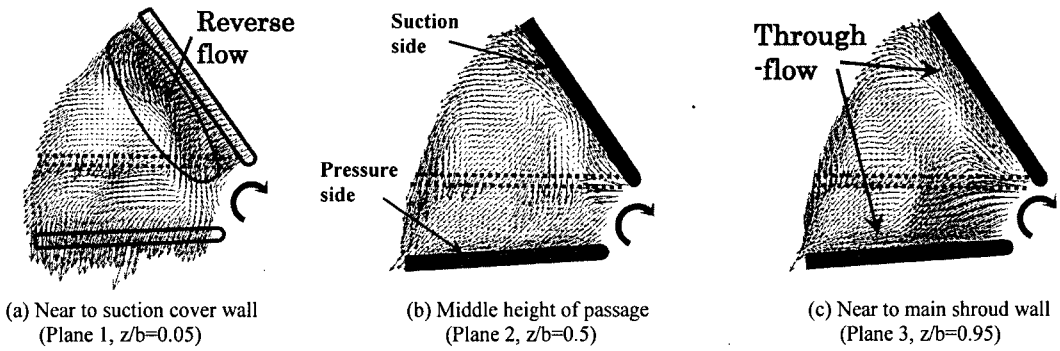


Fig. 10 Relative velocity vectors (Impeller A, $Q/Q_0=1.00$, Area 1)

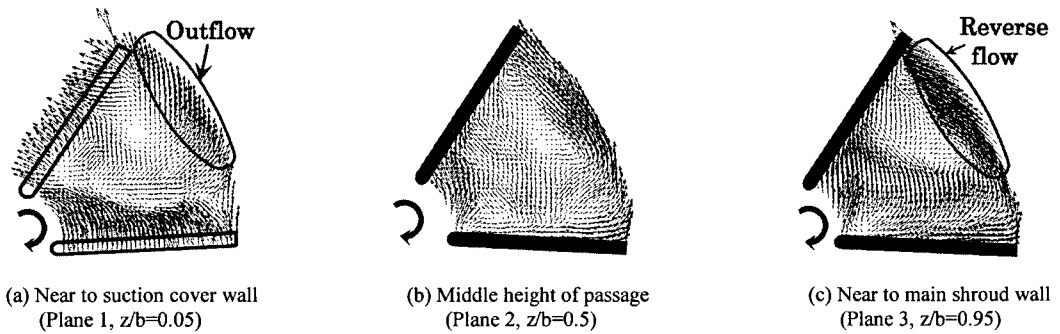


Fig. 11 Relative velocity vectors (Impeller A, $Q/Q_0=1.00$, Area 2)

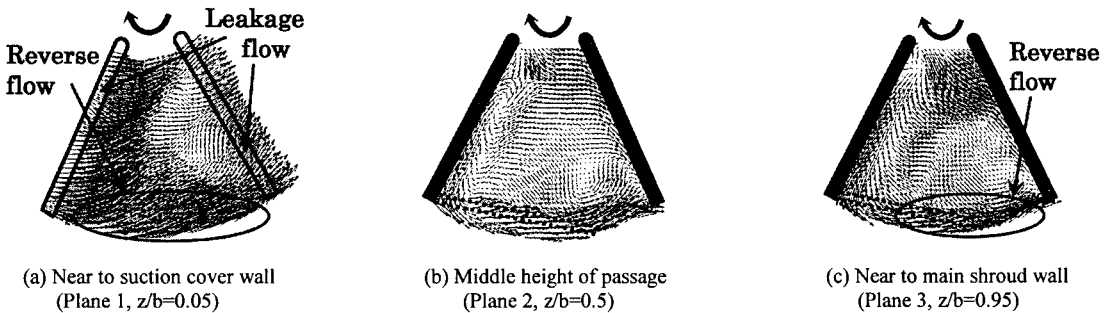


Fig. 12 Relative velocity vectors (Impeller A, $Q/Q_0=1.00$, Area 3)

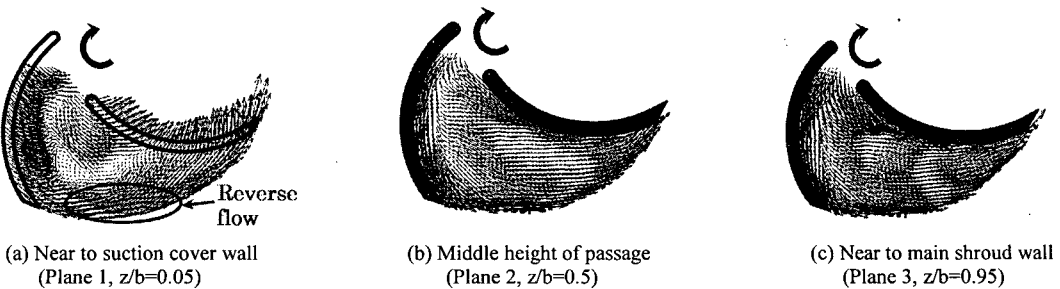


Fig. 13 Relative velocity vectors (Impeller B, $Q/Q_0=1.00$, Area 3)

실험에서 발견한 유로와와 비슷한 경향을 보이고 있다. Fig. 9는 과대유량에서의 상대속도벡터를 보이고 있으며, 방출유량이 최고 효율점유량보다 증가하면, 유로와는 사라지고, 반경방향 속도성분이 증가하여 특히, 블레이드의 부압면 근처에서 유출흐름이 크게 나타난다. 그러나, 2차유동은 여전히 임펠러 유로내에서 존재하며, 이러한 특징은 모든 유량에서 확인되었다.

Fig. 10 - 12는 임펠러 A의 Plane 1 - 3에서 계측된 최고효율점 유량에서의 위상평균 상대속도벡터를 나타내고 있다. 이들 그림에서 주목할 만한 것은 흡입커버와 블레이드 사이의 틈새 (Plane 1)를 통과해서 블레이드 부압면으로 향하는 강한 누설흐름의 존재이다. 누설흐름은 특히 Area 3에서 강하다. 극저비속도 임펠러 유동장내의 이러한 복잡한 유동은 본 연구에 적용된 PIV 계측에 의해 처음으로 밝혀졌다. 임펠러출구의 유동방향 (유출 혹은 유입흐름)은 임펠러의 전체 성능을 결정짓는 중요한 요소이기 때문에 매우 중요하다. 각 계측영역의 Plane 2와 3에서는 블레이드 부압면의 좁은 영역에서 유출흐름 (관류)이 형성되어 있다. 비슷한 유출흐름이 Area 1의 Plane 3에서 블레이드의 압력면을 따라서 흘러나가고 있다. 이와는 반대로 임펠러출구의 원주방향 중앙위치에서의 유동방향은 Area 2와 3의 Plane 3에서 명백히 내부방향 흐름인 역류가 존재하고 있다. 틈새 (Plane 1)에서 보이고 있는 이와 같은 흥미있는 특징은 계측영역에 따라서 유동방향이 변화한다는 것이다. Area 1에서는 약한 유출흐름이 나타나고, Area 2에서는 좀 더 강한 유출흐름이 존재하며, Area 3에서는 강한 유입흐름 즉, 역류가 발생하고 있다. 이와 같은 유동방향의 변화는 종래의 설계법⁽¹⁾에 의해서 제작된 밀폐형임펠러에서 일어나는 유동과는 대조를 이루고 있으며, 종래의 설계법으로 제작된 일반비속도의 밀폐형임펠러의 경우 설계유량에서는 임펠러출구에서 케이싱벽면 근처의 원심력과 구심력의 평형에 의하여 전 원주방향위치에서 유입흐름이 발생한다. 본 연구와는 별도로 수행된 수치계산⁽¹⁷⁾에 의한 결과는 볼류트가 없이 임펠러 자체만 운전할 경우 Plane 1에서 유입흐름이 존재하지만 볼류트를 포함한 계산에서는 원주방향 위치에 따라 유동패턴이 변화함을 확인하였다. 이상의 결과로부터 극저비속도 세미오픈임펠러의 내부유동은 볼류트의 성능에 따라서 영향을 크게 받는 것을 알 수 있으며, Kurokawa 등⁽⁴⁾과 Worster⁽¹⁸⁾의 관련 연구에서도 극저비속도 원심펌프의 성능에 지배적인 영향을 미치는 것은 임펠러의 자체의 성능보다는 볼류트의 성능 특히, 볼류트 설단부의 형상이 매우 큰 영향을 미침을 보이고 있다.

한편, 본 논문에서 지적된 역류의 발생원인은

다음과 같이 설명될 수 있다. 임펠러가 각속도 $\vec{\omega}$ 로 시계방향으로 회전할 때 콜리올리력 $-2\rho\vec{\omega} \times \vec{w}$ 은 각속도 $\vec{\omega}$ 와 상대접선속도 \vec{w} 의 수직방향으로 작용한다. 따라서, 임펠러유로에서 반경방향으로 유출흐름이 존재할 경우 콜리올리력은 부압면에서 압력면 방향으로 작용하게 된다. 한편, 본 연구에 적용된 임펠러 A의 출구 부근에서는 강한 상대접선속도 \vec{w} 가 형성되기 때문에 강한 콜리올리력이 임펠러출구에서 유로내측으로 향하게 되어 임펠러 출구의 블레이드 압력면 부근에서 역류를 일으키게 된다. 또한, 틈새 (Plane 1)를 통과하는 누설흐름은 세미오픈임펠러에서만 발생하는 특징으로서 블레이드의 압력면으로부터 부압면으로 흐름을 발생시키며, 이러한 누설흐름이 임펠러유로내 (Plane 2와 3)의 흐름과 혼합하여 상호작용하는 과정에서 부압면으로부터 압력면으로 흐르는 원주방향 흐름을 강하게 형성시켜서 결과적으로 넓은 범위에 걸쳐서 유로를 가로지르는 흐름 즉, 2차유동영역을 형성시킨다.

Fig. 13은 임펠러 B의 내부유동패턴을 최고 효율점 유량 ($Q/Q_0=1.00$)에서 계측한 결과를 보이고 있다. Plane 2와 3에서는 유입된 대부분의 유체가 유로를 따라서 출구방향으로 나아가며, 블레이드의 형상에 따라서 균일하게 흘러나가는 유동패턴을 보이고 있다. 결과적으로, 임펠러출구에서의 유동방향은 그림에서 표기된 좁은 영역에서의 약한 역류를 제외하고는 거의 유출 흐름을 보이고 있다. Plane 1에서의 유동패턴은 누설흐름의 영향으로 복잡하지만, 유로의 전체적인 유동패턴은 임펠러 A의 유동패턴과 비교했을 때 확실히 덜 복잡함을 알 수 있다.

임펠러 A의 독특한 내부유동패턴에 대한 이해를 돕기 위해서 최고효율점 유량에서의 전형적인 유동패턴을 Fig. 14에서 보이고 있다. 극저비속도 세미오픈임펠러 A의 내부유동패턴은 Fig. 14(a)에 보이는 틈새에서의 누설흐름이 큰 영향을 미친다. 누설흐름은 블레이드간 내부 유로에서의 복잡한 2차유동과 임펠러출구에서의 역류를 발생시킨다. 여기에 더하여, 블레이드 부압면을 따라서 강한 관류 (through-flow)가 흘러나간다. 이와 같은 특징들은 일반적인 출구각을 가진 임펠러 B ($\beta_2=30^\circ$)에서의 유동패턴과는 대조적이며, Fig. 13에서 보이는 바와 같이 임펠러 B에서는 틈새에서 발생하는 약한 역류를 제외하고는 유동패턴이 비교적 균일한 흐름을 나타내고 있다. 뒤에서 설명될겠지만, 임펠러 A의 부압면을 따라 흐르는 관류는 임펠러의 실양정에 상당한 공헌을 함을 확인하였다. 이러한 발견은 극저비속도 임펠러의 설계시 성능개선을 위해서 유용하게 적용될 수 있을 것이다.

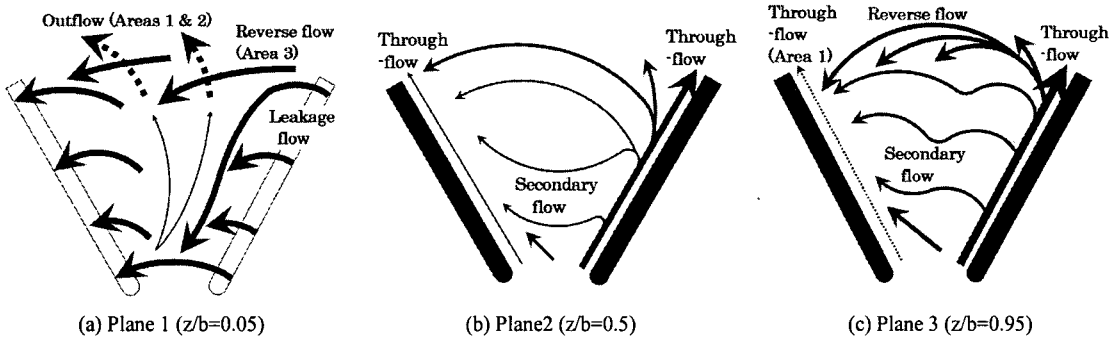


Fig. 14 Schematic view of typical internal flow structure (relative velocity) of semi-open impeller in very low specific speed centrifugal pump (Impeller A, $Q/Q_0=1.00$)

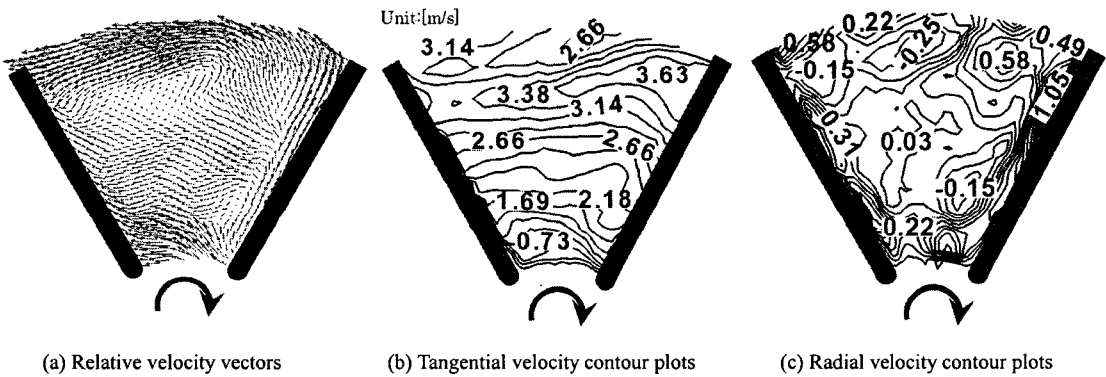


Fig. 15 Reference velocity vectors (a) and contour plots of phase averaged absolute tangential (b) and radial (c) velocity components (Impeller A, Plane 2, Area2, $Q/Q_0=1.00$)

3.2 속도분포 및 펌프양정

임펠러 A 의 내부유동패턴이 임펠러 B 보다 도 훨씬 복잡함에도 불구하고 Fig. 4 에 나타나 는 바와 같이 임펠러 A 의 실양정이 높게 나고 있다. 이처럼 임펠러 A 에서 상대적으로 높은 양정을 나타내는 원인을 검토하기 위해서 실시된 Choi 등⁽¹³⁾의 연구결과에 의하면 임펠러출구에서 의 절대접선속도는 임펠러 B 보다 A 에서 훨씬 더 높게 나타남을 확인하였다. 또한, 그와 같은 차이가 발생하는 원인은 임펠러내의 독특한 내부유동패턴에 영향에 의한 것임을 본 연구에 의한 계측결과로부터 확신할 수 있었으며, 좀 더 정량적인 검토를 위하여 Fig. 15 에 보이는 바와 같이 임펠러 A 의 계측영역 Area 2 의 Plane 2 에서 상대속도벡터와 함께 그것에 대응하는 위 상평균 절대속도 등속선도를 구하였다. Fig. 15(b)와 (c)의 등속선도에서 알 수 있듯이 블레이드의 부압면과 압력면 근처에서 상대적으로 높은 속도를 보이고 있으며, 유로 중앙에서 낮은 속도를 나타내고 있다. 이러한 결과는 Fig. 15(a)의 상대속

도벡터에서 유출흐름이 존재하는 블레이드의 부 압면과 압력면 근처에서 높은 속도가 존재하며, 특히 블레이드의 부압면을 따라서 출구방향으로 흐르는 관류영역에서는 가장 높은 절대접선속도 및 절대반경속도를 보이고 있다. 따라서, 이러한 유로내의 유동패턴으로부터 펌프의 양정을 예측 하기 위해서는 임펠러출구에서의 이론양정을 살펴볼 필요가 있으며, 펌프의 이론양정은 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\psi_{th} = \frac{2v_{\theta 2}}{u_2} \tag{1}$$

여기서 u_2 는 임펠러출구에서의 접선방향 임펠러 속도이고, $v_{\theta 2}$ 는 임펠러출구의 원주방향 각 위치 에서 작동유체의 유량평균 접선속도이며 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

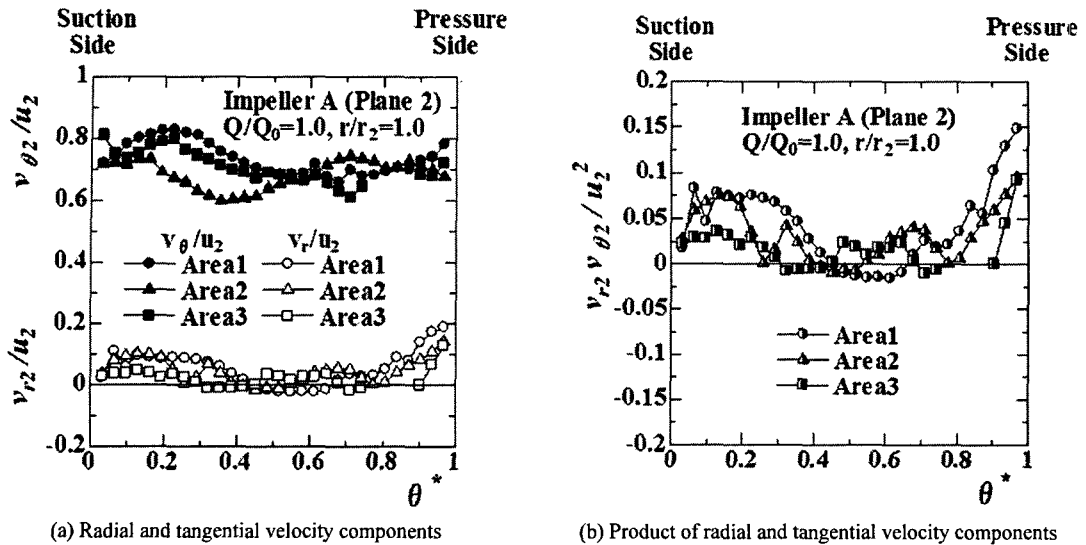


Fig. 16 Phase-averaged absolute velocity components at impeller outlet (Impeller A)

$$\overline{v_{\theta 2}} = \frac{\int_0^{2\pi} \left\{ \int_0^b \overline{v_{r2}}(z, \theta) \overline{v_{\theta 2}}(z, \theta) dz \right\} r_2 d\theta}{\int_0^{2\pi} \left\{ \int_0^b \overline{v_{r2}}(z, \theta) dz \right\} r_2 d\theta} \quad (2)$$

여기서 분모는 체적유량에 해당하고, $\overline{v_{r2}}$ 와 $\overline{v_{\theta 2}}$ 는 임펠러출구의 임의의 위치에서 계측된 시간평균 반경속도성분 및 접선속도 성분을 의미한다. 임펠러 A 의 양정에 영향을 미치는 접선방향 및 반경방향 각 속도성분을 검토하기 위하여 Fig. 16(a)에 보이고 있는 바와 같이 원주방향 각 위치에서의 위상평균 절대속도를 구하여 나타내었다. 여기서 $\theta^* = (\theta_s - \theta) / (\pi/3)$ 는 블레이드 부압면과 압력면 사이의 유로에서 무차원 접선방향 위치를 나타낸다. 속도는 u_2 에 의해 무차원화된 반경방향 및 접선방향 성분이고, 최고효율 점유량에서 Area 1-3의 Plane 2에서 계측되었다. 또한, Fig. 16(b)에서는 각 속도성분의 곱 ($v_{r2}v_{\theta 2}$)을 보이고 있다. 반경방향 속도성분 v_{r2} 의 특징으로서는 첫째 블레이드 압력면에서 최고치를 나타내고, 둘째 부압면에서는 상대적으로 넓은 영역에 걸쳐서 유출흐름이 형성되며, 셋째로는 블레이드 유로의 중앙부에서는 임펠러유로내에서 발생하는 강한 2차흐름의 영향에 의하여 0에 가까운 속도를 보이고 있다. 반면에, 접선방향 속도성분 $v_{\theta 2}$ 에서는 첫째 Area 1-3의 각 계측영역에 따라서 속도변화가 크고, 둘째 Area 1, 2 그리고 3에서 2차흐름의 영향에 의한 최저 접선속도는 각각 $\theta^*=0.67, 0.35$ 그리고 0.70 에서 존재하며, 셋째로는 부압면 과 압력면 근처에서

상대적으로 높은 속도를 나타내는 특징을 보이고 있다. 이러한 특징들에 의하여 두 속도성분의 곱 ($v_{r2}v_{\theta 2}$)은 유로중앙에서 낮은 값을 나타냄에도 불구하고, 압력면 근처에서 가장 높은 값을 나타내고, 부압면 근처의 비교적 넓은 영역에서 높은 값을 보이고 있다. 따라서, 식 (2)에 의하여 전체적으로 임펠러출구에서 유체의 접선속도가 상승하여 이론양정이 증가하며, 펌프의 양정 또한 증가하게 된다. 이와 같은 결과로부터 임펠러 A에서 나타나는 상대적으로 높은 양정은 블레이드의 압력면과 부압면 근처의 유동패턴에 의해서 얻어지고 있음을 알 수 있다.

4. 결론

입자영상유속계(PIV) 계측기술을 극저비속도 원심펌프에 성공적으로 적용하여 세미오픈임펠러 내부의 복잡한 유동패턴을 상세하게 파악하였다. 방사형블레이드를 채용한 임펠러 A와 일반적인 후향블레이드를 채용한 임펠러 B를 이용하여 출구각이 다른 두 종류의 임펠러에 의한 내부유동 특성을 검토하였다. 펌프의 성능은 임펠러 A와 B가 거의 같은 최고효율을 나타냄에도 불구하고 임펠러 A의 양정이 임펠러 B의 양정보다 높게 나타난다. PIV 계측에 의해서 방사형블레이드를 채용한 임펠러 A의 내부유동은 2차유동과 역류를 포함하는 상당히 복잡한 유동패턴을 나타내고, 일반적인 후향블레이드를 가지는 임펠러 B에서는 비교적 균일한 흐름이 존재함을 확인하였다. 펌프 흡입커버와 세미오픈 임펠러 사이의 틈새를

통과하는 누설흐름은 임펠러의 내부유동에 지배적인 영향을 미치며, 특히, 유로의 부압면에서 압력면으로 향하는 접선방향의 2차 유동을 발생시켜서 유동패턴이 아주 복잡하게 된다. 방사형 블레이드를 가진 임펠러 A의 각 유로에서는 블레이드의 부압면을 따라서 강한 유출방향 관류가 존재하고, 임펠러출구의 압력면에서도 유출흐름이 존재한다. 방사형 블레이드를 가진 임펠러 A의 양정이 높은 이유는 블레이드 압력면을 따라서 좁게 흐르는 강한 유출흐름과 부압면을 따라서 흐르는 강한 관류가 양정의 상승에 크게 기여하기 때문이다.

후 기

이 논문은 한국해양대학교 BK 사업단의 지원을 받았음.

참고문헌

- (1) Stepanoff, A., 1957, "Centrifugal and Axial Flow Pumps," 2nd ed., *John Wiley and Sons*, pp. 69~89.
- (2) Rodgers, C., 1990, "Experiments with a Low-Specific-Speed Partial Emission Centrifugal Compressor," *Trans. ASME J. of Turbomach.*, Vol. 112, pp. 30~37.
- (3) Abramian, M. and Howard, J. H. G., 1994, "Experimental Investigation of the Steady and Unsteady Relative Flow in a Model Centrifugal Impeller Passage," *Trans. ASME J. of Turbomach.*, Vol. 116, pp. 269~279.
- (4) Kurokawa, J., Matsumoto, K., Matsui, J. and Kitahara, T., 1998, "Performances of Centrifugal Pumps of Very Low Specific Speed," *Proc. 19th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*, Singapore, Vol. 2, pp. 833~842.
- (5) Kurokawa, J., Matsumoto, K., Matsui, J. and Imamura, H., 2000, "Development of High Efficiency Volute Pump of Very Low Specific Speed," *Proc. 6th Asian International Conference on Fluid Machinery*, Johor, Malaysia, pp. 250~255.
- (6) Kurokawa, J., Matsumoto, K., Matsui, J. and Imamura, H., 2000, "Performance Improvement and Peculiar Behavior of Disk Friction and Leakage in Very Low Specific-Speed Pumps," *Proc. 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*, Charlotte, USA, CD-ROM PD-02.
- (7) Paone, N., Riethmuller, M. L. and Van den Braembussch, R. A., 1989, "Experimental Investigation of the Flow in the Vaneless Diffuser of a Centrifugal Pump by Particle Image Displacement Velocimetry," *Experiments in Fluids*, Vol. 7, pp. 371~378.
- (8) Dong, R., Chu, S. and Katz, J., 1992, "Quantitative Visualization of the Flow within the Volute of a Centrifugal Pump (Part A: Technique)," *Trans. ASME J. of Fluids Eng.*, Vol. 114, pp. 390~395.
- (9) Dong, R., Chu, S. and Katz, J., 1992, "Quantitative Visualization of the Flow within the Volute of a Centrifugal Pump (Part B: Results and Analysis)," *Trans. ASME J. of Fluids Eng.*, Vol. 114, pp. 396~403.
- (10) Akin, O. and Rockwell, D., 1994, "Flow Structure in a Radial Flow Pumping System Using High-Image-Density Particle Image Velocimetry," *Trans. ASME J. of Fluids Eng.*, Vol. 116, pp. 538~544.
- (11) Eisele, K., Zhang, Z. and Casey, M. V., 1997, "Flow Analysis in a Pump Diffuser (Part 1 : LDA and PTV Measurements of the Unsteady Flow)," *Trans. ASME J. of Fluids Eng.*, Vol. 119, pp. 968~977.
- (12) Aramaki, S. and Hayami, H., 1999, "Unsteady Flow Measurement in a Rotating Impeller Using PIV," *Proc. 3rd Int. Workshop on Particle Image Velocimetry*, Santa Barbara, USA, Paper No. PIV108.
- (13) Choi, Y.-D., Kurokawa, J., Matsui, J. and Imamura, H., 2002, "An Experimental Study on the Internal Flow Characteristics of a Very Low Specific Speed Centrifugal Pump," *Proc. 5th JSME-KSME Fluids Engineering Conference*, Nagoya, Japan, CD-ROM OS16-3.
- (14) Raffel, M., Willert, C. and Kompenhans, J., 1998, "Particle Image Velocimetry - A Practical Guide," *Springer-Verlag*, pp. 105~146.
- (15) Murakami, M., Kikuyama, K. and Asakura, E., 1980, "Velocity and Pressure Distributions in the Impeller Passages of Centrifugal Pumps," *Trans. ASME J. of Fluids Eng.*, Vol. 102, pp. 420~426.
- (16) Tsukiya, T. and Akamatsu, T., 1997, "Fluid Dynamic Design of Kyoto-NTN Magnetically Suspended Centrifugal Blood Pump," *ASME FEDSM97-3425*, pp. 1~6.
- (17) Choi, Y.-D., Kurokawa, J., Matsui, J. and Imamura, H., 2002, "Internal Flow Characteristics of a Centrifugal Pump with Very Low Specific Speed," *Proc. 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Lausanne, Switzerland, Vol. 1, pp. 317~323.
- (18) Worster, R. C., 1963, "The Flow in Volutes and Its Effects on Centrifugal Pump Performance," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, Vol. 177, No. 31, pp. 843~875.