

〈논 문〉

밀폐형 원심회전자의 내부유동장에 관한 실험적 연구
— 무충돌 유입 조건에서 —

김성원* · 조강래**

(1995년 7월 27일 접수)

Experimental Study on Flows within a Shrouded Centrifugal Impeller Passage
— at the Shockless Condition —

Seong-Won Kim and Kang-Rae Cho

Key Words : Shrouded Centrifugal Impeller(밀폐형 원심회전자), Radial Vane(반경형 것), Secondary Flow(2차유동), Wake-Jet(후류-제트), Single Slanted Hot-Wire (단 일경사열선), Kiel Probe(총압관)

Abstract

Flow patterns were measured in a shrouded centrifugal impeller. The flow rate in measurements was fixed at the value corresponding to a nearly zero incidence at the blade inlet. By using a single slanted hot-wire probe and a Kiel probe mounted on the impeller hub disk, the 3-D relative velocities and the rotary stagnation pressures were measured in seven circumferential planes from the inlet to the outlet of impeller rotating at 700 rpm, and the static pressure distribution along flow passage and the slip factor at impeller outlet were calculated from the measured values. From these measured data, the primary and secondary flows, the wake production and the static pressure rise in the impeller passage were investigated. Furthermore, the secondary flow patterns and the wake's location in this impeller passage were compared with those of the unshrouded impeller.

— 기호설명 —

b : 것의 높이	P* : 무차원 회전총압, 식 (1)
S _h : 것의 반경방향 길이	ρ : 공기밀도
C : 절대속도	Q : 유량
U : 회전자의 주속도	φ : 유량계수, $\varphi = Q / (2\pi r_2 b_2 U_2)$
p : 정압	r : 반경
\hat{W} : 상대속도	ψ : 정압계수, 식 (2)
p^* : 회전총압, $p^* = p + (1/2) \rho W^2 - (1/2) \rho r^2 \omega^2$	S : 전연으로부터 반경방향거리
x : 미끄럼계수, 식 (3)	ω : 회전자의 회전각속도 하침자

*회원, 중소기업진흥공단 기계지도실

**회원, 연세대학교 기계공학과

ps : 압력면측

ss : 부압면측

- s : 2차유동 성분
 1 : 회전차 입구의 기준점
 2 : 회전차 출구

I. 서 론

원심형 회전차내부의 유동은 유로의 중심을 따르는 주유동(primary flow)과 유로의 자오면 곡률과 코리올리 힘(Coriolis force)의 영향을 받는 여러 가지 형태의 2차유동(secondary flow)을 수반한 3차원 유동으로 되어 있다. 경계층 내부의 저에너지 유체는 2차유동에 의해 일정지역으로 이송되고, 축 적되어 후류(wake)라고 불리우는 유동손실영역을 형성하며, 이러한 후류는 회전차의 성능 및 단효율에 악영향을 미친다. 그러나 현시점에서는 수치계산을 통해 이들에 대한 정확한 예측은 어렵다. 그러므로 2차유동과 후류의 생성구조 등을 비롯한 회전차내 유동형태를 실험에 의해 규명하는 것은 원심형 터보기계의 성능향상을 위해 필요하며, 또한 각종 수치해석결과를 검증하는데 필요하다.

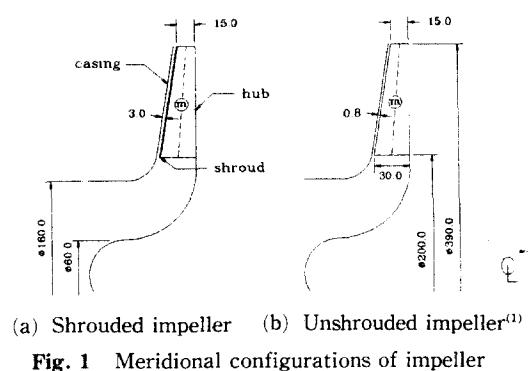
원심회전차에 관련된 유동측정연구는 많은 연구자들에 의해 이루어져 왔다. 그러나 회전차 유로내부의 유동을 측정한 사례^(1~5)는 혼하지 않다. 본 연구자들에 의한 연구^(1,2)에서는 개방형 원심회전차를 대상으로 설계유량 및 그보다 적은 유량과 많은 유량에서의 2차유동, 후류-제트유동 및 누설유동 등의 생성과 변화에 대해 연구된 바 있으며, 그 결과 유량에 따른 2차유동의 변화 및 후류의 위치·크기의 차이가 합리적으로 설명될 수 있었다. 그러나 이 결과는 슈라우드가 부착되어 있지 않은 개방형 회전차에 대한 것으로서, 익말단틈새를 통한 누설유동 및 정지되어 있는 케이싱면과의 마찰 등이 존재하지 않는 슈라우드 부착의 밀폐형 회전차에서의 결과와는 차이가 있을 것이다. Johnson 등⁽³⁾은 축방향으로 인ду서가 부착된 밀폐형 회전차내에서의 유동형태를 연구하였고, Miyamoto 등⁽⁴⁾은 개방형과 밀폐형 회전차의 내부유동장을 비교한 바 있다. 그러나 이들의 결과^(3,4)들은 측정점의 개수가 적을뿐 아니라 벽면 가까이에서는 실제 측정이 이루어지지 않았으므로 유동장의 상세한 파악이나 점성을 고려한 유동해석결과의 검증에 이용되기에에는 미흡하다. 한편 인ду서가 없는 반경방향의 2차원적인 것만을 갖는 밀폐형 회전차내에서의 유동장은

원심형의 가장 기본이 되는 것이므로 이에 대한 상세한 실험 데이터가 요구되고 있다.

본 연구에서는 문헌(1)과 동일한 형상에 슈라우드가 부착된 밀폐형 원심회전차를 대상으로 유로내부의 유동형태에 대해 연구하여, 슈라우드의 유무와 인ду서의 유무가 2차유동과 후류의 생성과정 등에 미치는 영향을 각각 문헌(1) 및 (3)의 결과와 비교하여 규명한다. 아울러 익면정압과 유로내 정압분포 및 미끄럼계수 등을 산출하여, 이들을 문헌(1)의 개방형에서의 실험결과 및 비접성 계산결과와도 비교·검토한다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치는 문헌(1)에 기술된 바와 같으며, 실험유량은 회전차깃 전연에서 평균유동의 입사각(incidence angle)이 0° 가 되는 무충돌 유입(이를 여기서는 설계상태라고 말하며 유량계수는 $\varphi = 0.46$) 유량으로 유지되도록 하였다. Fig. 1에는 문헌(1)에서 제시된 개방형 회전차와 함께 익말단면에 아크릴박판의 슈라우드를 부착한 밀폐형 회전차의 자오면 형상을 도시하였다. 실험방법도 문헌(1)에서 기술된 바와 같이 45° 단일경사열선과 총압관 및 앰프내장형 압력변환기를 이용하여 회전차 유로내의 7개 측정면(Fig. 2 참조)에서 3차원유속과 회전총압 p^* 를 측정하였다. 여기서 열선센서를 이용한 유속측정의 계측정도는 유속 8m/s 의 경우, 유속의 크기에 대해서 $\pm 3.0\%$, 유동방향각에 대해서는 $\pm 2^\circ$ 정도이며, 총압관을 이용한 압력계측정도는 8m/s 의 경우, $\pm 40^\circ$ 의 요각과 $+33^\circ \sim -28^\circ$ 의 피치각 범위내에서 $\pm 4.0\%$ 정도임이 확인되었다.



3. 결과 및 고찰

3.1 회전차 유로내 3차원 유속, 회전총압, 정압 계수 및 미끄럼계수

Fig. 3~Fig. 12의 그림(a)들은 Fig. 2에 제시한 I~VII번의 7개 측정면(이후 준직교면이라 함)에서 나타나는 주유동속도의 등속도선 분포와 2차유동의 속도벡터를 준직교면별로 나타낸다. 주유동은 깃의 캠버선(camber line)을 따르는 상대속도 성분을 의미하고, 2차유동은 주유동과 직교하는 속도성분을 의미한다. 여기서의 그림들은 반경위치에 관계 없이 7개 준직교면들의 가로길이는 일정하게 유지하고, 세로길이는 실제의 가로·세로비율과 같아지도록 축소하였다.

Fig. 3~Fig. 12의 그림(b)들에는 7개의 준직교면에서 나타나는 유로곡률효과에 의한 2차유동(A로 표시), 유로회전효과에 의한 2차유동(B로 표시) 및 누설유동(C로 표시) 등을 쉽게 확인할 수 있도록 주유동속도 성분을 삭제하고 2차유동 속도 벡터 W_s 만을 표시하였다.

Fig. 3~Fig. 12의 그림(c)들은 7개의 준직교면에서의 유동손실 정도를 나타내는 무차원 회전총압 P^* 의 분포이다. P^* 는 식(1)로 정의된다.

$$P^* = \frac{p^* - p_{\min}^*}{p_{\max}^* - p_{\min}^*} \quad (1)$$

여기서, p_{\max}^* 은 대상유동 영역내에서 회전총압의 최대치로서 손실을 평가하는 기준점에서의 총압이며, 본 연구에서는 입구덕트의 균일유동장에서의

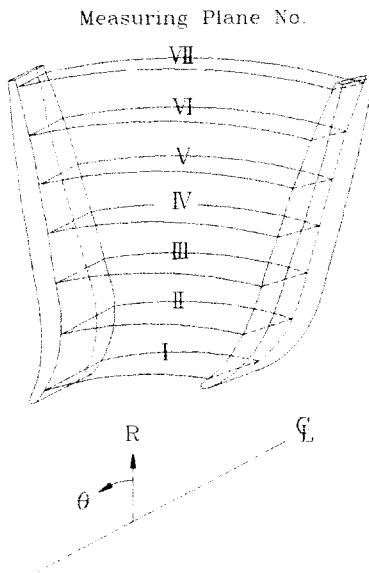


Fig. 2 Measuring planes within impeller passage

평균총압으로 택하였다. p_{\min}^* 은 측정영역내에서의 최저 회전총압(최대손실발생)이다. 따라서 손실이 없는 곳에서 P^* 은 1이 된다.

Fig. 13에는 깃의 중간높이(Fig. 1의 ⑩)에서 압력면과 부압면상의 각각의 익면정압 p_{ps} 와 p_{ss} 를 식(2)에 따라 무차원화된 정압계수 Ψ_{ps} 와 Ψ_{ss} 및 양익면 사이의 정압계수의 차이, 즉 익면 무차원 압력차 $\Delta\Psi = \Psi_{ps} - \Psi_{ss}$ 의 분포가 비접성 준3차원 계산결과와 함께 제시되어 있다. 실험에 의한 p_{ps} 와 p_{ss} 값은 각 측정점에서 측정된 회전총압 p^* 과 상태 속도 W 로부터 산출된 정압분포로부터 선형보간하

Table 1 Comparison of mass averaged slip factor

	Slip factor κ	Definition or formulas for radial vane ($\beta_2=90^\circ$)
Exp. (shrouded)	0.82	
Exp. (unshrouded) ⁽¹⁾	0.83	$1 - \frac{W_u}{U_2}$
Quasi-3D cal.	0.82	
Wiesner	0.83	$1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}}$
Stanitz	0.84	$1 - \frac{0.63\pi/z}{1 - (C_{2r}/U_2)\cot \beta_2}$
Stodola	0.75	$1 - \frac{1}{2}\sin\left(\frac{2\pi}{z}\right)$

여 구하였다.

Fig. 14에는 각 준직교면상의 정압 p 를 유량평균한 후, 식 (2)에 따라 무차원화된 정압계수가 자오면 통로에 따라 제시되어 있으며, 비점성 준3차원 계산결과와 비교되어 있다.

$$\Psi = \frac{p - p_1}{(1/2) \rho U_2^2} \quad (2)$$

여기서, p_1 은 회전차 아이(eye)로부터 상류 쪽으로 $0.66d$ (d : 입구덕트직경, 160mm)의 지점에서 측정된 정압이다.

Table 1에는 회전차 출구인 VII번 준직교면에서 측정된 유량평균 미끄럼계수 x 가 개방형에서의 결과⁽¹⁾와 몇가지 경험식 및 준3차원 계산결과와 비교되어 있다. 여기서 반경형 것에 대한 미끄럼계수 x 는 다음 식 (3)과 같이 정의된다.

$$x = 1 - \frac{W_u}{U_2} \quad (3)$$

여기서 W_u 는 상대속도의 원주방향성분, U_2 는 회전차 출구에서의 원주속도이다.

3.2 준직교면별 유동형태

본 절에서는 밀폐형 회전차내의 유동장을 상세히 파악하고, 아울러 밀폐형과 개방형 회전차의 내부 유동형태를 비교한다. 이를 위해 본 실험결과와 문현 (1)의 개방형 회전차의 결과 중 회전차 입구(준직교면 I), 유로중간(준직교면 IV) 및 출구영역(준직교면 VII)의 3개면의 결과들을 함께 제시하였다.

3.2.1 Plane I

Fig. 3의 (a)~(c)는 각각 회전차 입구 직후($S_h = 0.03$)인 I 번 준직교면에서의 상대속도분포, 2차유동 속도벡터, 무차원 회전총압분포를 나타낸다. 또한 Fig. 4의 (a)~(c)는 문현 (1)의 개방형 회전차 I 번 준직교면에서의 결과들이다.

Fig. 3(c)의 밀폐형의 무차원 회전총압분포에서는 자오면상의 급격한 유로방향변화로 인한 슈라우드면의 손실영역($P^* < 0.9$ 의 영역)이 개방형(Fig. 4(c) 참조)에서와 비슷하게 분포하고 있지만 손실영역의 범위는 다소 작게 형성된다. 이는 회전차 전연의 상류에서 유로의 자오면 곡률로 인한 케이싱면에서의 손실영역 두께는 슈라우드 유무에 관계없이 거의 일정하게 형성되어 있을 것이나 밀폐형

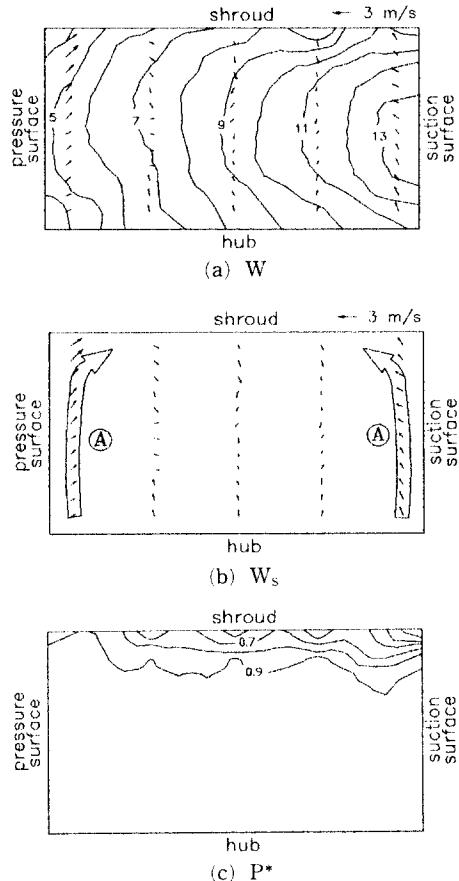


Fig. 3 Flow on plane I for shrouded impeller

회전 차의 경우 익말단부에 두께 1mm의 슈라우드가 설치되어 있을뿐 아니라 회전차 입구직전의 통로 높이가 개방형 회전차에 비해 크게 되어 있는 등의 차이 (Fig. 1 참조)로 인해 비롯된 결과로 여겨진다. Fig. 3(a)의 주유동속도 분포에서는 개방형에서와 마찬가지로 손실영역만을 제외하고는 슈라우드에서 하브 쪽으로, 또한 부암면에서 압력면 쪽으로 향해 비교적 균일한 구배를 보인다.

Fig. 3(b)의 밀폐형의 2차유동 속도벡터에서는 유로의 자오면곡률효과에 의한 2차유동 (A)가 개방형 (Fig. 4(b) 참조)에서와 같이 미약하게나마 양익면을 따라서 슈라우드 쪽으로 향하고 있는 것이 확인되며, 또한 깃의 두께로 인한 배제효과로 양익면에서 모두 유로중심부 쪽으로 향하는 속도성분도 함께 나타나고 있다. 그러나 개방형 회전차의 양익면과 케이싱면으로 형성되는 구석에서 보이는 누설유동 (C)와 같은 유동은 물론 나타나지 않는다.

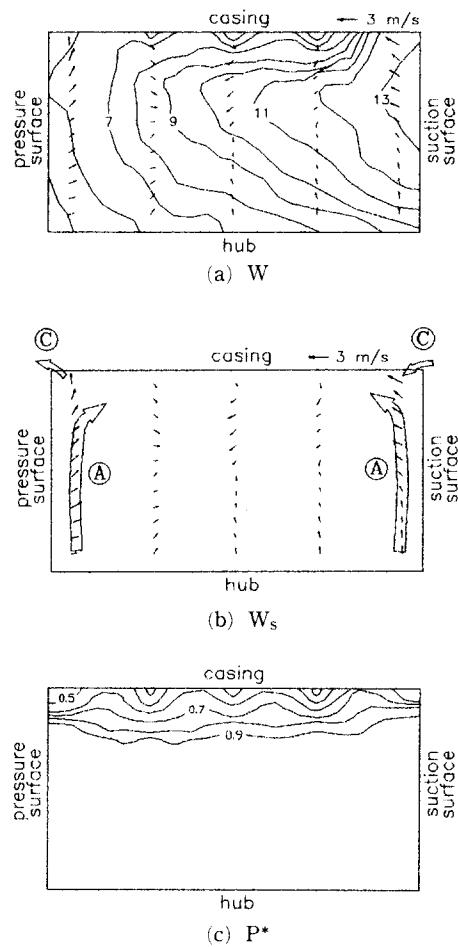


Fig. 4 Flow on plane I for unshrouded impeller⁽¹⁾

3.2.2 Plane II

Fig. 5의 (a)~(c)는 $S/S_h=0.19$ 인 II 번 준직교면에서의 측정결과들이다. Fig. 5(a)에서는 양익면 간 주유동 속도차가 I 번 준직교면에서보다 증대하고, 익면 무차원 압력차 $\Delta\Psi^*(\Psi_{ps} - \Psi_{ss})$ 가 다른 준직교면에서의 값보다 크게 나타나고 있는데, 이는 비접성 계산결과와도 부합된다(Fig. 13 참조).

Fig. 5(b)에서는 유로회전효과에 의한 2차유동 (B)가 슈라우드를 따라 부압면 쪽으로 향하다 부압면을 따라 돌아서는 흐름을 보이고 있다. 그 결과 부압면측에서는 유로회전효과에 의한 2차유동 (B)와 유로곡률효과에 의한 2차유동 (A)가 동시에 나타나고 있다. 그런데 2차유동 (B)는 개방형의 경우에 비해 다소 약하게 형성되고 있다. 이는 I번 준직교면에서 설명된 바와 같이 슈라우드측 손

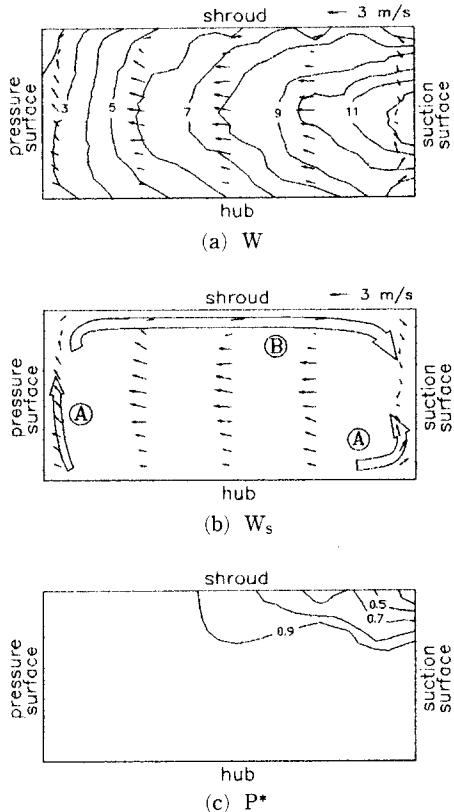


Fig. 5 Flow on plane II for shrouded impeller

실영역이 개방형에서보다 작게 나타남으로써 유로 중심부와 쉬라우드 사이의 상대속도차, 즉 깃높이 방향의 코리올리 힘의 차가 작아졌기 때문인 것으로 생각된다. 한편 경계층두께가 슈라우드면에 비해 상대적으로 작은 허브면에서는 2차유동 (B)가 거의 형성되지 않고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5(c)의 무차원 회전총압분포에서는 슈라우드측 손실영역(후류)이 부압면 쪽으로 크게 치우쳐 있다. 특히 손실영역의 중심부($P^* < 0.4$ 의 영역)가 완전히 슈라우드와 부압면과의 구석으로 이동하였다. 이는 개방형에서와는 달리 2차유동 (B)와 반대방향으로 작용하는 누설유동이 없음으로 인해, 2차유동 (B)에 의한 손실영역의 이송이 방해받지 않은 때문으로 해석된다.

3.2.3 Plane III

Fig. 6의 (a)~(c)는 $S/S_h=0.35$ 인 III 번 준직교면에서의 측정결과들이다. Fig. 6(c)의 부압면측에서는 후류영역이 크게 확대되었는데, 이는 부압면

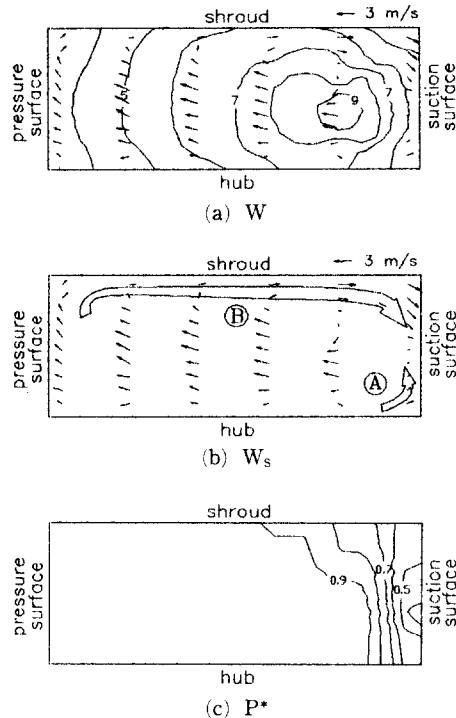


Fig. 6 Flow on plane III for shrouded impeller

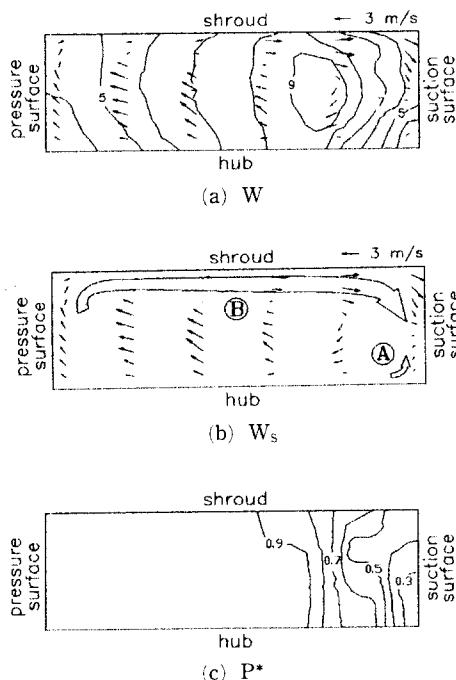


Fig. 7 Flow on plane IV for shrouded impeller

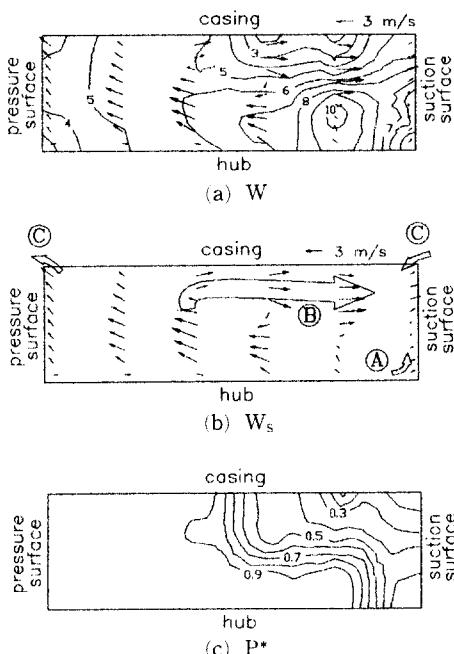
측 경계층의 성장과 2차유동 (B)에 의한 쇠라우드 측 손실영역의 이동 때문으로 여겨진다. 이와 같은 손실영역의 이동에 따라 후류중심부는 쇠라우드와 부암면과의 구석을 지나 부암면 중앙부까지 이르게 된다. 이러한 양상은 개방형의 경우에 후류중심부가 2차유동 (B)와 누설유동 (C)의 상충작용에 의해 부암면까지 제대로 이송되지 못하고 케이싱면에 위치하고 있었던 것과는 차이가 있다.

Fig. 6(a)에서는 위에서 설명한 부암면측에서의 후류화대로 인해 주유동속도의 최대영역(제트유동)이 부암면에서 약간 밀려난 위치에 형성되고 있다.

Fig. 6(b)에서는 쇠라우드면을 지나 부암면으로 돌아서는 유로회전효과에 의한 2차유동 (B)가 다소 강화된 반면, 양익면을 따라서 쇠라우드 쪽으로 향하는 유로곡률효과에 의한 2차유동 (A)는 약해지고 있음을 알 수 있다. 이와 같이 유동이 회전차 내부 유로를 따라 계속진행하면서, 2차유동의 형성에는 유로회전에 의한 코리올리효과가 유로곡률에 의한 원심력효과에 비해 상대적으로 강하게 영향을 미치는 것으로 평가할 수 있다.

3.2.4 Plane IV

Fig. 7 의 (a) ~ (c) 와 Fig. 8 의 (a) ~ (c) 는 각각

Fig. 8 Flow on plane IV for unshrouded impeller⁽¹⁾

밀폐형과 개방형 회전차의 입구와 출구 사이의 중간위치, 즉 $S/S_h = 0.51$ 인 IV 번 준직교면에서의 측정결과들이다.

밀폐형에서의 2차유동을 나타낸 Fig. 7(b)에서는 III 번 준직교면에 비해, 유로회전효과에 의한 2차유동(B)의 강화 및 유로곡률효과에 의한 2차유동(A)의 약화가 심화되고 있다. 그 결과 Fig. 7(c)의 후류중심부는 부압면과 허브와의 구석까지 이송되었으며, 후류영역은 전반적으로 부압면측에 분포하고 있다.

Fig. 8(b)의 개방형의 경우에도 밀폐형에서와 같이 유로회전효과에 의한 2차유동(B)는 강화되고 2차유동(A)가 그와 유동방향이 반대인 누설유동(C)과 충돌하며 약화되어 부압면상으로 그 유동이 지속되지 못하고 있다. 그 결과 Fig. 8(c)에서의 후류중심부는 케이싱과 부압면과의 구석에 정체되고, 또한 후류영역도 케이싱과 부압면에 걸쳐 분포함으로써 밀폐형의 결과와는 큰 차이를 보이고 있다. 이와 같은 밀폐형과 개방형간의 후류영역 분포의 차이는 Fig. 7(a)에서 알 수 있듯이 제트유동 위치에도 차이를 가져온다.

3.2.5 Plane V

Fig. 9의 (a)~(c)는 $S/S_h = 0.67$ 인 V 번 준직교

면에서의 측정결과들이다. Fig. 9(b)는 유로회전효과에 의한 2차유동(B)가 슈라우드면 경계층의 저에너지 유체를 계속해서 부압면과 허브와의 구석으로 이송하며 후류영역을 확대시키고 있음을 보이고 있다. 한편 유로곡률효과에 의한 2차유동(A)는 거의 나타나지 않고 있다.

Fig. 9(c)에서는 후류영역이 부압면으로부터 준직교면의 중심부까지 분포하게 되고, 그 결과 Fig. 9(a)에서 제트유동이 준직교면의 거의 중심부까지 밀려나 있다.

3.2.6 Plane VI

Fig. 10의 (a)~(c)는 $S/S_h = 0.83$ 인 VI 번 준직교면에서의 측정결과들이다. 출구에 가까운 본 준직교면에서는 Stodola가 제시한 미끄럼(slip) 개념⁽⁶⁾과 일치하는 상대와류(relative eddy)의 영향으로 회전차의 회전과 반대방향으로의 미끄럼속도가 나타나게 된다. 그 결과 Fig. 10(b)에서 볼 수 있듯이 부압면에서 압력면으로 향한 강한 유동이 형성되고, 그와 유동방향이 반대인 2차유동(B)는 약화 또는 상쇄된다.

Fig. 10(c)에서의 후류영역은 부압면에서 압력면 쪽으로 넓게 확대되었고, 이로 인해 제트유동은 Fig. 10(a)에서 볼 수 있듯이 압력면 쪽으로 더욱 많이 밀려나며 부압면 부근을 제외한 전영역에서

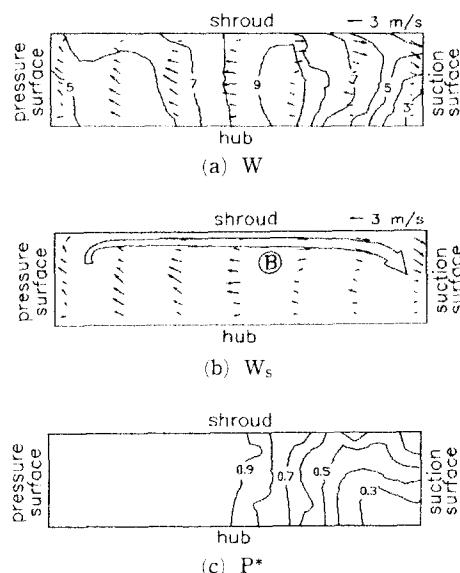


Fig. 9 Flow on plane V for shrouded impeller

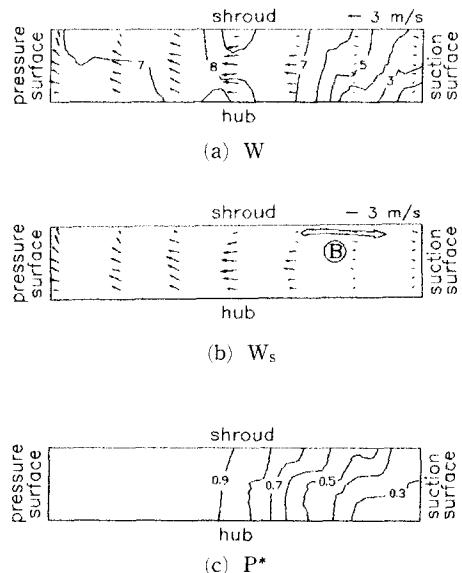


Fig. 10 Flow on plane VI for shrouded impeller

주유동속도 분포는 균일화되고 있다.

3.2.7 Plane VII

Fig. 11의 (a)~(c)와 Fig. 12의 (a)~(c)는 각각 밀폐형과 개방형 회전차의 출구직면인 VII번 준직교면 ($S/S_h = 0.99$)에서의 측정결과들이다.

본 준직교면에서는 Fig. 11(b)에서 볼 수 있듯이 미끄럼속도가 더욱 커지고, Fig. 12(b)의 개방형의 경우와 같이 슈라우드측의 2차유동 (B)는 완전히 소멸되어 나타나지 않고 있다.

Fig. 11(c)에서의 후류영역은, Fig. 12(c)의 개방형의 경우에 비해 그 크기는 작지만 비슷한 형태로 부압면으로부터 압력면 가까이까지 더욱 확대되어

분포하고 있다. 밀폐형의 경우 개방형에 비해 후류 영역이 작은 것은 손실이 적다는 것이며, 이는 개방형에서 나타나는 누설유동에 의한 손실이 없는 것에 기인한다고 해석된다. 그런데 후류중심부는 부압면과 허브와의 구석에 위치함으로서, 개방형의 경우의 후류중심부가 케이싱과 부압면과의 구석에 위치하고 있는 것과는 뚜렷한 차이를 보인다.

한편 Fig. 11(a)와 Fig. 12(a)에서의 주유동속도 분포로부터 밀폐형과 개방형에서의 제트유동이 공히 위해서 언급한 후류영역의 확대에 의해 압력면 측에서 매우 강력하게 비슷한 정도로 형성되고 있음을 알 수 있다.

3.3 정압분포, 후류의 위치 및 미끄럼계수

3.3.1 정압분포

Fig. 13의 양익면 정압계수 ψ_{ps} 와 ψ_{ss} 는 출구에 가까운 VI, VII번 준직교면 위치를 제외하고는 실험치와 비점성 준3차원 계산결과가 잘 일치하고 있다. VI, VII번 준직교면 위치에서 실험치가 비점성 계산치에 비해 양익면에서, 특히 압력면에서 작게 나타나고 있는 것은 점성효과로 인한 후류의 형성과 제트의 이동에 의한 차이로 설명될 수 있다. 이러한 차이는 개방형에서도 거의 같게 나타나고 있었다.

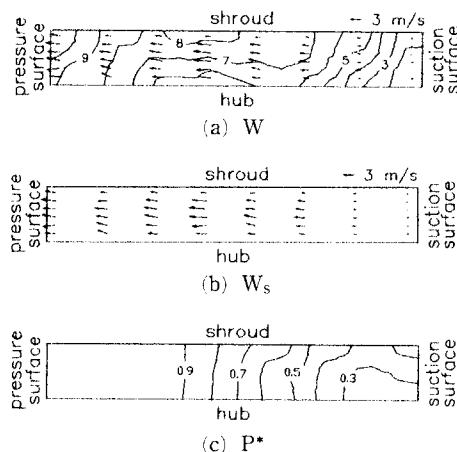


Fig. 11 Flow on plane VII for shrouded impeller

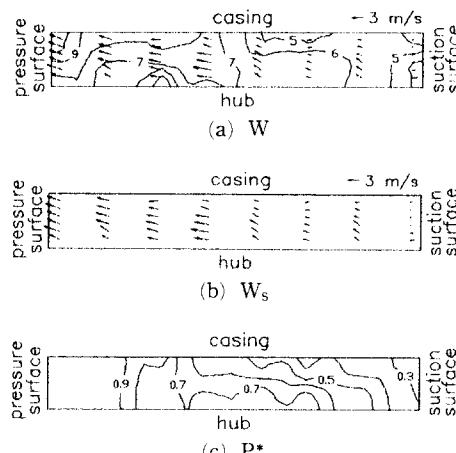


Fig. 12 Flow on plane VII for unshrouded impeller⁽¹⁾

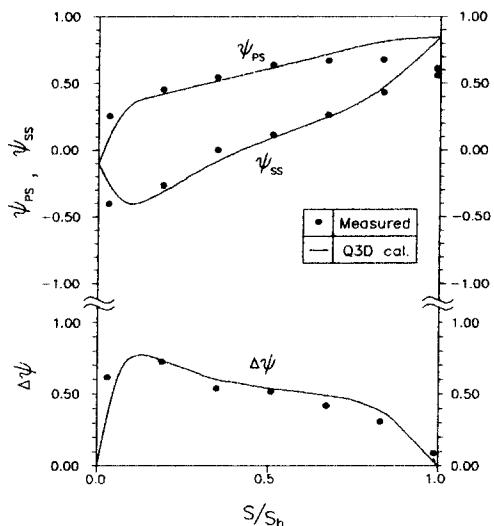


Fig. 13 Measured and predicted distributions of static pressure coefficient and its difference on blade surface along meridional flow passage

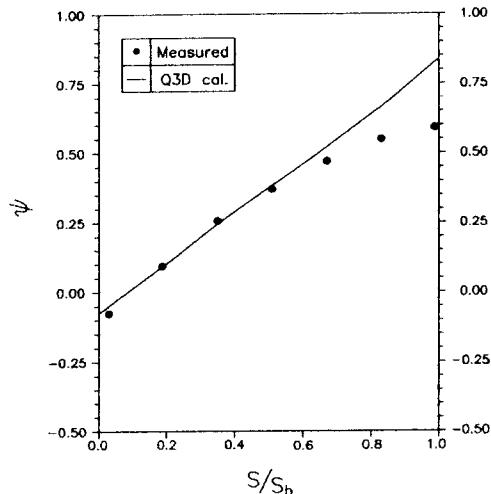


Fig. 14 Measured and predicted mass averaged static pressure coefficient distribution along meridional flow passage

Fig. 14에서의 각 준직교면에서의 유량평균 정압 계수 ψ 분포도 역시 개방형에서와 같이 I 번~IV 번 준직교면에서는 비점성 계산결과와 비교적 잘 일치하고 있으나, V 번 준직교면 이후 점차적으로 실험치가 계산결과보다 작은 값을 보이고 있다. 결과적으로 회전차 입구와 출구 사이에서의 실제 정압상승률은 비점성 계산치에 비해 약 24% 정도 낮게 나타났으며, 이는 개방형 경우의 26% 감소와 거의 비슷하거나 약간 작다. 여기서 밀폐형과 개방형 간의 약간의 차이는 개방형의 누설유동에 기인하는 것으로 생각된다.

3.3.2 후류의 위치

Fig. 15 는 세 가지 회전차에 대한 연구결과로부터 회전차 유로내의 2차유동의 주요유동과 그들에 의한 회전차 출구에서의 후류중심부($P^* < 0.4$ 의 영역)의 위치변화를 제시한 것이다.

Fig. 15(a)는 인듀서 부착 밀폐형 회전차에 대한 Johnson 등⁽³⁾의 연구결과이다. 이 그림에서 인듀서 부착에 따른 유로의 자오면 곡률효과의 증대로 인해 2차유동 (A)가 매우 강하게 형성되면서, 이것이 이 슈라우드와 부압면과의 구석에서 유로회전효과에 의한 2차유동 (B)와 충돌함을 알 수 있다. 그 결과 후류중심부는 슈라우드와 부압면과의 구석에 위치하고 있다.

Fig. 15(b)는 인듀서가 없는 개방형 회전차에 대

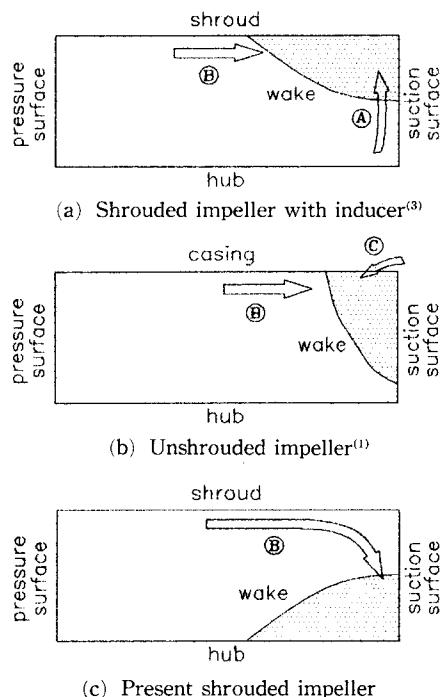


Fig. 15 Secondary flows and dislocation of wakes
 (a) Secondary flow due to meridional curvature of passage
 (b) Secondary flow due to passage rotation
 (c) Leakage flow

Fig. 15 Secondary flows and dislocation of wakes

한 연구결과⁽¹⁾이다. 이 경우는 인듀서가 없음으로 인해 유로의 자오면 곡률효과에 의한 2차유동 (A) 가 인듀서가 있는 Fig. 15(a)의 경우에 비해 매우 미약하게 형성된다. 그러나 누설유동 (C)가 Fig. 15(a)에서의 2차유동 (A)와 비슷하게 유로회전효과에 의한 2차유동 (B)의 진행을 억제하는 작용을 하게 된다. 그 결과 후류중심부는 Fig. 15(a)의 경우와 비슷하게 케이싱과 부압면과의 구석에 위치한다.

Fig. 15(c)는 인듀서가 없는 밀폐형 회전차에 대한 본 연구의 결과이다. 이 경우는 Fig. 15(b)에서와 같이 유로의 자오면 곡률효과에 의한 2차유동 (A)가 미약하게 형성됨과 동시에 누설유동 (C)도 존재하지 않으므로, 유로회전효과에 의한 2차유동 (B)가 아무런 방해도 받지 않고 슈라우드면을 따라 부압면으로 돌아서 진행하게 된다. 그 결과 후류중심부는 위의 두 경우와 달리 부압면과 허브면과의 구석에 위치하게 된다.

3.3.3 미끄럼계수

Table 1에 제시한 회전차 출구에서의 유량평균의 미끄럼계수 x 는 개방형에서의 실험결과와 거의 차이를 보이지 않았으며, 또한 Stodola의 경험식을 제외한 다른 경험식 및 준3차원 계산결과와 비교적 잘 일치하고 있다.

4. 결 론

밀폐형과 개방형 원심회전차의 내부유동장의 차이를 연구하기 위해 반경방향의 2차원적인 것을 가진 밀폐형 회전차를 대상으로 무충돌 유입조건에서 유로내부의 3차원 유동을 측정하여, 이들을 동일한 형상의 개방형 회전차에서의 결과와 비교하였다. 그 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 개방형 회전차의 경우에서 설명된 유로곡률 효과에 의한 2차유동 (A)와 유로회전효과에 의한 2차유동 (B)의 생성과 소멸을 비롯하여 후류의 확대와 제트의 이동, 그리고 이에 따라 비점성 계산치보다 적게 나타나는 출구에서의 정압상승 등이 밀폐형에서도 같은 방식으로 합리적으로 설명될 수 있다.

(2) 후류중심부는, 개방형의 경우 2차유동 (B)와 누설유동 (C)의 상충작용으로 인해 케이싱과 부압면과의 구석에 정체되었으나, 밀폐형의 경우에는 누설유동이 없음으로 2차유동 (B)의 지속적인 작용에 의해 부압면과 허브면과의 구석에 위치한다.

(3) 후류중심부는, 인듀서가 부착된 밀폐형 회전차의 경우 2차유동 (A)가 매우 강력하게 형성되므로 케이싱과 부압면 구석에 위치하는 것으로 되어 있으나, 인듀서가 없는 밀폐형의 경우는 이와 달리 부압면과 허브면과의 구석에 위치한다.

(4) 회전차 입구와 출구 사이에서의 정압상승은

비점성 계산결과에 비해 약 24% 낮게 나타났으며, 이러한 감소율은 개방형의 경우와 거의 같거나 약간 작다.

(5) 밀폐형 회전차 유로내의 유동방향의 정압분포 및 회전차 출구에서의 유량평균 미끄럼계수는 개방형의 경우와 거의 동일하다. 또한 미끄럼계수는 비점성계산 결과 및 Wiesner, Stanitz의 경험식들과도 비교적 잘 일치한다.

참고문헌

- (1) 조강래, 김성원, 1995, “개방형 원심회전차의 내부유동장에 관한 실험적 연구(1)”, 대한기계학회 논문집, 제19권, 제9호, pp. 2261~2270.
- (2) 조강래, 김성원, 1995, “개방형 원심회전차에서의 유량에 따른 내부유동장 변화에 관한 실험적 연구”, 공기조화 냉동공학회 학계학술발표 논문집, pp. 209~215.
- (3) Johnson, M. W. and Moore, J., 1983, “Secondary Flow Mixing Losses in a Centrifugal Impeller”, *Trans. ASME J. Eng. Power*, Vol. 105, pp. 24~32.
- (4) Miyamoto, H., Nakayama, Y. and Ohba, H., 1990, “Study on Passage Flow of Shrouded and Unshrouded Centrifugal Impellers”, *Proceedings of the 2nd KSME-JSME Fluid Eng. Conference*, Vol. 2, pp. 86~91.
- (5) Eckardt, D., 1976, “Detailed Flow Investigation Within a High Speed Centrifugal Impeller”, *J. Fluid Eng.*, Vol. 98, pp. 390~401.
- (6) Dixon, S. L., 1978, *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, 3rd edition, Pergamon Press, London.