

다익 휠/스크롤 시스템의 형상변수와 내부 유동장 특성과의 관계

맹주성* · 유달현** · 이광호** · 박인규***

(1999년 2월 1일 접수)

Some Relations Between the Geometric Parameters and Internal Flow Field Characteristics in Multiblade Fan/Scroll System

Joo-Sung Maeng, Dal-Hyun Yoo, Kwang-Ho Lee and In-Gyu Park

Key Words: Multiblade Fan(다익 휠), Single Suction(편흡입), Double Suction(양흡입), Inactive Zone(유동차단 영역), Cut-Off Angle(설부 각)

Abstract

This paper describes that the size of inactive zone can be directly applied to design multiblade fan/scroll system. From the experimental studies using a five hole pitot tube and smoke test, it is found that the size of inactive zone has linear relations with the mean velocity of impeller inlet and cut-off angle gives a great influences to the fan efficiency. For the practical design, a function related with geometric parameters(i.e. inner radius, cord length, cut-off clearance and cut-off angle) of fan/scroll system is suggested. By using these formulas, the size and distribution of inactive zone can be predicted without the measurements through the full domain, it can be possible to use them to know the efficiency improvement for new model designed.

기호설명	
A~C	: 축 방향 측정 단면(양흡입)
A _s ~E _s	: 축 방향 측정 단면(편흡입)
A _z	: 유동원활 영역의 크기 ; 1-I ₂
b	: 임펠러 폭 길이
C ₁	: 날개 코드 길이
D ₁	: 임펠러 안쪽 지름
D ₂	: 임펠러 바깥쪽 지름
I ₂	: 유동차단 영역의 크기
m	: 측정점 갯수
n	: 휠 운전 속도[rpm]
P _s	: 정압[mmAq]
Q	: 유량[m ³ /min]
	R1~R3 : 반경 방향 측정 단면(양흡입)
	r : 임펠러 반경 방향 좌표
	r1~r5 : 반경 방향 측정 단면(편흡입)
	r ₁ : 임펠러 안쪽 반지름
	r ₂ : 임펠러 바깥쪽 반지름
	r _c : 설부 최소 간극
	r _s : 스크롤 형상 함수
	r _{cut-off} : 설부 반경
	t : 벨라우스와 임펠러간의 거리
	U ₂ : 임펠러 외주에서의 원주 속도
	V : 임펠러 입구에서의 평균 속도
	V _r : 반경 방향 속도 성분
	V _θ : 원주 방향 속도 성분
	V _z : 축 방향 속도 성분
	Z : 임펠러 날개 수
	z : 임펠러 축 방향 좌표
	θ : 임펠러 원주 방향 좌표[deg.]
	θ _{cut-off} : 원주 방향 설부 위치[deg.]
	* : 부차원 변수

* 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : jsmaeng@email.hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0439 FAX : (02)2281-8201

** 한양대학교 대학원 기계공학부

*** (주)만도

1. 서론

원심 송풍기의 일종인 다익 휠/스크롤 시스템은 1864년 영국의 Sam Davidson에 의해 발명된 이래, 타 송풍기에 비해 크기가 작고 소음이 낮은 장점으로 인해 공조 기기, 환기 장치, 전자 기기 등 산업 분야에서 널리 사용되고 있다. 그러나, 유동장이 복잡하고 설계인자가 많기 때문에 해석 및 측정을 통한 유동장 분석이 어려워 효율적인 연구가 비효율한 상태이며, 신뢰도 높은 설계 기법이 개발되지 못하고 있다.

일반적인 다익 휠/스크롤 시스템에서 임펠러를 둘러싸는 스크롤의 형상으로는 스파이럴 형, 지수 함수 형, 그리고 로그 스파이럴 형 등이 사용된다. 이들은 공통적으로 출구부와 설부(cut-off)를 가지며 임펠러로부터 스크롤까지의 거리는 확장각에 의하여 원주 방향에 따라 달라지는 특징이 있다. 스크롤의 유로 단면적은 설부가 가장 작으며 출구쪽으로 갈수록 넓어지는데, 임펠러가 이와 같은 형상의 스크롤과 한 시스템을 이룰 때 이들의 상호 작용으로 휠 내부 유동장은 스크롤이 없을 때와는 크게 달라지게 되므로 설계 의도에 미치지 못하는 성능을 나타낼 수 있다. 따라서 고효율 휠/스크롤 시스템을 설계하기 위해서는 스크롤 존재시의 휠 내부 유동장을 고려해야만 한다. 그러나 지금까지의 설계 이론들이 휠 내부 유동장을 고려하기보다는 단편적인 형상 변경을 통해 얻은 결과들을 바탕으로 하여 이루어진 것은 복잡한 유동구조 때문이었다. 이런 문제를 해결하기 위하여 다익 휠을 대상으로 했던 많은 연구들의 초점도 내부 유동장에 맞추어졌다.^(1~5)

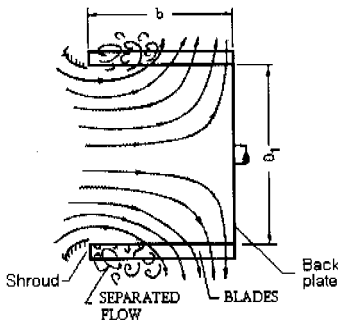


Fig. 1 Flow into impeller

휠 내부로 유입되는 공기는 축 방향으로 유입된 후, 반경 방향의 임펠러를 통하여 흐르게 되므로, 유동차단 영역(Inactive zone)이 필연적으로 발생된다(Fig. 1). 이러한 유동차단 영역의 크기는 원주 방향으로 일정한 분포를 갖지 않으며, 유량의 크기와 허브 및 스크롤의 형상에 따라 그 크기가 축 방향뿐만 아니라 원주 방향으로 각기 다른 값을 갖게 된다.^(1,2) 이것은 곧 임펠러에 불균형 하중을 발생시켜 진동을 야기하며, 소음 또한 증가하게 된다. 또한, 이 영역의 영향이 스크롤 부분의 유동장에도 영향을 미쳐 이차 유동 발생의 주된 요인이 되는데, 이로 인해 유량이 감소하여 휠의 효율이 저하된다. 따라서 유동차단 영역의 크기를 최소화하고 유동장을 안정화 할 수 있는 연구가 필연적이며, 이를 위한 이론적, 실험적 연구가 이루어져야 한다. 본 연구에서는 5공 피토관 및 유동 가시화 방법을 이용하여 여러 가지 형태의 다익 휠 내부 유동장을 고찰한 후 유동차단 영역의 분포와 시스템 형상변수와의 관계를 함수로 제시하였다. 그리고 설부의 위치에 따른 유량 변화와 유동차단 영역의 크기 변화를 고찰하여 이 영역의 최소화가 성능을 향상시킨다는 것을 확인하였다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

압력계, 데이터 처리용 컴퓨터, 3차원 이송장치 등의 연계를 통한 측정의 효율성을 도모하였는데, 5공 피토관을 통하여 얻은 압력 값은 스케닝 장치를 통하여 선택적으로 압력계로 전달되어 전기적 신호로 전환되고, 이를 A/D Converter에서 디지털 신호로 처리하여 하드 디스크에 저장한다. 이러한 일련의 과정을 이송장치에 부착된 측정 장치를 이동하면서 각 측정 점에서 반복함으로써 얻고자 하는 정확한 측정 값들을 정리, 분석 할 수 있다. 본 연구에서 사용된 5공 피토관은 United sensor사 제품으로 길이 300mm, 직경 3mm의 가는 관 형태를 하고 있으며, 미국 Acrolab사에서 제작된 난류강도 0.1%의 개방형 아음속 풍동에서 시간 당 70마일의 속도로 요각 $\pm 30^\circ$ 도, 피치각 $\pm 30^\circ$ 도의 범위 내에서 보정하여 사용하였다.⁽⁶⁾ 압력계는 일본 YOKOGAWA사의 type2654로 측정범위는 $\pm 250\text{mmH}_2\text{O}$ 이고, 양의

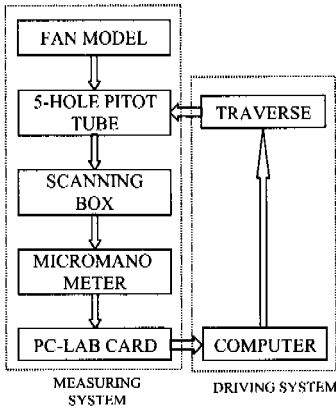


Fig. 2 On-line system

압력에서는 전체 측정범위의 $\pm 0.2\%$, 음의 압력에서는 $\pm 0.5\%$ 의 오차를 갖으며, 출력으로 $\pm 5V$ 의 압력을 나타낸다. 정확한 측정을 위하여 측정장치는 외부의 진동 등에 영향을 받지 않아야 하고, 측정장치가 측정 점에 허용 오차 내에서 정밀하게 도달되어야 한다. 이를 위해 1/100mm 정밀도의 3차원 이송장치를 사용하였다. 난류강도가 큰 유동장에서 데이터 오차를 최소화하기 위하여 sampling 기법을 사용하였으며, 데이터 취득에 사용된 A/D Converter는 Adventech 사의 PCL812로 12bit 분해도에 30kHz의 속도를 갖는다. 유동 가시화를 위하여는 파라핀유를 사용하였고, 이 때 연기의 속도는 제로이다.(참고문헌 (3)의 사진 참조)

2.2 실험 모델

본 연구에서 사용된 실험 모델은 흡입구가 한 쪽에만 있는 편흡입과 양쪽에 있는 양흡입의 형태이고, 스크롤은 외형곡선이 편흡입의 경우 $r_s = 180e^{(0.0760\theta)}$, 양흡입은 $r_s = 179e^{(0.1139\theta)}$ 로 표현되는 지수함수형이다. 편흡입 모델(S72081)은 설부가 기준선으로부터 72° 에 위치하며 설부 반경은 $0.081D_2$ 이고, 세 가지 양흡입 모델(D82092, D72092, D62092)은 설부가 기준선으로부터 각각 82° , 72° , 62° 에 위치하며, 모두 $0.092D_2$ 의 동일한 설부 반경을 갖는다. 측정위치는 편흡입이 원주 방향으로 12개 단면(30° 간격), 축 방향으로 5개 단면, 반경 방향으로 5개 단면이며, 양흡입은 모델 당 원주 방향으로 12개 단면(30° 간격), 축 방향으로 3개 단면, 반경 방향으로 2개 단면을

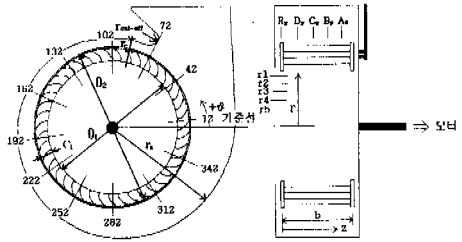


Fig. 3 Measurement points for single suction

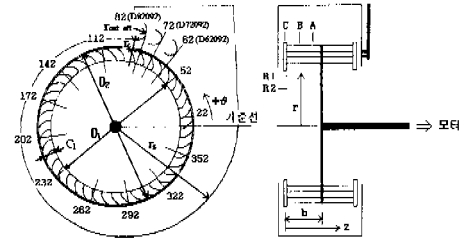


Fig. 4 Measurement points for double suction

Table 1 Fan specification for Single suction

Designation	Size
D_2 (mm)	306
D_1 (mm)	253
b(mm)	138
Z(No. of Blades)	43
n(rpm)	530
A_s, B_s, C_s, D_s, E_s	0.82b, 0.64b, 0.46b, 0.28b, 0.09b
r_1, r_2, r_3, r_4, r_5	0.46 D_1 , 0.42 D_1 , 0.38 D_1 , 0.34 D_1 , 0.30 D_1
$r_{cut-off}$	0.081 D_2
$\theta_{cut-off}$	72°
t	0.065b

Table 2 Fan specification for Double suction

Designation	Size
D_2 (mm)	326
D_1 (mm)	271
b(mm)	65
Z(No. of Blades)	50
n(rpm)	600
A, B, C	0.74b, 0.37b, 0.0b
R1, R2	0.46 D_1 , 0.42 D_1
$r_{cut-off}$	0.092 D_2
$\theta_{cut-off}$	$62^\circ, 72^\circ, 82^\circ$
t	0.12b

선택하여 30000번 평균하여 압력과 속도를 계산하였다. 모델 형상 및 재원은 Fig. 3, Fig 4와 Table 1, Table 2에 제시하였다.

2.3 실험의 불확실성

불확실성(uncertainty)을 해석함에 있어서 실험 기간동안 동일한 기법과 환경 조건 아래에서 충분한 자유도를 갖도록 데이터 표본을 얻은 후 통계 처리하여 오차를 제거하였다. 이러한 모든 해석 과정은 ASME 표준을 따랐으며, 다음과 같은 불확실성 모델을 사용하였다.

$$U_{RSS} = [G^2 + (tS_{\bar{x}})^2]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

본 해석에서는 95%의 포괄도(converage)를 갖는 U_{RSS} 를 사용하였으며, 여기서 G는 압력 변환기와 공간적 평균화 등 시험기간 중에 변화가 없는 시스템에서 발생하는 편향오차, $S_{\bar{x}}$ 는 신호조절 등 측정의 반복과정에서 발생하는 우연오차이고, t는 스튜던트 t분포(student t distribution)에 대하여 95% 차지하는 점에 대응한 통계 값이다. 본 연구에서의 불확실성 값은 수치가 작은 우연오차보다는 편향오차에 의해 그 크기가 좌우되었다. Table 3는 본 연구의 불확실성 해석 결과이다.

Table 3 Uncertainty estimates

Parameter	Uncertainty
V_r	$\pm 1.95\%$
V_θ	$\pm 1.95\%$
V_z	$\pm 1.95\%$
V	$\pm 1.95\%$
I_z	$\pm 2.26\%$
Q	$\pm 1.90\%$
P_s	$\pm 1.93\%$
U_2	$\pm 0.37\%$

3. 결과 및 고찰

3.1 로터 내부 유동

로터 내부 유동의 특성을 이해하기 위해 모든 측정 점들에 대하여 단면별 속도벡터를 구하였으며, 그 중 임펠러에 가장 가까운 위치(R1; 임펠러로부터 0.03D₂ 떨어진 지점)의 값을 임펠러 외경 속도(U_2)로 무차원화하여 원주 방향, 반경 방향 속도성분으로 나누어 나타내었다. 이 때 R1의 위치 선정은 정밀도에 결정적인 영향을 미치겠으나 본 연구에서는 정성적인 값으로 경향을 파악하는 것으로 충분하기에 평균속도의 정밀성은 고려하지 않았다.

Fig. 5에서와 같이 모든 측정 모델들은 각각의 단면별로 서로 조금씩 다른 유동 특성을 가지고 있음을 알 수 있다. 모델 D82092의 경우에 로터 내부 유동에서 200° 근방까지 회전과 반대 방향의 유동이 형성되고, D72092와 D62092의 경우엔 170° 근방에서 입계각이 형성된다. 또한, D72092의 경우에 단면 C(슈라우드 근방)에서 유동차단 영역에 의해 야기되는 $V_r < 0$ 인 영역이 다른 모델과 비교해 볼 때, 상대적으로 작게 형성됨을 알 수 있다. 모델 S72081은 안테뱀 등이 연구한 참고문헌 (3)에 상세한 설명을 하였다.

3.2 임펠러 입구의 평균 속도와 유동차단 영역

본 연구에서는 압력공의 압력 변화와 연기를 이용한 유동가시화를 통하여 관측된 유동차단 영역의 크기(I_z)와 5공 피토판으로 측정된 임펠러 입구(편흡입 : 단면 r1, r2, 양흡입 : 단면 R1, R2)에서의 평균속도를 비교하여 원주 방향에 따른 I_z 의 분포를 조사하였다. 여기서 I_z 는 로터 입구에서 유입된 유체가 임펠러를 통과하게 되는 곳까지의 거리를 의미한다. Fig. 6은 유동원활 영역의 크기(A_z) 즉, 1- I_z 와 임펠러 입구에서의 평균속도 V를 비교한 것으로 A_z 는 임펠러 폭 b로 무차원화한 값이며, 임펠러 입구에서의 평균속도 V는 다음과 같다.

$$\text{편흡입 : } V = \frac{\sum_{\text{Sec. } A_s} \sum_{r1}^{r2} \sqrt{V_r^2 + V_\theta^2 + V_z^2}}{m} \quad (2)$$

$$\text{양흡입} : V = \frac{\sum_{\text{Sec.A}}^{\text{Sec.C}} \sum_{R1}^{R2} (\sqrt{V_r^2 + V_\theta^2 + V_z^2})_\theta}{m} \quad (3)$$

여기서 m은 측정점의 개수이다.

유동원활 영역은 모델에 따라서 조금씩 차이가 있지만 원주 방향에 따라서 전체 임펠러 폭의 약 40% ~ 95%까지 크게 차이가 난다. Fig. 6에서 모델 S72081의 경우에 160° ~ 190° 근방의 유동원활 영역이 임펠러 폭의 40% ~ 50%, 모델 D82092는 170° ~ 200° 근방에서 50%, 모델 D72092에선 130° ~ 190° 근방에서 50% ~ 60%, 모델 D62092에선 150° ~ 180° 근방에서 45% 정도로서 상당히 비효율적이나, 모델 S72081의 0° ~ 40° 와 340° ~ 360°, 모델 D82092의 0° ~ 80° 와 350° ~ 360°, 모델 D72092의 0° ~ 70° 와 310° ~ 360°, 모델 D62092의 0° 와 350° ~ 360° 근방에서는 유동원활 영역이 전체 임펠러 폭의 90% 이상을 차지하여 매우 효율적인 것으로 나타났다. 이 것은 Fig. 5에서 보여준 바와 같이 170° ~ 200° 에서 로터의 회전 방향과 반대 방

향의 유동이 형성되는 입계각이 존재하고 유동 박리가 최대가 되어 유동차단 영역이 가장 크게 분포함을 보여주는 것이다.

Fig. 6으로부터 유동원활 영역과 임펠러 입구에서의 평균속도 사이에 정성적으로 다음과 같은 경향이 있음을 알 수 있다. 즉, 유동원활 영역이 점차 작아져 최소가 되는 지점까지는 평균속도가 단순 감소하며, 이 영역이 커짐에 따라 평균속도도 단순 증가한다. 따라서; 임펠러 입구 평균속도를 관측함으로써 유동원활 영역의 분포 경향을 추측할 수 있다.

3.3 설부 위치와 유동차단 영역

유동차단 영역의 크기와 분포는 휠/스크롤의 형상에 따라 다르게 나타난다. 본 연구에서는 설부 위치($\theta_{\text{cut-off}}$)에 따른 유동차단 영역의 변화와 그에 따른 유량의 변동을 측정하였다.

Fig. 7은 각각의 모델에서 유동차단 영역의 크기를 나타낸 것으로, I_2 는 임펠러 폭 b로 무차원화한 값이다. 편흡입 휠(모델 S72081)의 경우에 양흡입 휠(모델 D82092, D72092, D62092)에 비해 서 유동차단 영역이 상대적으로 큰 값을 가지며,

D82092

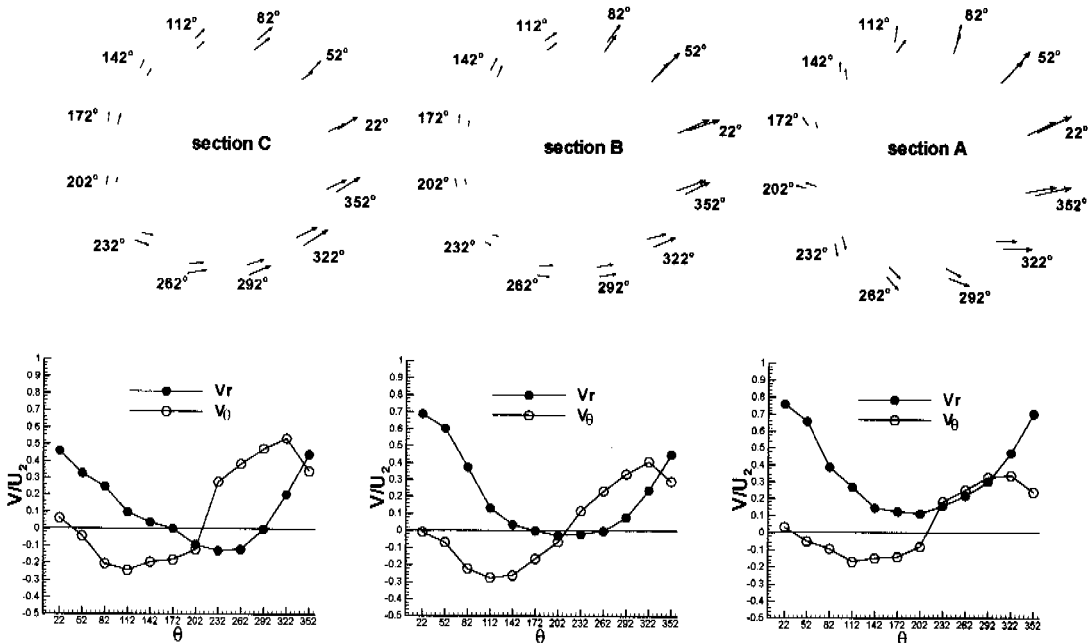
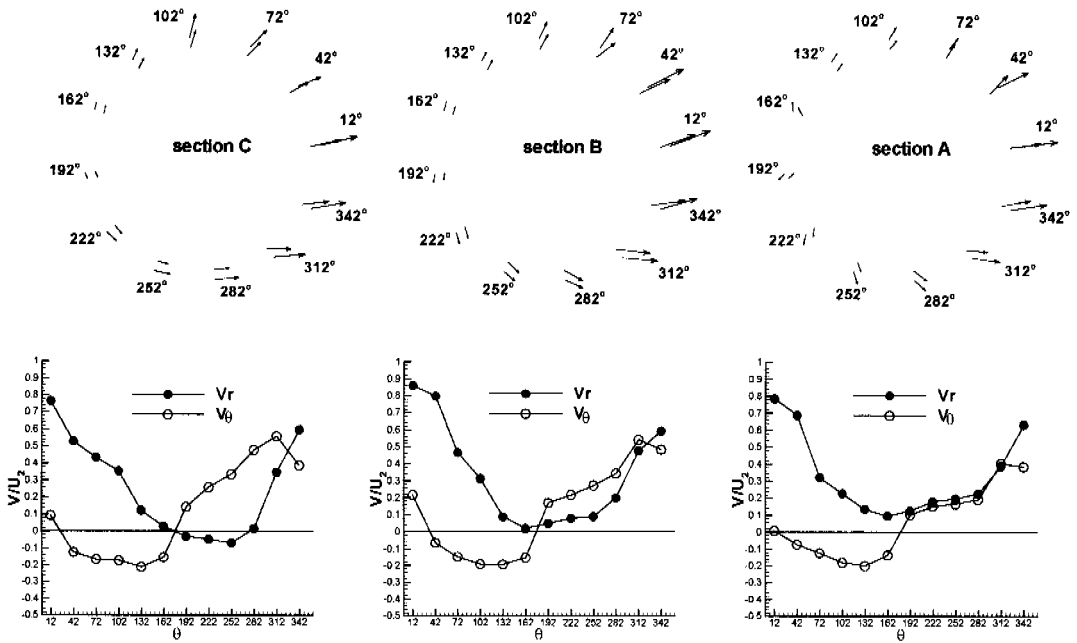


Fig. 5 Velocity vector and distributions at the impeller inlet(R1)

D72092



D62092

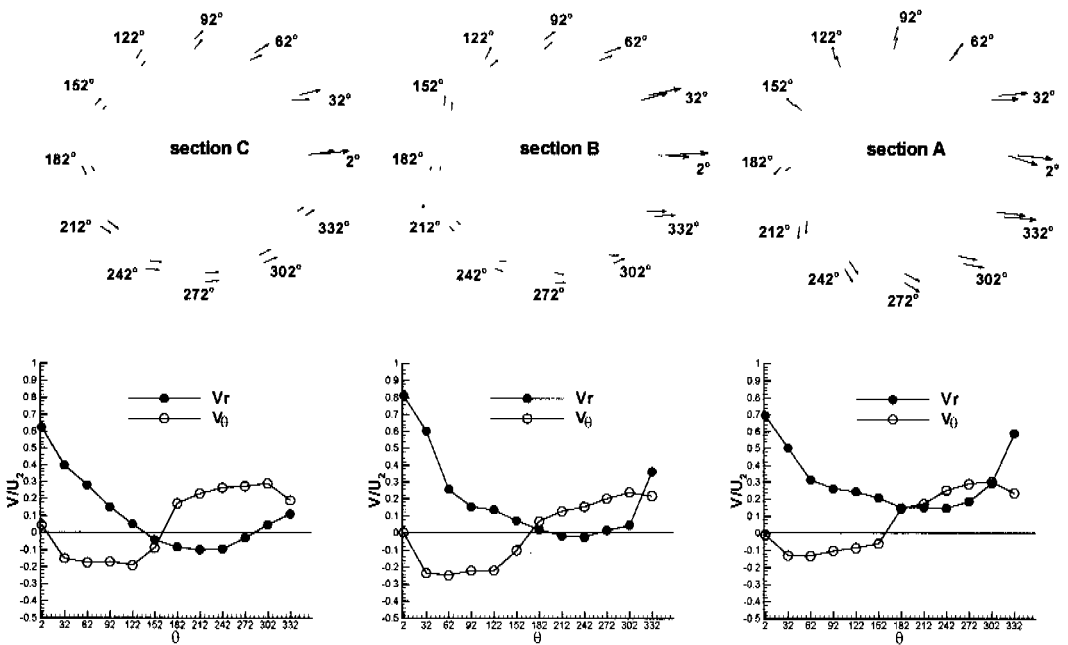


Fig. 5 continued

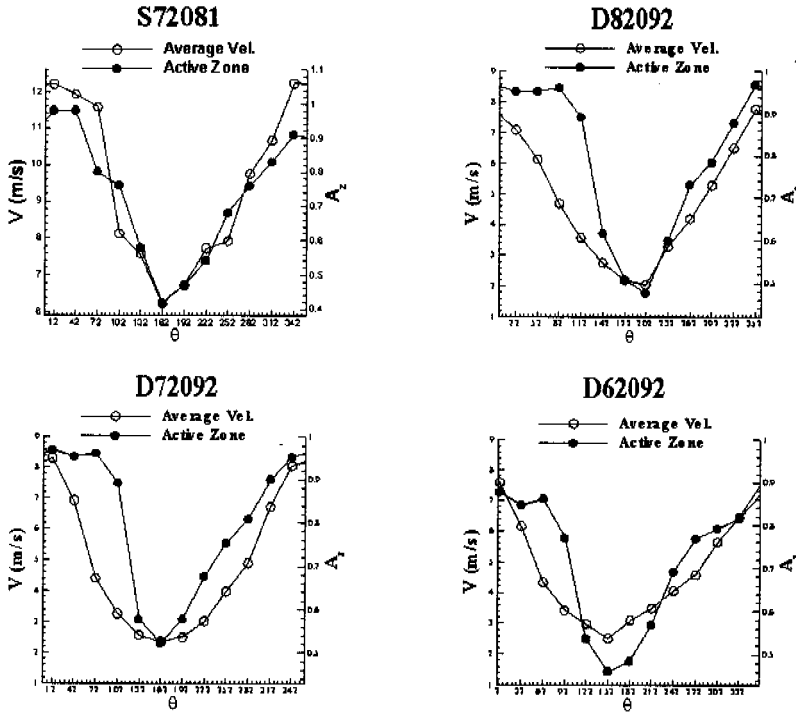


Fig. 6 Mean velocities at the impeller inlet and Inactive zone

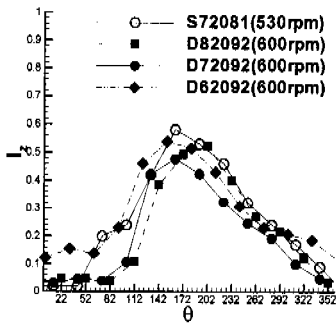


Fig. 7 Size of Inactive zone

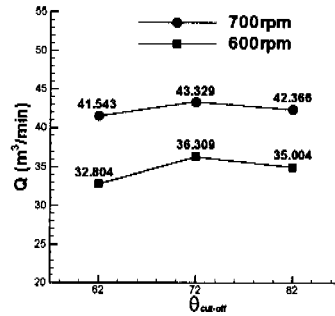


Fig. 8 Volume flow rate vs. Cut-off angle and rpm

세 가지 양흡입 환 중에서는 모델 D72092가 가장 작은 값을 나타내고 있다.

Fig. 8은 세 가지 양흡입 모델에서 회전수에 따른 유량변화를 나타낸 것으로, 모델 D72092가 다른 두 모델에 비해서 가장 큰 값을 나타내고 있는 바, Fig. 7에서 언급한 유동차단 영역을 작게 하는 것이 유량 효율을 증가시킬 것을 증명하는 것이다. 그리고, 설부의 위치에 따라 유동차단 영

역의 크기가 변화하고, 이것이 유량에 직접적으로 영향을 끼침을 알 수 있으며, 설부의 효과적인 형상 설계로 유동차단 영역의 크기를 최소화함으로써 환의 성능을 높일 수 있다.

Fig. 9는 정압과 유량과의 관계를 나타낸 것으로, 유량은 각각의 원주 방향 측정 단면에서 $\int_0^b \int_{\theta} V_r d\theta dz$ 을 계산하여 얻은 임펠러 통과유량

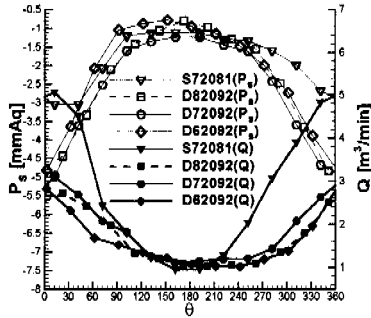


Fig. 9 Static pressure vs. volume flow rate

을 의미한다. V_r 은 임펠러 입구(편흡입 : 단면 r_1 , r_2 , 양흡입 : 단면 R_1 , R_2)의 유동장 측정을 바탕으로 외삽법을 사용하여 구하였으며, 역류를 의미하는 음의 값은 제외되었다. 정압은 $100^\circ \sim 240^\circ$ 에서 상대적으로 높고, $0^\circ \sim 60^\circ$, $300^\circ \sim 330^\circ$ 에서 낮은 값을 나타내는데, 이는 Fig. 7에서 설명한 유동차단 영역의 분포와 유사한 경향을 가짐을 알 수 있다. 또한, 임펠러 통과유량은 정압 분포와 반비례하며, 세 가지 양흡입 웅에서 모델 D72092의 통과유량이 가장 큰 것은 Fig. 7의 유동차단 영역 분포 및 Fig. 8의 회전수에 따른 유량변화의 결과와 일치한다.

3.4 스크롤 형상과 유동차단 영역

Fig. 10은 유동차단 영역의 크기 및 분포로써 크게 세 가지로 구분되는데, 첫 번째, θ_{Iz_max} 까지 선형적으로 증가하는 영역과, 두 번째, θ_{Iz_max} 에서 선형적으로 감소하는 영역, 그리고 세 번째, 유동차단 영역이 거의 0이 되는 부분(θ_{Iz_min})이다.

$$I_z = 1 - A_z = \frac{I_{z_max}}{1 - (r_s - r_1)_{I_{z_max}} / (r_s - r_1)_{I_{z_min}}} \times \left[1 - \frac{(r_s - r_1)\theta}{(r_s - r_1)_{I_{z_min}}} \right] \quad (4)$$

($\theta = \theta_{Iz_max} \sim \theta_{Iz_min}$)

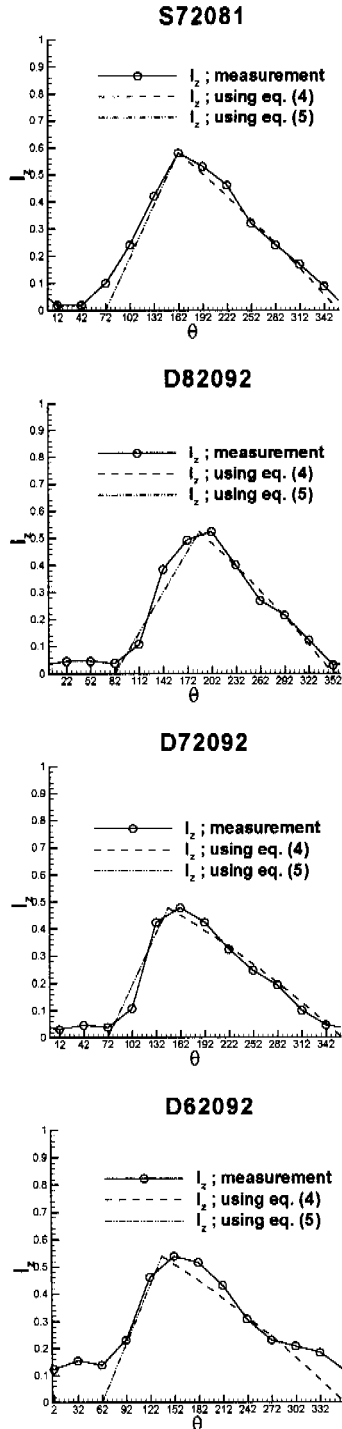


Fig. 10 Characteristics of inactive zone

$$I_z = 1 - A_z = \left(\frac{I_{z_max} - I_{z_min}}{\theta_{I_{z_max}} - \theta_{cut-off}} \right) \times (\theta - \theta_{cut-off}) + I_{z_min} \quad (5)$$

$$(\theta = \theta_{cut-off} \sim \theta_{I_{z_max}})$$

식 (4)와 (5)는 유동차단 영역의 크기를 수식화한 것으로, 스크롤 형상함수 r_s 와의 관계를 잘 나타내고 있다. 식 (4)는 유동차단 영역의 최대, 최소 값과 발생 위치를 측정하여 그 위치의 스크롤 형상함수 r_s 를 이용하고, 식 (5)는 $(\theta_{I_{z_max}}, I_{z_max})$ 와 $(\theta_{cut-off}, I_{z_min})$ 을 양 끝점으로 하는 직선의 방정식으로부터 유동차단 영역의 분포를 구한다. 따라서, 이 들 식은 유동차단 영역의 최대, 최소 값과 발생하는 위치를 측정함으로써 전체 유동차단 영역의 크기와 분포를 예측할 수 있음을 보여줄 뿐 아니라, 새 모델을 개발할 경우 전 영역에 걸친 실험을 수행하지 않고 이 수식으로부터 유동 효율의 개선 유무를 알아낼 수 있을 것이다. 유동차단 영역의 최대, 최소 값과 발생하는 위치는 스크롤 형상에 따라 결정되므로 각 모델별로 조금씩 다른 값을 갖는다. 즉,

$$I_z = f_2(r_s, \theta_{I_{z_max}}, \theta_{I_{z_min}}) \quad (6)$$

4. 결 론

본 연구에서 실행된 여러 가지 형태의 휠에 대한 유동장 측정과 고찰을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 유동원활 영역이 점차 작아져 최소가 되는 지점까지는 임펠러 입구에서의 평균속도가 단순 감소하며, 유동원활 영역이 커짐에 따라 임펠러 입구에서의 평균속도도 단순 증가한다.

(2) 유동차단 영역의 크기는 $(r_s - r_1)_{I_{z_min}}$ 으로 무차원화한 임펠러 안쪽 반지름 r_1^* , 설부 최소 간극 r_c^* , 날개 코드길이 C_1^* 그리고, 유동차단 영역의 최대, 최소 위치와 설부 위치 $\theta_{I_{z_max}}, \theta_{I_{z_min}}, \theta_{cut-off}$ 를 변수로 갖는 함수이다. 즉,

$$I_z = f(r_1^*, r_c^*, C_1^*, \theta_{I_{z_max}}, \theta_{I_{z_min}}, \theta_{cut-off})$$

(3) 위 수식을 사용하면 유동차단 영역의 최대,

최소 값과 발생하는 위치를 측정함으로써 전체 유동차단 영역의 크기와 분포를 예측할 수 있으며, 새 모델 개발 시 유동 효율의 변화를 알아낼 수 있다.

후 기

본 연구는 1999년도 전문대학의 RRC 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Raj, D. and Swim, W. B., 1981, "Measurements of the Mean Flow Velocity and Velocity Fluctuations at the Exit of a FC Centrifugal Fan Rotor," *Journal of Engineering for Power*, Vol. 103, pp. 393 ~ 399
- (2) Kind, R. J. and Tobin, M. G., 1990, "Flow in a Centrifugal Fan of the Squirrel Cage Type," *Transaction of the ASME*, Vol. 112, pp. 84 ~ 90
- (3) 맹주성, 윤준용, 안태범, 윤종은, 한덕진, 1999, "다익 휠/스크롤 시스템의 휠 내부 유동 특성에 관한 실험적 연구," 대한기계학회논문집 B권, 제 23권 제5호, pp. 646 ~ 652
- (4) Maeng, J. S., Yoon, J. Y., 1998, "Theoretical and Experimental Studies for Development of Low Noise High Efficiency Fan/Scroll," *Technical Report HYCFEL 9707*, Hanyang University
- (5) Yamazaki, S. and Satoh, R., 1986, "An Experimental Study on the Aerodynamic Performance of Multi-blade Blowers," *Transaction of the JSME*, Vol. 52, No. 484, pp. 3987 ~ 3991
- (6) Dominy, R. G. and Hodson, H. P., 1993, "An Investigation of Factors Influencing the Calibration of Five-Hole Probes for Three dimensional Flow Measurements," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, pp. 513 ~ 519
- (7) 김진권, 강신형, 1997, "스크롤이 시로코 휠의 성능에 미치는 영향," 대한기계학회 춘계학술대회논문집 B권, pp. 576 ~ 584
- (8) Bruno Eck, 1973, FANS, pp. 3 ~ 154