

축류팬과 슈라우드의 유량 및 내부 유동 특성

이광희* · 김재원**†

Flow characteristics of axial fan with shroud

Kwanghee LEE*, Jaewon KIM**†

Key Words : Axial fan(축류팬), CFD(전산유체역학), Fan tester(팬 성능시험 장치), Performance(성능), Shroud(슈라우드)

ABSTRACT

Axial fan without static blades requires the duct as a guidance for unskewed inflows. This work examined the geometric effects of a duct guided the in and out flows through an impeller. The present methodologies are computational predictions with parallel work by experimental validation. Several different positions of a rotor in a duct are proposed for plausible models of a rotor inside a duct. The optimum axial position of an impeller in a duct is found at the #4 model where the impeller lies on the inlet edge of a circular duct. The model shows a wider inlet area. The result of computational prediction is in good agreement with experiment measurement.

1. 서론

공조기기는 에너지 측면에서 공기 공급 장치(air handling units)에 의한 에너지 소비가 상당수 차지하고 있으며, 공기 공급 장치의 여러 주요 기기 중에서 팬이 가장 대표적인 장치일 것이다. 축류팬(axial fan)은 공조기기의 단위 기기 중에서 주로 설외기에 사용되고 있다. 축류팬의 특성상 저압에서 다량의 풍량을 요구하는 경우에 적합하지만 최근에는 고압용에서도 좋은 효율을 얻을 수 있어서 그 적용범위는 점점 넓어

지고 있다.⁽¹⁾ 축류팬은 날개(blade)가 회전하면서 입구 측과 출구측의 압력차가 발생되고 그 압력차에 의해 축류팬의 축 방향으로 유동이 발생되며, 균일한 유동 흐름을 위해 슈라우드(shroud)가 유체 흐름의 안내 역할을 하고 있다. 끝틈새(tip clearance)는 축류팬의 팁과 슈라우드와의 간극으로 끝틈새로 인한 손실에는 누설로 인한 압력감소손실, 끝틈새 간극 유동으로 인한 와류에서 생기는 2차 손실로 이루어진다. 따라서 끝틈새의 간극은 효율의 감소와 소음 증가의 주요 원인으로 작용한다. Vavra⁽²⁾, Lakshminarayana⁽³⁾, Balje⁽⁴⁾ 등은 효율적인 측면의 설계 이론과 실험적 연구를 하였고, Longhouse⁽⁵⁾, Fukano⁽⁶⁾는 소음적인 측면에서 대표적인 연구를 하였는데 이들의 연구에 의하면 날개길이의 1~2%에 해당하는 끝틈새의 간극은 효율에 거의

* 선문대학교 대학원 기계공학과

** 선문대학교 기계공학과

† 교신저자, E-mail : jwk@sunmoon.ac.kr

축류팬과 슈라우드의 유량 및 내부 유동 특성

Table 1 Design specifications of present fan

Max. flow rate(CMM)	200
Fan Diameter (mm)	750
Hub Diameter (mm)	225
Max. Chord Length (mm)	467.41
Max. Inlet angle (degree)	62.08
Max. Outlet angle (degree)	49.51
Blade Number	3
Rotational Direction	CW

시장 출시 제품의 실외기에 장착된 축류팬으로 직경 750 mm, 날개 수 3 개, 최대유량은 분당 200 m³ 으로 시료의 주요제원은 Table 1에 정리 되 있다. 슈라우드에 대한 축류팬의 장착위치는 Fig. 2의 Position #4와 동일하다.

슈라우드와 축류팬의 끝틈새는 날개 길이의 2%로 설계하였으며 축류팬의 위치는 슈라우드의 흡입구에서 토출구까지 총 6개 구간으로 나누었다. CFD 코드는 SCRYU -TETRA를 사용하여 각 구간별 유량과 슈라우드 내부 유동 특성을 예측하고자 하며 시료의 실외기 장착위치와 동일한 Position #4의 실험 데이터와 해석결과를 비교하여 해석 결과를 검증하고자 한다.

2. 성능평가 및 전산해석

2.1 성능평가 실험

축류팬에 대한 성능측정은 Fig. 1과 같은 완전 풍동 무향실(Full anechoic chamber with wind tunnel)에서 이루어 졌으며 이는 Fan tester와 무향실이 덕트(Duct)로 연결되어 있어서 필요시 풍량과 소음을 동시에 측정할 수 있다. 실험에 사용된 풍동은 미국공조학회(ASHREA)의 규격⁽⁷⁾에 따라 제작된 것으로 축류팬의 유량에 따른 정압 상승의 정도를 측정하였다. 축류팬의 성능 평가 실험을 위해서는 유량과 축류팬 토출 유량의 정압 상승의 정도 등이 측정되어야 하며 이를 위해 사용된 풍동에서는 안정실(Plenum chamber)을 마련하여 송풍기 토출 유동의 정압 상승을 확인할 수 있게 하였다. 또한 풍동의 하단에는 다수개의 노즐(Nozzle)을 마련하여 노즐 전후의 압력차로부터 유량을 산출할 수 있었다. 따라서 풍동에서부터 출력되는 신호는 모두 압력 변환기(Pressure transducer)로부터 발생되며 이 압력 변환기는 컴퓨터와 연결되어 시간에 따른 압력 자료를 수용하여 저장하게 된다.

Fig. 2는 팬의 위치를 총 6개 구간으로 나누는 것으로 성능 평가 실험은 #4의 위치에서 이루어졌다. 이는 대부분의 산업용 실외기에 장착된 위치와 유사하다.

완전 풍동 무향실의 측정가능 유량 범위는 2 m³/min에서 최대 88 m³/min 이기 때문에 실험에 사용된 축류팬을 상사법칙(1)을 이용하여 최대유량(Q₁) 200 m³/min에서 목표 최대유량(Q₂) 65 m³/min으로 변경하기위해 팬의 회전수를 630 rpm에서 204 rpm으로 낮추어 실험을 실시하였다.

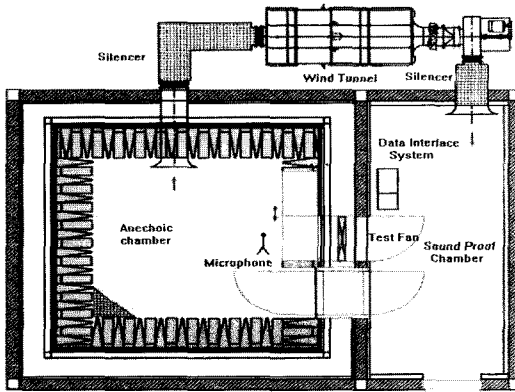


Fig. 1 Full anechoic chamber with wind tunnel

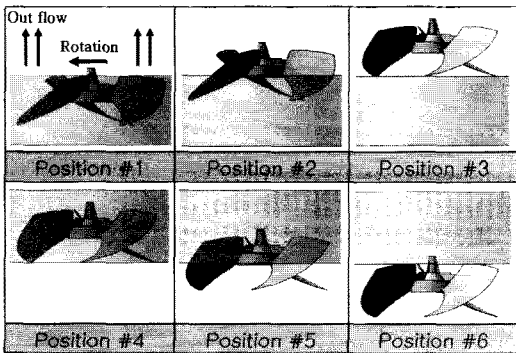
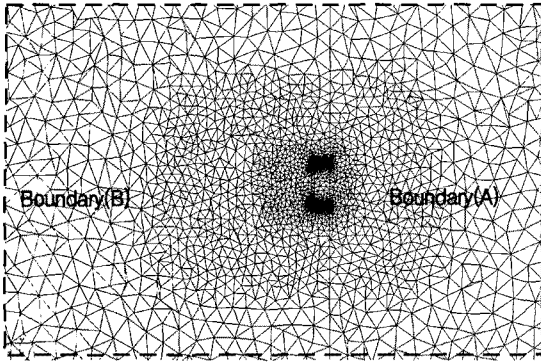


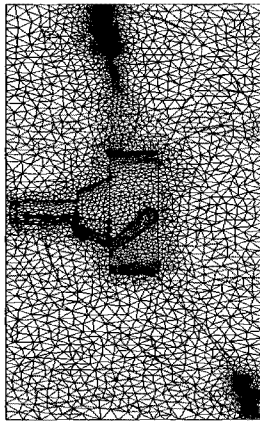
Fig. 2 Axial position of impeller in a duct

영향을 미치지 않으나 그보다 더 큰 간극에서는 간극이 1% 증가할 때마다 효율은 최대 3%가량 감소하는 경향을 나타낸다고 보고 되었다.⁽⁶⁾

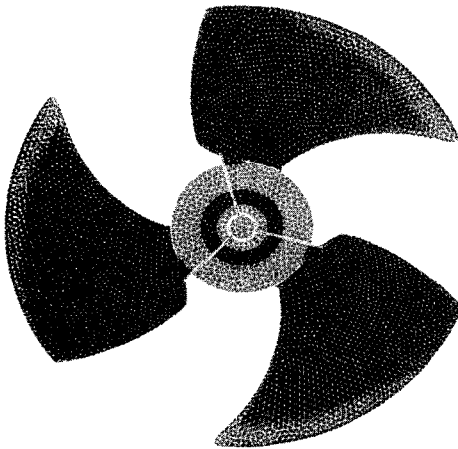
본 연구에서는 전산해석을 통해 실외기용 축류팬과 슈라우드 위치에 따른 슈라우드 내부 유동 특성 및 흡입·토출량을 분석하고자 한다. 실험에 사용된 시료는



(a) Mesh of total area with shroud



(b) Mesh of rotate area



(c) Surface mesh of fan

Fig. 3 Computational domain

상사법칙

$$\frac{Q_1}{D_1^3 N_1} = \frac{Q_2}{D_2^3 N_2} \quad (1)$$

2.2 전산해석

축류팬과 슈라우드의 설치된 위치에 따른 유량 및 슈라우드 내부 유동을 분석하기 위해 Fig. 2와 같이 총 6 개의 구간에 대해 전산해석을 실시하였다. 해석은 상용프로그램 SCRYU-TETRA V6 를 사용하여 수행하였다.

Fig. 4에서와 같이 슈라우드의 흡입구 길이 D는 축류팬 직경의 50%인 D=375 mm이며, 팬의 전연(Leading edge)과 후연(Trailing edge)의 축 방향거리(L)는 275.5 mm 이다. Fig. 3은 수치계산영역에 대해 나타내고 있다. Fig. 3(a)는 슈라우드를 포함한 전체 계산영역에 대한 격자구조로 전방(토출구 방향) 8m, 후방 5m, 측면과 상하 각각 4m 거리의 영역으로 토출 유동 및 흡입유동에 영향을 주지 않도록 충분히 여유를 설정하였다. (b)와 (c)는 각각 팬의 회전영역과 팬의 격자구조를 나타내고 있다. 전산해석을 위해 최소 2,803,152 에서 최대 3,410,414 개의 격자가 사용되었으며, 이는 슈라우드에 대한 팬의 위치 변화에 따라 계산영역이 다소 차이가 있기 때문이다. 계산영역은 사면체 격자인 Tetrahedron과 벽면 등에 사용되는 Prism격자로 구성 되어 있으며, 유동의 전산해석을 위한 경계조건으로는 전체 경계영역 중 Boundary(A)와 Boundary(B)에는 대기압 조건을 인가하였고 슈라우드와 축류팬 등 그 외 경계영역에는 정지된 벽조건을 인가하였다. 팬을 별도의 영역 Fig. 3 (b)와 같이 구성한

- #1 : H=L
- #2 : H=L/2
- #3 : H=0
- #4 : H=D
- #5 : H=D+L/2
- #6 : H=D+L

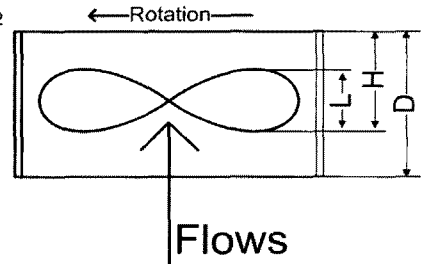


Fig. 4 Position of axial fan

이유는 회전영역에 회전요소(Moving elements)를 인가하기 위해서이다.

전산해석에 사용된 지배방정식은 삼차원 비압축성 정상유동에 대한 질량 보존 방정식과 운동량 보존 방정식 그리고 난류유동 해석을 위해 표준 $\kappa-\epsilon$ 방정식을 사용하였다. 지배방정식은 식(2)~(5)에 표기 하였으며 이들은 FVM(Finite Volume Method)으로 이산화된다.

질량 보존 방정식 :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{2}$$

운동량 보존 방정식 :

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \tag{3}$$

난류 에너지 방정식 (κ)

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_s + \rho \epsilon$$

$$G_s = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{4}$$

난류 소산율 방정식 (ϵ)

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \frac{\epsilon}{k} G_s - C_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} \tag{5}$$

위의 방정식에서 ρ 는 밀도, p 는 압력, u 는 속도, x 는 좌표를 표시하며, 그 물리량들의 방향성은 하첨자 (i, j) 등으로 나타내었다.

전산해석 결과의 검증을 위해 실외기 장착위치와 동일한 Position #4에서 이루어진 성능평가실험과 해석 결과를 비교 하였으며, 그 외 위치에서 이루어진 전산해석 역시 동일한 작동조건(204 rpm)에서 이루어졌다.

3. 성능 및 전산해석 결과

3.1 성능평가 결과

본 연구에서는 슈라우드에 대한 축류팬의 설치된 위치에 따른 슈라우드 내부 유동특성 및 흡입·토출량을 비교하기 위해 전산해석을 통한 예측과 시료의 성능 실험을 통해 예측결과의 신뢰성을 확보하고자 하였다.

실험 대상인 축류팬의 성능실험은 Position #4위치에서 이루어 졌다. 성능 실험은 완전 풍동 무향실에서 유량에 따른 정압 변동을 측정하였다. 유량 대비 정압 변동의 크기를 구하는 이유는 팬에 의해 생산되는 공기의 가용 에너지를 가늠해 보기 위해서이다. 또한 팬의 효율을 산출하기 위해 팬이 만드는 풍량과 압력, 그리고 소비전력을 측정하여 Fig.4와 같이 무차원 성능곡선을 얻을 수 있었다. 그 결과 #4 위치에서의 최고 효율은 0.66이며, 최고 효율에서의 유량계수와 압력계수는 0.2, 0.18 이다. 유량과 정압으로 나타낸 #4의 성능은 앞에서 언급한 것과 같이 회전수 204 rpm 에서 목표 최대유량 65 m³/min보다 6% 낮은 60.89 m³/min로 측정되었으며, 최고정압은 4.8 Pa이다.

Table 2 Flow rate and pressure rise of fan in different axial positions

	Volume flow rate [m ³ /min]	Pressure [Pa]
#1	56.56	2.43
#2	57.07	2.08
#3	56.74	1.45
#4	46.24	1.74
#5	53.76	3.47
#6	62.80	3.47

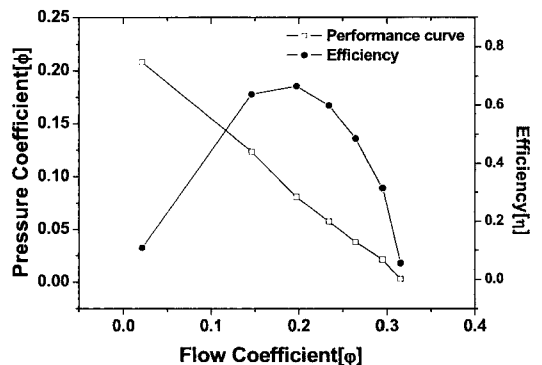


Fig. 5 Performance curves of #4 model

무차원 성능곡선에 사용된 무차원수로는 팬이 공급하는 유량에 관한 것으로 유량계수가 있고, 송풍 압력에 관한 것으로 전압 계수, 그리고 팬의 성능을 표시하는 것 중에 중요한 것으로 전 효율이 있으며 이는 식(6)~(8)에 표기하였다.

압력 계수

$$\psi = \frac{\Delta p_s}{\left(\frac{\rho}{2}\right)u^2} \quad (6)$$

유량 계수

$$\phi = \frac{4Q}{\pi d^2 u} \quad (7)$$

효율

$$\eta = \frac{\Delta p_s Q}{W} \quad (8)$$

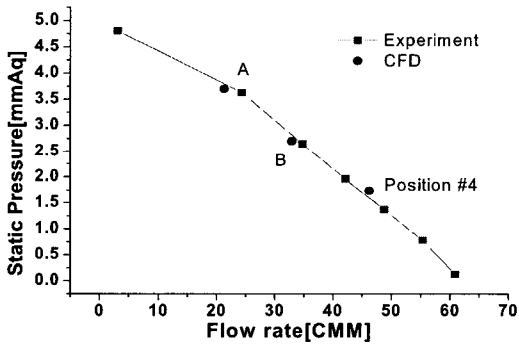


Fig. 6 Comparison of performance by experiment(line) and by CFD(black circle)

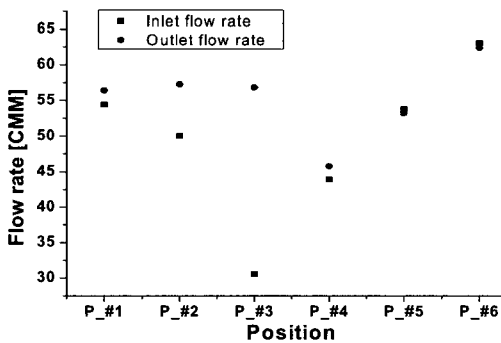
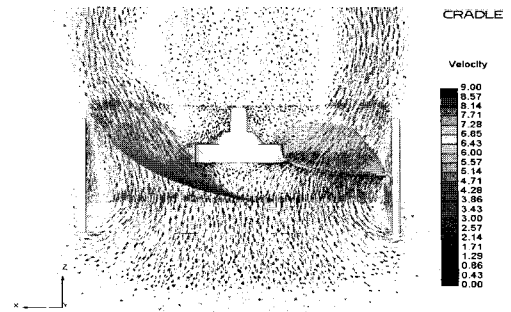
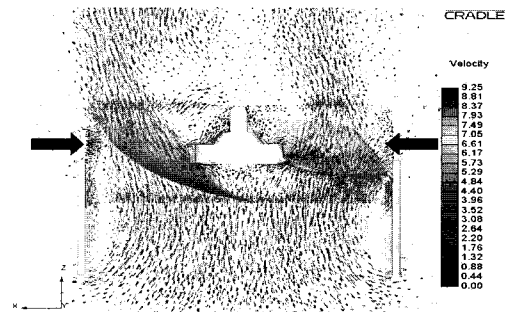


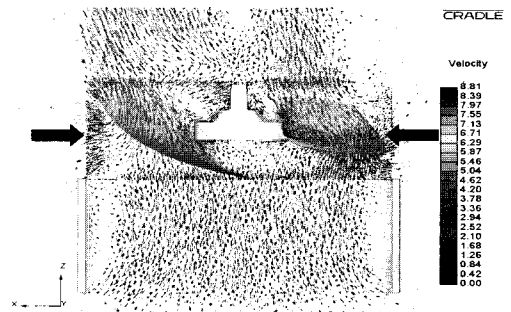
Fig. 7 Comparison of flow rate at each position



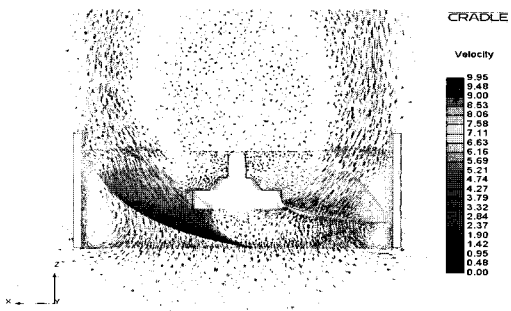
(a) Position #1



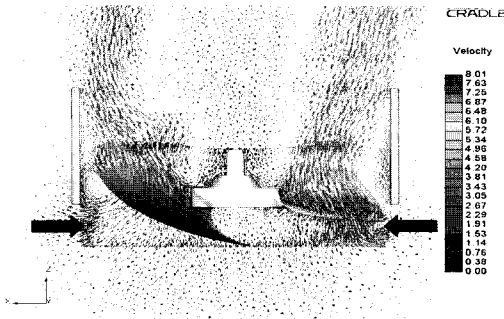
(b) Position #2



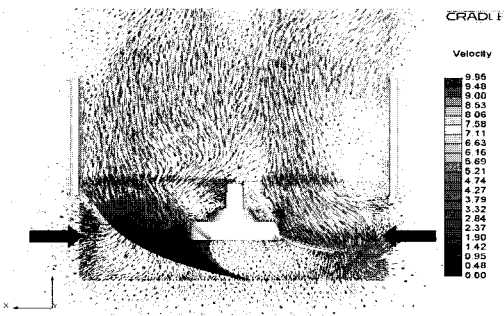
(c) Position #3



(d) Position #4



(e) Position #5



(f) Position #6

Fig. 8 Flows near impeller at different axial positions

위식의 ρ 는 유체의 밀도, u 는 팬의 원주 속도, d 는 팬의 직경, Q 는 체적유량, Δp_s 는 정압을 의미한다. #4 위치에서의 유량에 따른 압력특성을 Fig.6에 나타내었으며, 이는 설치 위치에서의 전산해석 결과의 신뢰성을 나타내기 위해 사용되었다.

3.2 전산해석 결과

전산해석은 팬과 슈라우드를 포함한 전체 영역에 대하여 수행되었고, 축류팬 각 위치에 따른 해석 조건은 성능 평가 실험과 동일 작동조건(204rpm)에서 이루어졌다. 앞서 설명 드린 것과 같이 Fig.6은 해석결과의 신뢰성 검증을 위해 Position #4에서의 성능실험 데이터와 전산해석 결과를 비교하였다. 먼저 작동조건에서의 축류팬 회전속도는 204 rpm이며 성능곡선과 비교한 결과 Fig.6의 A, B와 같이 보면 3.7 Pa(Fig.8 A)과 2.7 Pa(Fig.8 B)에서 유량이 21.32 CMM, 32.89 CMM으로 각각 12%와 6%의 오차를 나타냈으며, Position #4에서는 정압 1.74 Pa에서 유량 46.24 CMM으로 약

4%의 오차를 보였다.

동일 작동조건에서 이뤄진 위치별 토출 유량 및 압력에 대한 전산해석 결과는 Table 2에 정리되어 있으며, 슈라우드의 토출구 측에 위치하고 있는 #1~#3과 흡입구 측에 위치하고 있는 #4~#6로 나눌 수 있다.

대체적으로 토출구 측 위치의 팬에서는 동일 회전수에서의 유량 차이는 거의 없었으나 흡입구 측 위치의 팬에서는 팬이 슈라우드 영역에서 벗어날수록 유량이 증가하는 것을 알 수 있다. 하지만 Fig.7에서와 같이 슈라우드의 흡입유량과 토출유량을 각 위치에 대해 비교하여 나타낸 결과 토출구 측에 위치한(#1~#3) 팬의 경우 슈라우드를 통해 흡입되는 유량과 토출유량이 많은 차이를 나타냈다. 반면 흡입구 측에 위치한(#4~#6) 팬의 경우 흡입·토출유량에 큰 차이가 없으며, 동일하게 증가한다.

Fig. 8의 각 위치에 대한 슈라우드 내부 유동 및 토출 유동을 속도 벡터 분포로 나타낸 것이다. 축류팬이 Position #1과 #4가 같이 슈라우드 영역에 위치할 경우 균일한 토출 유동이 발생하지만 Position #2, #3, #5, #6과 같이 슈라우드 영역을 벗어날수록 슈라우드 내부 유동 및 토출 유동이 불규칙해 지며 유동 흐름의 안내 역할을 상실하게 된다. 토출구 측에 위치한(#1~#3) 축류팬은 슈라우드 영역을 벗어날수록 슈라우드 내부에서 발생하는 역류 현상은 줄어들고, Fig. 8 (b), (c)의 반경방향 유입유량(화살표방향)의 증가와 슈라우드를 통한 흡입유량은 Fig. 7과 같이 감소하게 된다. 반면 흡입구 측에 위치한 경우 #4와 #5의 경우 역류 현상은 증가 했지만, Fig 8 (e), (f)의 경우 반경 방향 유입유량(화살표방향)의 증가로 인해 슈라우드를 통한 흡입유량과 토출유량이 증가 하였다.

4. 결론

본 연구에서는 실외기용 축류팬을 사용하여 슈라우드에 대한 축류팬의 설치 위치에 따른 흡입·토출 유량 특성 및 슈라우드 내부 유동 특성을 전산해석을 통해 예측 하고자 하였으며, 연구의 결론은 다음과 같다.

- (1) 축류팬이 토출구 전방으로 위치할수록(#1~#3) 슈라우드의 흡입구로부터의 유량은 줄어들고 반경방향 유입 유량이 증가하는 것으로 나타났다.
- (2) 축류팬이 흡입구 후방으로 위치할수록(#4~#6) 반경방향 유입 유량의 증가로 슈라우드를 통한 흡입·토출유량이 증가하는 것으로 나타났다.

- (3) 슈라우드의 유동 흐름의 안내 역할을 하여 균일한 토출 유동에 유용하나 반경방향 유입 유량을 제한하여 전체 토출유량을 감소시키는 작용을 함을 밝혀냈다.

참고문헌

- (1) 全雲鶴, 1999, 유체기계 SI單位版, 문운당, pp. 169~179.
- (2) M.H.Vavra, 1960, "Aero-Thermodynamics and Flow in Flow in Turbomachines," Robert E. Krieger Publsh. co.
- (3) B.Lakshminayana, N.sitaram, JXhang, 1986, "End-wall and Profile Losses in a Low-Speed Axial Flow Compressor rotor," ASME Trans., J. Eng. for Gas Turbine & Power, Jan., pp. 22~31.
- (4) O.E.Balje, 1981, "Turbomachines : A Guide to Design Selection, and Theory," John Willy&Sons.
- (5) R.ELonghouse, 1978, "Control of Tip-Vortex Noise of Axial Flow Fans by Rotating Shrouds," J. Sound Vib., Vol.58(2), pp. 201~215.
- (6) T.Fukano, Y.Takamatsu, Y.Kodama, 1986, "The effects of tip clearance in the noise of low pressure axial and mixed flow fans," J. Sound Vib., Vol.105(2), pp. 291~308.
- (7) ASHRAE Standard, 1985, "Laboratory Methods of Testing Fans for Rating," American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- (8) Maaloum A., Kouidri S., Bakir F., Rey R., 1997, "Effect of inlet duct contour and lack thereof on the noise generated of an axial flow fan," ASME J. Fluid Engineering, Vol.119, pp. 633~646.
- (9) Software Cradle Co. Ltd., 2005, SC/Tetra Version6 User's Guide, Solver Reference, Cradle.
- (10) Software Cradle Co. Ltd., 2005, SC/Tetra Version6 User's Guide, Basics of CFD Analysis, Cradle.