

유동안정화 장치가 팬 테스트의 성능에 미치는 영향

최영석* · 김덕수** · 윤준용***

Effects of Flow Settling Means on the Performance of Fan Tester

Young-Seok Choi*, Deok-Su Kim**, Joon-Yong Yoon***

Key Words : Fan tester(팬 성능시험 장치), Flow settling means(유동안정화 장치), Nozzle(노즐), Porosity(다공성)

ABSTRACT

In this study, the effect of flow settling means on the performance of fan tester were numerically investigated by using a computational fluid dynamics(CFD). The airflow rate was calculated from the pressure differential across a flow nozzle in the measuring plane and the flow settling means were generally installed in the chamber of the fan tester to provide proper airflow patterns ahead of the measuring plane. The predicted nozzle differential pressures with uniform inlet velocities were compared with the values of the ANSI/AMCA 210-99 to verify the performance of the commercial CFD code CFX 5.6. The influence of flow settling means on the measurement of airflow rate in a fan tester were discussed with various porosities and inlet jet velocities. The results obtained show that the proper band of porosities exist to meet the AMCA standard in a specified inlet jet velocity.

1. 서론

유동 안정화 장치 (flow settling means)는 팬 테스터 (fan tester)나 풍동 (wind tunnel) 등과 같이 유동을 측정하는 장비에서 유동을 원하는 정도로 안정화시키기 위해서 많이 적용되고 있다. 팬 테스터의 경우 유동안정화 장치는 챔버 (chamber) 안에 설치되어 적절한 공기 흐름을 형성시키고 유동 박리 (separation)현상을 막기 위하여 사용되며 주로 다공판, 격자망 및 거즈 등이 사용된다. 팬 테스터는 팬의 성능을 측정하기 위한 장치로서 팬의 성능은 유량에 대한 압력, 효율곡

선으로 표시된다. 팬의 유량을 측정하기 위한 장치로서 규격에 의하면^{(1),(2)} 여러 가지 방법이 있을 수 있으나, 최근에는 멀티 노즐을 장착한 챔버형 팬 테스터가 많이 사용된다. 챔버 형 팬 테스터는 크게 시험용 풍동, 보조송풍기와 컨트롤러, 댐퍼와 컨트롤러, 각종 센서 그리고 유량측정을 위한 멀티노즐 및 계측시스템으로 구성된다. 성능의 중요한 측정값인 유량은 노즐 차압을 측정하여 계산하게 되며 노즐 차압으로부터 유량을 정확히 환산하기 위해서는 노즐 입구 측의 유동이 어떤 기준을 만족하도록 안정화 되어야 한다. 이러한 이유로 관련 규격에서는 챔버 내부 노즐 전면에서 유동을 균일하게 하기 위하여 유동안정화 장치인 메시 스크린과 다공 망으로 구성된 정류장치의 설치를 규정하고 있다.

유동안정화 장치에 대한 실험적 연구에서 Sahin and Ward-Smith⁽³⁾는 유동안정화 장치의 다공도와 위

* 한국생산기술연구원

** 한양대학교 대학원, 한국생산기술연구원

*** 한양대학교 기계공학부

책임저자 E-mail : yschoi@kitech.re.kr

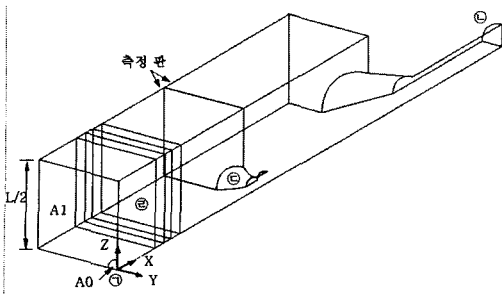


Fig. 1 Geometry of the fan tester

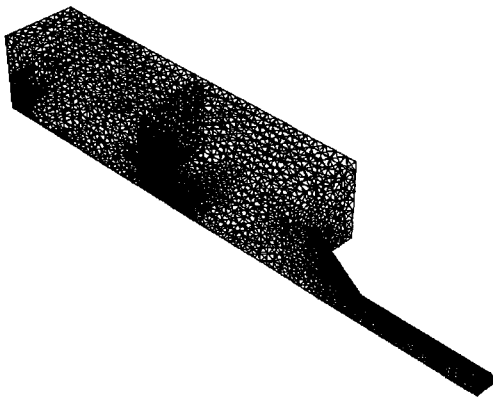


Fig. 2 Computational grid of the fan tester geometry

치에 따른 속도 분포를 연구하였고, Baines and Peterson⁽⁴⁾과 Wieghardt⁽⁵⁾는 유동안정화 장치의 형상에 따른 압력손실을 연구하였다. 유동 안정화 장치에 대한 실험적 연구는 활발히 진행되고 있지만 수치해석적 연구는 그리 많지 않은 실정이다. 본 연구에서는 실제 팬의 성능시험을 위해서 사용되는 팬 테스트의 측정판 (measuring plane) 앞에 설치되어 있는 유동 안정화 장치가 측정판에 미치는 영향을 수치 해석으로 연구하고 그 결과를 ANSI/AMCA 210-99⁽¹⁾에서 제시하는 기준과 비교 검증하여 유동안정화 장치의 타당성을 살펴보고자 한다.

2. 수치 해석 방법

2.1 해석대상 및 격자제

해석에 사용된 팬 테스트의 가하학적 형상을 Fig. 1

에 나타내었다. ㉠은 덕트 입구, ㉡는 덕트 출구, ㉢은 노즐, ㉣는 유동안정화 장치이며 팬 테스트의 형상이 좌우 대칭이므로 격자수와 해석 시간을 고려하여 전체 형상의 1/4만을 가지고 해석을 수행하였다. 노즐의 직경은 $\phi 152.2$ mm의 단일 노즐이며 챔버의 크기는 $1200 \times 1200 \times 2800$ mm 이다. 유동안정화 장치는 노즐에서부터 입구 덕트 쪽으로 700 mm와 800 mm 떨어진 곳에 위치하였다. 덕트 출구의 직경은 $\phi 200$ mm로 일반적인 시험장치에서 사용하는 덕트와 유사하게, 또는 해석의 수렴성을 좋게 하기 위해서 축소관 형태를 사용하였다. 본 연구에서 사용된 격자는 Fig. 2에서와 같이 각도 해석 방법 (Angular Resolution Method)을 사용하여 노즐 근처에 많은 격자를 형성하여 노즐 근처의 유동장을 상세히 계산하였다. 격자 생성에 있어서는 CFX 5.6에서 제공하는 비정렬 격자 (unstructured grid)를 사용하였다. 격자 테스트에 대한 결과를 그림으로 나타내지는 않았지만, 격자수를 변화시키면서 해석을 수행한 결과 노드의 수가 36,800개 이상부터는 결과 값에 많은 차이가 없는 것을 확인하였고 이후 계산에서 이 격자수로 고정하여 계산을 수행하였다.

2.2 지배 방정식 및 해석 기법

압축성 난류유동의 해석을 위한 3차원 평균 Navier-Stokes 방정식을 사용하였고 상용프로그램인 CFX 5.6을 사용하여 해석을 수행하였다. 이산화 기법은 정확도가 비교적 높은 high resolution scheme을 사용하였으며, 난류 모델로는 유동의 박리 (separation) 현상 및 제트 유동장의 해석에 적절하다고 알려진 Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ 모델을 사용하였다.

2.3 경계조건

팬 테스트의 입구부분의 경계조건에서 입구 덕트의 직경은 실제 성능시험에서 직경이 변하게 되므로 이를 모사하기 위하여 챔버의 전체 면적에 대한 덕트의 면적 비 (Area ratio) A_0/A_1 (Fig. 1에 표기)로 표기하여 입구 덕트 직경을 설정하였다. 입구 덕트의 유량은 동일한 직경에 대해서 유량을 $10 \text{ m}^3/\text{min} \sim 60 \text{ m}^3/\text{min}$ 까지 $10 \text{ m}^3/\text{min}$ 간격으로 증가시키면서 해석을 수행하였다. 이러한 입구조건으로 면적비와 유량에 따라 다양한 제트유동을 나타낼 수 있었다. 출구 덕트의 경계조건은 정압을 대기압으로 설정하였다.

2.4 유동안정화 장치의 모델링

유동안정화 장치는 다공성 매체로 모델링 하였다. 다공성 매체는 운동량방정식에서 운동량 소스로 아래와 같이 표현된다.

$$S_{M,i} = -C_{R1}U_i - C_{R2}|U|U_i + S_{spec,i} \quad (1)$$

일반적으로 다공성 매체는 Darcy's law에 의해 다음과 같이 압력 손실로 모델링이 된다.

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\mu}{K}U_i + K_{loss}\rho|U|U_i \quad (2)$$

Darcy's law와 CFX에서의 운동량 소스 (1)식을 비교하면 운동량 방정식의 소스항의 계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다

$$C_{R1} = \frac{\mu}{K}, \quad C_{R2} = K_{loss}\rho \quad (3)$$

위 식들에서 C_{R1} 은 1차 저항 계수, C_{R2} 는 2차 저항 계수, $S_{spec,i}$ 는 기타 다른 운동량 소스, K 는 투과율, K_{loss} 는 경험 손실계수, ρ 는 밀도를 나타낸다. 여기에서 경험 손실계수 (K_{loss})는 정류자나 메시 스크린에 의해서 발생하는 저항 계수 (Resistance Coefficient) (ζ)⁽⁶⁾에 의해서 구할 수 있다.

3. 해석 결과 및 고찰

3.1 유동안정화 장치가 없을 때 입구직경과 유량의 변화에 따른 압력분포

유동 안정화 장치가 없을 때 입구 직경과 유량의 변화에 따른 노즐 전 후단 (측정판)의 압력차의 변화 경향을 살펴보고자 한다. 여기서 측정판은 노즐 전 후단에서 100mm 떨어진 곳에 위치한다. 입구의 직경을 챔버 (chamber)의 전체 면적에 대한 덕트 입구 면적의 비로써 0.01, 0.02, 0.05, 0.1, 0.5, 1.0 등의 6가지 경우로 해석을 하였다. 1.0의 경우는 사각 챔버 전체 단면적을 가진 입구조건이며 이외는 각각의 면적비를 가진 원형

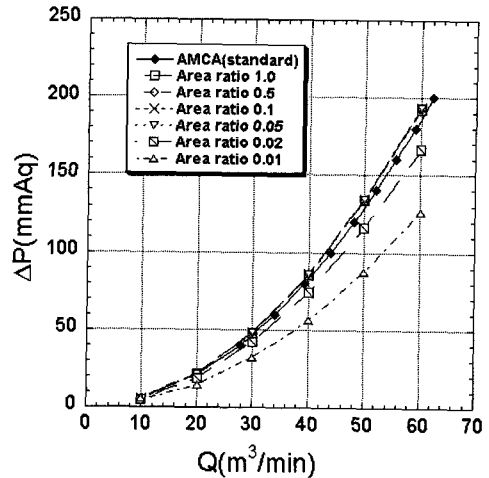


Fig. 3 Nozzle differential pressure with flow rate for various area ratio without flow settling means

입구 단면을 가진 입구조건이다. 유량은 각 입구 면적 조건에서 10 m³/min~60 m³/min까지 10 m³/min간격으로 6가지 유량에 따라 해석을 수행하였다. Fig. 3은 유동안정화 장치가 없을 때의 해석결과로서 유량에 따른 노즐 차압변화를 면적비에 대하여 나타내었다. 유량이 60 m³/min일 때 면적비가 1.0인 경우 즉 입구에서 균일하게 유동이 흐를 때 노즐 전후의 차압이 192 mmAq와 ANSI/AMCA 210-99의 계산 값인 190 mmAq를 비교했을 때 1%미만의 오차를 나타내고 있어 해석결과 타당성을 확인 할 수 있었다.

ANSI/AMCA 210-99의 계산 값은 아래 식을 사용한 값이다.

$$Q = \sqrt{2} Y \sqrt{\Delta P / \rho} \Sigma(CA) \quad (4)$$

여기서 Y 는 노즐 확장 계수, C 는 노즐 송출계수, A 는 노즐 출구 면적, ρ 는 공기 밀도를 나타낸다.

유량 60 m³/min에 대한 ANSI/AMCA 210-99의 계산 값은 190 mmAq인 경우인 반면에 동일한 유량에서 면적비가 0.01인 경우에는 노즐 전후의 차압이 125 mmAq로 나타나 동일한 유량에 65 mmAq 정도의 차이가 남을 볼 수 있다. 이것은 면적비가 작은 경우 동일 유량에서 입구속도가 증가하게 되며 이러한 입구 쪽의 제트 유동이 노즐 전후의 측정 판에 많은 영향을 미친다는 것을 나타내고 있으며 유동 안정화 장치의 필요성을 나타낸다고 할 수 있다.

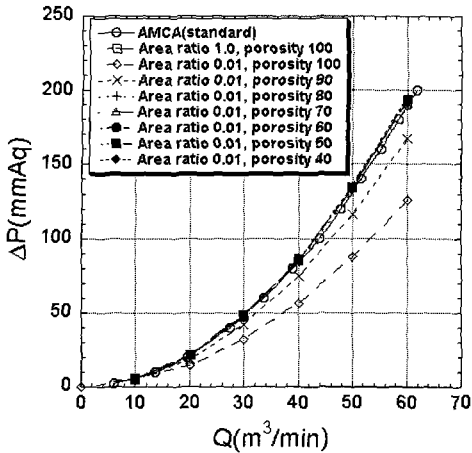


Fig. 4 Nozzle differential pressure with flow rate for various porosities

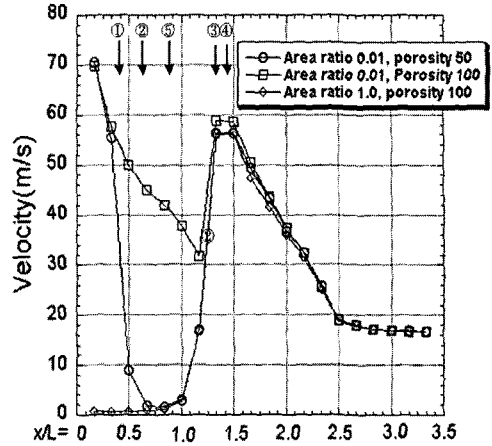


Fig. 5 Velocity profiles along the axial distance at centerline

3.2 유동안정화 장치의 다공도 변화에 따른 해석 결과

유동 안정화 장치의 다공도에 따른 해석결과를 Fig. 4에 나타내었다. 해석에 있어서 입구 경계조건으로는 Fig. 3의 결과에서 알 수 있듯이 유량에 따른 압력차이가 가장 큰 면적비 0.01을 채택하여 계산을 수행하였다. ANSI/AMCA 210-99에 따르면 유동안정화 장치의 다공도는 50%~60%를 제시하고 있으며, 본 연구에서는 비교 검토를 위해서 다공도를 40%~100%까지 걸쳐서 해석을 수행하였다. 다공도가 70% 이하인 경우에는 다공도에 관계없이 거의 동일한 압력 유량 곡선을 나타내고 있으며 면적비가 1.0이고 다공도가 100%인 경우, 즉 입구에서 균일한 유동을 주고 유동안정화 장치가 없었을 때의 해석결과와 비교하여도 거의 같은 값을 나타내고 있다. 하지만 다공도가 80%보다 큰 경우는 유동 안정화 장치의 역할을 하지 못하며 유량-압력곡선도 기준값과 차이를 보이게 되어 이는 유량측정의 오차로 나타나게 된다.

입구에서의 제트유동이 유동안정화 장치를 지나면서 어떻게 균일해지는가를 살펴보기 위해 쉐넬 테스트의 중심에 따른 속도분포를 Fig. 5에 나타내었다. 여기서 L 은 챔버의 직경, x 는 챔버의 x 축 방향의 길이를 의미한다. 다공도가 100% 즉 유동안정화 장치가 없는 경우 입구에서의 제트유동이 노즐전면까지 영향을 미치는 것을 알 수 있다. ANSI/AMCA 210-99에서는 유동안정화 장치의 0.1M의 하류 부분 (⑤)에서 유동의 최대 국부 속도는 2m/s 이내로 제한하고 있으나 유동안

정화 장치가 없는 경우에는 30 m/s 이상이므로 ANSI/AMCA 210-99에서 제시하는 기준과는 많은 차이가 있음을 볼 수 있다. 여기서 M 은 등가직경으로 $M = \sqrt{4L^2/\pi}$ 로 나타낸다. 다공도가 50%인 경우는 Fig. 5의 유동안정화장치 ①과 ②를 지나면서 유동저항에 의해 중심 속도는 급격히 감소하며 면적비 1.0의 균일한 속도분포 입구조건과 비슷한 중심속도를 갖게 되어 기준조건을 만족하게 되며, 그 결과 Fig. 6에 나타낸 노즐 차압 (Fig. 6의 ③과 ④에서의 벽면정압의 차이로 실제 시험에서 얻을 수 있는 노즐 차압)은 균일 입구조건과 거의 같아지게 되고 결과적으로 유량측정의 정확성을 기할 수 있게 된다.

3.3 챔버 내부의 속도 분포

입구 제트 속도가 큰 면적 비 0.01, 유량 60 m³/min의 경우 챔버 내부의 속도 분포를 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7에서 ①과 ②의 위치인 $x/L = 0.40$ 과 0.55에 유동안정화 장치가 부착되어 있다. 입구 쪽의 제트 유동이 유동안정화 장치를 지나면서 비 균일한 유동이 균일한 유동으로 바뀌는 것을 볼 수 있다. 첫 번째 유동 안정화 장치를 지날 때는 속도 분포의 제트성분이 아직 남아 있었지만 두 번째 유동안정화 장치를 지나면서 속도 분포가 거의 균일해지는 것을 볼 수 있다. 이러한 유동의 균일한 정도는 쉐넬 테스트의 규격을 만족하는지의 척도가 되며 한 예로 본 계산 결과인 다공도 50%인 유동안정화 장치에서 스크린의 0.1M의 하류

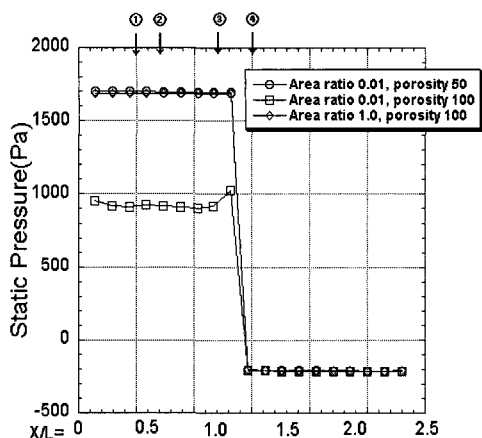


Fig. 6 Static pressure distribution along the chamber wall

부분에서 유동의 최대 국부 속도를 살펴보면 최대 국부 속도가 1.72 m/s로 ANSI/AMCA 210-99에서 제시한 2 m/s를 초과하지 않기 때문에 규격 조건을 만족함을 알 수 있다.

3.4 다공도 변화에 따른 결과 값과 AMCA 기준과의 비교 분석

ANSI/AMCA 210-99에서 보면 유동안정화 장치의 스크린에서 0.1M 하류 부분에서의 유동의 최대 국부속도가 2 m/s를 초과하지 않아야 하고 만약에 초과한 경우에는 최대국부속도의 25%가 평균 속도를 넘지 않아야 한다고 제시하고 있다. 해석결과를 분석하여 다공도와 유량에 따른 챔버 내의 속도가 ANSI/AMCA 210-99에서 제시한 규정 값에 부합하는지를 알아보았다. Table 1은 유량과 다공도에 따른 챔버 내의 속도와 ANSI/AMCA 210-99에서 제시한 규정 값을 비교 분석한 표이다. 다공도가 40%와 50%는 전 유량 영역에서 최대 국부속도가 2 m/s를 넘지 않았으며, 다공도가 60% 이상부터 고 유량의 경우 최대 국부속도가 2 m/s를 넘는 것을 볼 수 있다. 다공도가 60%이고 유량이 60 m³/min인 경우 최대 국부속도가 2 m/s를 넘지만 최대 국부속도의 25%가 챔버 내의 평균 속도를 초과하지 않기 때문에 ANSI/AMCA 210-99에서 제시한 규격 조건을 만족하고 있다. 다공도가 70%이고 유량이 30 m³/min인 경우 기준속도 2 m/s를 초과하는 경우이고 이때 최대 국부속도의 25%값이 평균속도의 값을 초과하므로 ANSI/AMCA 210-99에서 제시한 규정에

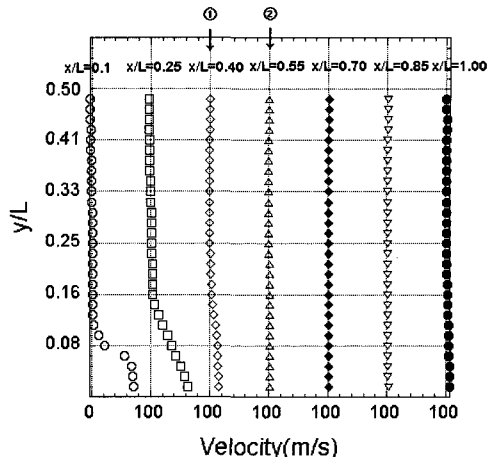


Fig. 7 Axial velocity profiles at various axial distance (Area ratio 0.01, porosity 50%, Q=60 m³/min)

어긋남을 알 수 있다. 따라서 Fig. 4의 그래프에서 보면 다공도가 70%인 유량-압력곡선이 비록 다공도가 60%이하던 것과 비슷하게 나온다 하더라도 ANSI/AMCA

Table 1 Acceptance of requirements according to the porosities with various flow rates at area ratio 0.01

Flow	Velocity	Porosity 60%			Acceptance
		Max. local velocity(m/s)	Average velocity(m/s)	25% of Max. local velocity	
	10m ³ /min	0.38	0.115	0.095	○
	20m ³ /min	0.77	0.223	0.192	○
	30m ³ /min	1.16	0.345	0.290	○
	40m ³ /min	1.56	0.461	0.390	○
	50m ³ /min	1.95	0.576	0.487	○
	60m ³ /min	2.34	0.694	0.585	○
Flow	Velocity	Porosity 70%			Acceptance
		Max. local velocity(m/s)	Average velocity(m/s)	25% of Max. local velocity	
	10m ³ /min	0.77	0.115	0.192	○
	20m ³ /min	1.57	0.223	0.392	○
	30m ³ /min	2.36	0.345	0.590	×
	40m ³ /min	3.15	0.461	0.787	×
	50m ³ /min	3.94	0.576	0.985	×
	60m ³ /min	4.73	0.694	1.182	×
Flow	Velocity	Porosity 80%			Acceptance
		Max. local velocity(m/s)	Average velocity(m/s)	25% of Max. local velocity	
	10m ³ /min	2.09	0.115	0.522	×
	20m ³ /min	4.23	0.223	1.057	×
	30m ³ /min	6.38	0.345	1.595	×
	40m ³ /min	8.52	0.461	2.130	×
	50m ³ /min	10.67	0.576	2.667	×
	60m ³ /min	12.81	0.694	3.202	×

210-99에서 제시한 규정에는 어긋남을 알 수 있다. 다공도가 80% 이상이 경우는 아주 저유량을 제외하고는 거의 모든 경우에 최대 국부속도가 2m/s를 초과하고 있으므로 ANSI/AMCA 210-99의 규정을 만족하지 못하고 있다. 해석 결과를 종합하면 ANSI/AMCA 210-99의 규정을 만족하려면 적어도 다공도는 60% 이하로 설정되어야 한다. 다공도가 너무 작은 경우는 유동안정화 장치로 인한 압력손실이 너무 크게 되므로 팬 테스트의 보조송풍기의 용량을 키워야 하는 문제가 발생하게 되므로 적절히 선정해야 한다. 실제로 ANSI/AMCA 210-99에서 유동안정화 장치의 다공도는 50%~60%를 추천하고 있으며, 이는 해석결과와도 일치한다고 할 수 있다.

4. 결론

팬 테스트에서 사용되는 유동안정화 장치의 다공도가 측정 판에 미치는 영향에 대하여 해석을 수행한 결과 아래와 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- 1) 입구에서 면적비 1.0인 균일한 유입조건으로 계산을 수행한 결과 ANSI/AMCA 210-99의 유량-노즐차압곡선과 매우 잘 일치하는 해석결과를 나타내고 있어 해석의 타당성을 확인할 수 있었다.
- 2) 유동안정화 장치가 없는 경우, 입구 제트유동의 속도가 클 때 입구 쪽의 제트 유동이 노즐 전후의 측정 판에 많은 영향을 미쳐 유동 안정화 장치의 필요성을 확인할 수 있었다.

- 3) 유동안정화 장치에서의 다공도는 ANSI/AMCA 210-99에서 규정한 것처럼 50%~60%를 만족해야 함을 해석을 통해 확인할 수 있었으며, 다공도가 70%이상일 때, 입구의 제트 속도가 큰 경우 노즐 전후의 측정 판에 영향을 끼쳐 차압측정으로 인한 유량계측에 있어 오차가 발생하게 됨을 알 수 있었다. 이는 규격에서 제시하는 다공도의 범위와도 일치됨을 확인할 수 있었다.

참고문헌

- (1) ANSI/AMCA 210-99, 1999, "Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating".
- (2) ISO 5801, 1997, "Industrial fans-Performance testing using standardized airways".
- (3) B. Sahin and A. J. Ward-Smith, 1987, "The use of perforated plates to control the flow emerging from a wide-angle diffuser with application to electrostatic precipitator design," *Journal of Heat Fluid Flow*, Vol. 8, pp. 124~131.
- (4) E.M Laws and J. L. Livesey, 1978, "Flow through screens," *Annual review of Fluid Mechanics*, Vol. 10, pp. 247~266.
- (5) B. Sahin, 1985, "Flow control in a wide-angle diffuser using perforated plates," Ph. D. thesis, Department of Mechanical Engineering, Brunel University, London.
- (6) I.E. Idelchik, 1994, "Handbook of hydraulic resistance".