

〈論 文〉

부분적인 필터교체에 따른 청정실내부의 유동특성

이재헌* · 박명식**

(1993년 2월 20일 접수)

Flow Characteristics in a Clean Room after Divisional Filter Exchange

Jae-Heon Lee and Myoung-Sig Park

Key Words : Pressure Drop(압력강하), Clean Room(청정실), Distributed Pressure Resistance (분산압력저항), Low Pressure Loss Filter(저압손필터)

Abstract

A numerical investigation has been carried out for the flow characteristics after exchange of some filters from the original layer to the new low pressure loss layer with equal filtering efficiency. The solution domain includes upper plenum, filter layer, clean space, access panels, and lower plenum. The concept of the distributed pressure resistance was applied to describe the momentum loss in filter layer and access panels. The evolution of the flow field is simulated using the low Reynolds number $k-\bar{\epsilon}$ turbulent model and SIMPLE algorithm based on the finite volume method. As a result, after the exchange of filter layer the power requirement can be reduced by 8~9 percent. The results also demonstrate that the perpendicularity of the flow near access panels may become worse at new filter layer than original filter layer. But the situation can be recovered by adjusting the jopening ratio of access panels.

1. 서 론

제 2차 세계대전이 시작되었을 때, 폭격조준기, 자이로스코프, 정밀광학장치, 시한장치, 정밀베어링 등의 군수물자들은 고도의 정밀도를 요구하였으며, 이러한 정밀도는 재료의표면 청결처리 문제라는 한계에 부딪혔다. King⁽¹⁾이 조사한 바에 의하면 생산공정에서 주위환경의 청결도와 기류제어에 관한 연구는 이때부터 집중적으로 수행되기 시작하였다고 한다. 기류제어용 대표적 시스템으로서 오늘날과 같은 청정실이 출현하게 되었다. 청정실은 반도체 및 정밀기계 뿐만아니라 광학기기, 식품, 의약, 원자력 등의 산업분야에서의 기본기술로 대

두되었다. 청정실에서는 많은 운전비가 소요되며, 이중 송풍동력용 전력비가 대부분을 차지한다. 특히 우리나라의 경우, 전력요금에 외국에 비해 고가이므로 운전비용의 차이가 청정실 내에서 제조되는 제품가격에 반영되어 국제적 경쟁력면에서 불리한 위치에 놓이게 된다. 따라서 송풍동력비의 절감을 위한 하나의 제안으로서 청정실에서 사용되는 필터를 저압손필터(low pressure loss filter)로 교체하여 설치하는 방법을 생각할 수 있다.⁽²⁾ 여기서 저압손필터란 일반필터와 동일한 포집효율을 가지나 공기가 필터를 통과시 압력손실이 작은 필터를 일컫는다.

필터 제작기술 발전에 따라 청정실에 이미 설치되었던 필터가 계속하여 새로운 저압손필터로 교체될 것이다. 그러나 실제 운전중인 청정실에서는 모든 필터를 일시에 교체시키기도 하겠지만 중요부위

*정회원, 한양대학교 기계공학과

**정회원, 한양대학교 기계공학과 대학원

순서로 혹은 필터저항이 큰 순서에 따라 점차적으로 교환이 이루어지는 경우도 있을 것이다. 특히 최근 청정실에서 주요 국소위치만을 주위 청정도보다 한층 높게 유지시키는 미소환경(mini environment) 기술에서는 압력손실이 서로 다른 필터의 설치가 요구되기도 한다. 필터층에서 일부필터가 저압손필터로 교체되는 경우, 각 필터로부터 청정실내로 유입되는 공기의 유동특성은 국소적으로 상이하게 되며, 이에따라 기류의 편향이 야기될 수 있다. 이러한 기류의 편향은 실내 청정도 형성에 커다란 영향을 미치는 요인이 되므로 필터교체시 유동특성의 변동을 예측하는 것이 필요하다.

본 연구에서는 저압손 필터를 기존 설치된 일부 필터와 교체하여 설치한 후, 교체전후의 기류 유동특성을 비교 검토하여 저압손 필터설치에 적합한 시스템 설계자료를 제시하고자 한다. 이를 위하여 본 연구에서는 저압손 필터의 배치 위치를 변수로 선택하여 수치적인 방법에 의하여 청정실 내의 유동특성을 예측하였다.

2. 청정실 모델의 선정

실제 운용되는 청정실의 기하학적 형상은 여러가지가 있을 수 있으나, 본 연구에서는 현재 한국과학기술연구원에 설치된 실제 청정실을 모델로 선택하였다. 실제 청정실의 유동은 3차원 특성을 가지지만, 본 이론연구에서는 필터가 교체됨에 따른 기류의 유동특성에 관심이 있으므로 제 3의 방향길이를 단위길이로 간주한 2차원 청정실을 연구대상으로 선택하였다.

본 연구에서의 2차원 청정실 모델은 Fig. 1에 나타낸 바와 같다. 그림에서 기준좌표계는 전체영역의 좌측 상부모서리를 기준으로 하부수직방향을 x 축, 우측 방향을 y 축으로 정하였다. 또한 청정실 높이에 따른 유량분포특성을 논의하기 위하여, 필터층의 좌측 하부모서리를 기준으로 새로운 좌표 x^* , y^* 를 설정하였다. 모델전체 크기는 $W \times H$ ($4.24 \text{ m} \times 6.05 \text{ m}$)이며 이 전체영역이 계산영역으로 간주된다. 모델의 상부에는 $W_1 \times H_1$ ($3.74 \text{ m} \times 0.6 \text{ m}$)인 상부 플레넘(upper plenum)이 존재하고, 상부 플레넘으로부터 청정실까지에는 $W_2 \times H_2$ ($1.0 \text{ m} \times 0.4 \text{ m}$)인 수직통로가 존재한다. 수직통로로부터 하부방향으로 H_3 (1.0 m) 간격 구간에서는 y 방향 폭 (W_3)은 같으나 유동저항이 서로 다른 4개의

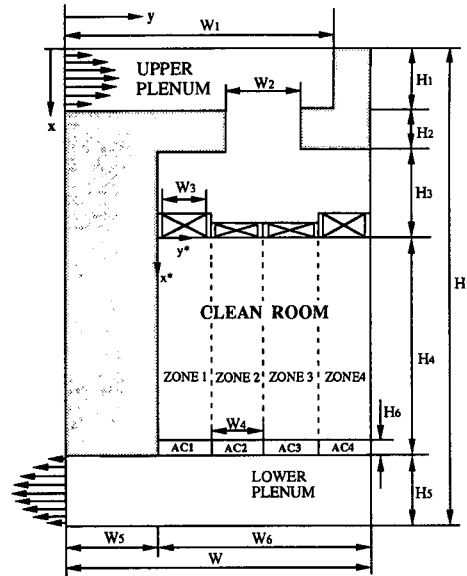


Fig. 1 Schematic of present investigation :

$H=6.05 \text{ m}$, $H_1=0.6 \text{ m}$, $H_2=0.4 \text{ m}$, $H_3=1.0 \text{ m}$,
 $H_4=3.0 \text{ m}$, $H_5=1.0 \text{ m}$, $H_6=0.05 \text{ m}$
 $W=4.24 \text{ m}$, $W_1=3.74 \text{ m}$, $W_2=1.0 \text{ m}$, $W_3=0.57$
 m , $W_4=0.6 \text{ m}$, $W_5=1.84 \text{ m}$, $W_6=2.4 \text{ m}$

ULPA(Ultra Low Particulate Air) 필터가 배치된 필터층이 설치되어 있다. 필터와 필터사이에는 두께가 0.15m인 필터받침대가 설치되어 유동을 제한하고 있다.

청정실 실내공간을 4개의 수직영역으로 구분하여 zone1, zone2, zone3 및 zone4로 칭할 때, 각 zone에 배치되는 4가지 종류의 필터를 Table 1에 나열하였다. 표에서 A , A^+ , B 및 B^+ 는 모두 Panel형 ULPA 필터이나 두께 혹은 압력손실이 각기 다르며 그 사양은 표 하단에 나타내었다. 여기서 t 는 필터의 두께, D 는 필터의 깊이(x - y 평면에 수직), q 는 필터를 통과하는 공기의 정격유량, Δp 는 필터에서의 압력강하량을 나타낸다.

필터 A^+ 와 필터 B^+ 는 필터 A 와 필터 B 에 비하여 동일한 입자포집효율을 가지나 압력손실은 약 17% 정도 감소되는 저압손 필터이다. Table 1의 필터층 α_1 과 필터층 β_1 은 패널형 ULPA 필터가 설치된 기존필터층이다. 필터층 α_2 및 필터층 β_2 는 필터층 α_1 과 필터층 β_1 의 zone3와 zone4에 설치된 필터를 저압손 필터로 교체한 경우이다.

필터 하부면부터 아랫방향으로 H_4 (3 m)인 저점인 청정실바닥에는 각각 $W_4 \times H_6$ ($0.6 \text{ m} \times 0.05 \text{ m}$)

Table 1 Configuration of filters in present investigation

Filter Layer		zone1	zone2	zone3	zone4
Config. α	Orig. α_1	A	A	A	A
	New α_2	A	A	A ⁺	A ⁺
Config. β	Orig. β_1	A	B	B	A
	New β_2	A	B	B ⁺	A ⁺

Note)

A : $t \times D \times W_3$ (150 mm \times 1170 mm \times 570 mm),
 $\Delta P = 176$ Pa at $q = 0.35$ m³/s

A⁺ : $t \times D \times W_3$ (85 mm \times 1170 mm \times 570 mm),
 $\Delta P = 146$ Pa at $q = 0.35$ m³/s

B : $t \times D \times W_3$ (80 mm \times 1170 mm \times 570 mm),
 $\Delta P = 176$ Pa at $q = 0.19$ m³/s

B⁺ : $t \times D \times W_3$ (80 mm \times 1170 mm \times 570 mm),
 $\Delta P = 146$ Pa at $q = 0.19$ m³/s

크기의 전개된 (all opened) 4개의 액세스 패널 (access panel)이 존재한다. 각 액세스 패널의 명칭은 좌측으로부터 우측으로 AC1, AC2, AC3, 그리고 AC4로 지칭하기로 한다. 액세스 패널 하부에는 $W \times H_5$ (4.24 m \times 1 m)인 하부 플레넘이 존재한다.

전체적인 공기순환 경로는, 송풍기 출구로부터의 공기가 상부플레넘으로 유입되며 청정실의 천정에 설치된 4개의 필터를 통하여 청정실 내로 유입된 후 청정실 바닥인 액세스 패널을 거쳐 하부플레넘을 통과하여 송풍기로 다시 유입되는 것으로 볼 수 있다.

3. 기류분포의 이론적 해석방법

3.1 지배 방정식

청정실 설계의 전통적인 방법은 시간과 비용이 많이 드는 실험에 의한 경험적 조작에 의존하는 것이다. 특히 본 연구에서와 같이 기존 청정실에서 일부 필터를 교체할 경우에는 교체 후의 청정실 성능을 예측하기 위한 실험적 방법의 적용이 쉽지 않다. 따라서 본 연구에서는 실험적 방법보다 실제 청정실에서 성공적으로 응용된 바 있는 이론적 연구방법⁽³⁾을 채택하여 저압손실필터로의 부분적인 교체에 따른 청정실 내부의 유동특성을 고찰하고자 한다.

Fig. 1에 보이는 2차원모델에서의 유동특성을 기술하는 연속방정식, 운동량방정식 그리고 관련된 난류운동에너지 방정식을 아래와 같이 나타내었다. 이때 사용된 난류모델은 Low Reynolds수 $k-\varepsilon$ 난류모델 중 LS모델⁽⁴⁾이다. 이 난류모델은 고정된 경계면을 수치적으로 처리할 때 벽면함수를 필요로 하지 않기 때문에 본 연구의 청정실과 같이 장애물이 많은 공간의 유동해석에 유리하다.

(1) 연속방정식

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

(2) 운동량방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} &= \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x} \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_t \frac{\partial v}{\partial x} \right] \\ &+ \frac{5}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_t \frac{\partial u}{\partial x} \right] \\ &+ \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_t \frac{\partial v}{\partial y} \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} [\rho k] \\ &+ S_u \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} &= \frac{\partial p}{\partial y} \\ &+ \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_t \frac{\partial v}{\partial y} \right] \\ &+ \frac{5}{3} \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_t \frac{\partial v}{\partial y} \right] \\ &+ \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_t \frac{\partial u}{\partial x} \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} [\rho k] + S_v \end{aligned} \quad (3)$$

식(2)와 식(3)의 운동량방정식에서 나타나는 S_u 및 S_v 는 필터 혹은 액세스 패널의 존재에 의한 운동량의 감쇄를 뜻하며 원천항이다. 따라서 S_u 및 S_v 는 필터 혹은 액세스 패널위치에서만 정의되며 다른 영역에서는 0이다.

(3) 난류에너지 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x} \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + G - \rho(\bar{\varepsilon} + D) \end{aligned} \quad (4)$$

(4) 난류운동에너지 소산율방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u \bar{\varepsilon})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \bar{\varepsilon})}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x} \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial y} \right] \end{aligned}$$

$$+\frac{\bar{\epsilon}}{k} (C_1 G - C_2 \rho \bar{\epsilon}) + E \quad (5)$$

식(5)에서 Reynolds 전단응력에 의한 난류운동 에너지의 생성률(production rate)을 나타내는 G 는 다음과 같다.

$$G = \mu_t \left\{ 2 \left[\left[\frac{\partial u}{\partial x} \right]^2 + \left[\frac{\partial v}{\partial y} \right]^2 \right] + \left[\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right]^2 \right\} \quad (6)$$

위의 난류식들에서 나타난 난류점성계수 μ_t 는 아래와 같다.

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\bar{\epsilon}} \quad (7)$$

난류량에 관한 식(4), (5), 및 (7)에 나타나는 여러가지 항의 표현을 Table 2에 나타내었으며 난류모델에서의 실험상수는 $\sigma_k=1$, $\sigma_\epsilon=1.3$, 그리고 $C_1=1.44$ 이다. 포에서 R_t 는 난류 Reynolds 수, D 는 점성응력에 의해서 생성되는 난류운동에너지, 그리고 E 는 벽면근처에서 난류운동에너지의 실험치에 근접시키기 위하여 부기된 항을 나타낸다.⁽⁶⁾ 이 모델에서 사용되는 등방성 난류운동에너지소산율 $\bar{\epsilon}$ 은 벽면에서 경계조건을 간편하게 주기 위하여 표준 $k-\epsilon$ 모델에서 사용되는 난류운동에너지소산율 ϵ 을 아래와 같은 관계식으로 대체한 것이다.

$$\bar{\epsilon} = \epsilon - D \quad (8)$$

전술한 지배 방정식과 함께 정의되는 경계조건은 다음과 같다.

모든 벽에서

$$u=0, v=0, k=0, \bar{\epsilon}=0$$

입구에서

$$u=0, v=v_{in}, k=0.01v_{in}^2, \bar{\epsilon}=0.02v_{in}^3/H_1$$

출구에서

$$\partial u/\partial y=0, \partial v/\partial y=0, \partial k/\partial y=0, \partial \bar{\epsilon}/\partial y=0 \quad (9)$$

여기서 입구(inlet)는 $y=0$ 이며 $0 \leq x \leq H_1$ 인 영역이고, 출구(outlet)는 $y=0$ 이며 $(H-H_5) \leq x \leq H$ 이 영역이다. 상부플레넘 유입속도 v_{in} 은 2 m/s로 하였으며 이는 청정 실내부의 기류평균속도를 0.5 m/s로 규정하기 위하여 선정된 것이다. 입구에서의 유입 난류운동에너지는 공기가 슬롯(slot)으로부터 실내공간으로 유입되는 모델을 연구한 Lage 등⁽⁶⁾ 제안에 따라 평균운동에너지의 1%로 가정하였다. 유입 난류운동에너지소산율에 관해서는, 실내공간내의 유동을 포함한 오염제거효율에 관한 Lage 등⁽⁶⁾의 수치계산결과에서 대표 혼합길이(representative mixing length)가 유입구높이의 5%인 경우에 가장 타당한 것으로 나타났으므로 본 연구에서도 이를 채택하였다.

3.2 운동량 원천항의 처리

Sadjadi 등⁽⁷⁾은 청정실 내에서 필터를 다공물질로 가정하여 Darcy법칙을 적용한 수치계산을 수행한 결과 속도분포의 실험치와 근사한 결과를 얻을

Table 2 Expression for low Reynolds number $k-\bar{\epsilon}$ turbulent model

Term	Expression
R_t	$\frac{\rho k^2}{\mu \bar{\epsilon}}$
D	$2\nu \left(\left[\frac{\partial k^{1/2}}{\partial x} \right]^2 + \left[\frac{\partial k^{1/2}}{\partial y} \right]^2 \right)$
E	$\frac{2\mu\mu_t}{\rho} \left\{ \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right]^2 + \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right]^2 + 2 \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} \right]^2 + 2 \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} \right]^2 + \left[\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right]^2 + \left[\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right]^2 \right\}$
C_μ	$0.09 \exp \left[\frac{-3.4}{(1+R_t/50)^2} \right]$
C_2	$1.92(1-0.3 \exp(-R_t^2))$
C_1	1.44
σ_k	1.
σ_ϵ	1.3

수 있었다. 또한 Cheng⁽⁸⁾은 중장비용 원형필터 내의 유동특성을 난류를 고려하여 해석한 바 있으며 필터를 해석할 때 관성을 고려한 확정된 Darcy법칙⁽⁹⁾을 적용한 바 있다. 본 연구에서는 Darcy법칙을 적용하였으며 필터여재와 악세스 패널로 인한 유동저항을 묘사하기 위하여 다공물질의 총압력강하 요인이 다공물질의 전체체적에 고르게 분산되어 있다고 간주하는 분산압력저항 개념⁽¹⁰⁾을 도입하였다.

Raber⁽¹¹⁾에 따르면 공기유동저항에 수직인 다공물질에서의 압력강하량 Δp 는 평균통과속도 u_m 에 선형적으로 비례한다는 Darcy법칙에 의하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta p = C_f \mu u_m \quad (10)$$

여기서 C_f 은 주어진 다공물질의 분산압력저항계수이며, μ 는 공기의 점성계수이다. 식(10)을 이용하여 다공물질에서의 단위두께당 압력강하인 압력구배 $\Delta p/t$ 는 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta p/t = C_f \mu u_m/t \quad (11)$$

여기서 t 는 다공물질의 두께이다. 위의 1차원적인 논의를 2차원 유동에 확장시키면, 식(2)와 식(3)에서의 원천항은 아래와 같이 표현된다.

$$S_u = (\Delta p/t_x)_f = (C_f \mu u(x, y)/t_x)_f \quad (12)$$

$$S_v = (\Delta p/t_y)_f = (C_f \mu v(x, y)/t_y)_f \quad (13)$$

여기서 하첨자 f 는 필터를 의미하며 $u(x, y)$ 와 $v(x, y)$ 는 필터내부의 임의 위치 (x, y) 에서의 국소속도이다. 또한 t_x, t_y 는 각각 x 와 y 방향의 필터두께를 나타낸다.

실제계산에 사용된 분산압력저항계수 C_f 의 값은 정격풍량에 대한 압력강하량이 알려진 실제필터와 실제 악세스 패널의 자료를 식(10)에 대입하여 구하였다. 본 연구에서 채택된 필터 $A, A^+, B,$ 및 B^+ 의 분산압력저항계수 C_f 의 값은 각각 $1.814 \times 10^7 m^{-1}$, $1.512 \times 10^7 m^{-1}$, $3.284 \times 10^7 m^{-1}$, 및 $2.737 \times 10^7 m^{-1}$ 로 환산되었다. 전개된 (full opened) 상태와 반개된 (half opened) 상태의 악세스 패널에서 분산압력저항계수의 값은 각각 $9.983 \times 10^5 m^{-1}$ 와 $1.736 \times 10^6 m^{-1}$ 로 환산되었다.

다공물질에서 일반적으로 정의되는 투과율 κ (permeability)와 본 연구에서 정의한 분산압력저항계수 C_f 사이에는 아래와 같은 관계식이 성립된다.

$$\kappa = t/C_f \quad (14)$$

윗 식을 이용하면 앞서 나타난 필터종류 $A, A^+, B,$ 및 B^+ 에 해당하는 투과율 κ 는 각각 $8.269 \times 10^{-9} m^2$, $5.622 \times 10^{-9} m^2$, $2.430 \times 10^{-9} m^2$, 그리고 $1.826 \times 10^{-9} m^2$ 임을 알 수 있다. 이러한 투과율의 환산은 청정실 유동특성을 연구하기 위한 모델실험에서 실제 필터 대신 동일한 투과율을 가진 다공물질의 선정을 가능하게 해준다.

3.3 필터내부에서의 난류량 처리

필터내부의 유동특성은 필터외부의 유동특성과는 상이할 것이다. 필터가 포함된 2차원 유동영역에서 필터 내부유동을 층류로 가정하는 것이 거시적으로 틀리지 않는다는 Cheng⁽⁸⁾의 연구에 의하면 난류운동에너지 k 와 등방성 난류운동에너지 소산율 ε 에 의해서 결정되는 필터내부에서의 난류점성계수 μ_t 는 식(7)에 의하여 0이 되거나 혹은 층류점성계수와 비교될 정도로 아주 작아야 한다. 그러므로 본 연구에서는 필터내부에서 난류운동에너지 k 와 등방성 난류운동에너지소산율 ε 모두를 0에 근사한 1.0×10^{-18} 의 일정한 값으로 고정시켰다. 그러나 필터가 난류발생기 역할을 하므로 필터를 지나는 유동에서의 난류량을 지정해주는 문제는 여전히 남아있다. Suwa⁽¹²⁾는 필터내부 분리판의 절곡을 고려하여 필터통과 이후의 공기유동에 관한 실험적 연구를 수행한 바 있다. Suwa⁽¹²⁾의 연구에서는 필터의 절곡부위를 오목부와 볼록부로 구분할 때, 공기의 평균 필터통과속도가 0.3 m/s인 경우에 필터 하부경계면으로부터 후방 50 mm까지의 오목부와 볼록부의 난류운동에너지 분포는 상이하지만 필터면 후방 50 mm 이후에 오목부와 볼록부의 난류운동에너지는 모두 동일한 값을 가지며 하류로 갈수록 감소하는 경향이 나타났다. 또한 Fujii⁽¹³⁾의 연구에서는 공기의 평균 필터통과속도가 0.3 m/s인 경우, 필터하부 경계면으로부터 100 mm 후방에서 측정된 난류강도는 대략 0.08 정도로 나타났으며 공기의 평균 필터통과속도가 0.6 m/s로 증가하던 난류강도는 1.6배 정도 증가하는 것으로 나타났다. 본 연구에서는 이들의 연구결과로부터 필터면 인접 후방 0.1 m 위치에서의 난류운동에너지 k_{back} 의 분포를 그 위치에서의 시간평균속도 u_{back} 을 이용하여 다음과 같이 가정하였다.

$$k_{back} = 0.01 u_{back}^2 \quad (15)$$

필터경계면 후방에서의 난류운동에너지 소산율 분포를 정하기 위하여 Schicht⁽¹⁴⁾의 실험결과와 Lage⁽⁶⁾의 연구결과를 이용하였다. Lage⁽⁶⁾는 유입구에서의 난류운동에너지 k_{in} 의 값이 알려진 2차원 실내공간 내부유동에 관한 연구에서, 길이 L 인 유입구에서의 난류운동에너지 소산율 $\bar{\epsilon}_{in}$ 을 아래에서와 같이 적용한 바 있다.

$$\bar{\epsilon}_{in} = C_{\mu}(k_{in})^{1.5}/(0.05L) \quad (16)$$

Schicht⁽¹⁴⁾는 충분히 긴 2차원 유로에 유동방향에 수직으로 필터가 설치되었을 때, 필터경계면 후방 0.3 m와 1.5 m 지점의 평균 난류운동에너지를 측정할 바 있다. 본 연구에서는 유입구 길이 L 을 필터의 폭으로 환산한 식(16)에서의 ϵ_{in} 을 필터 경계면 후방 0.1 m 위치에서의 난류운동에너지 소산율로 가정하여, 실험치가 존재하는 Schicht⁽¹⁴⁾의 유로에 수치해석을 수행한 바 상기 난류운동에너지 소산율 가정에 의한 이론적인 속도값과 난류강도값이 실험치와 거의 일치함을 확인하였다. 이에 따라 본 연구에서는 필터면 후방 0.1 m 위치에서의 난류 운동에너지 소산율 $\bar{\epsilon}_{back}$ 분포를 다음과 같이 가정하였다.

$$\bar{\epsilon}_{back} = C_{\mu}(k_{back})^{1.5}/(0.05W_3) \quad (17)$$

유동에 관한 관심영역은 하부 플레넘이 아니라 청정실 내부이므로, 수치계산시 악세스 패널 후방에는 특별한 난류량을 지정하지 않았다.

4. 수치해석 방법

기본 방정식 (1)~(5)는 Patankar⁽¹⁵⁾에 의해서 제안된 제어체적 방법을 기본으로하여 이산화되었으며 해를 구하기 위하여 SIMPLE 알고리즘이 이용되었다. Fig. 1에서 보이는 전체계산영역은 86×80개의 제어체적으로 분할되었으며 상부플레넘의 유입구로부터 필터가 존재하는 부분까지는 물리량의 변화가 급격할 것으로 예측되므로 비교적 조밀한 제어체적을 배치하였다. 수치계산에서 사용된 속도 및 난류량에 대한 하향이완계수는 0.22에서 0.3사이이며 압력 P 는 이완시키지 않았다. 계산영역 내에 고체부분과 유체부분이 공존하므로 대수방정식을 풀이할 때 수렴을 촉진시키기 위하여 일반적으로 이용되는 블럭수정(block correction) 방법은 도입하지 않았다. 해의 수렴성을 알기 위하여 제

어체적 내로 유입되는 유량과 유출되는 유량의 차이를 조사하였고 그 차이가 10^{-10} kg/s 이하일때의 값을 수렴치로 인정하였다. 본 연구에서 선택된 대부분의 계산 경우에는 10⁴회의 반복 계산 후 해가 수렴되었다.

5. 결과 및 고찰

공학적인 견지에서 볼 때, 청정실내 유동특성은 생산공정에서 발생된 분진의 제거효율에 영향을 준다. 특히 청정실의 사용목적상 하나의 필터층에서 다른 성능의 필터를 설치한 경우에는 상이한 필터의 유동저항으로 인하여 하강기류의 편향현상이 발생할 소지가 있다.

그러므로 본 연구에서는 저압손 필터를 기존 설치된 일부 필터와 교체하여 설치한 후, 교체전후의 유동특성을 정성적으로 비교 및 검토하고 이어서 각 zone별 유량분포특성을 정량적으로 논하고자 한다. 아울러 청정실내 압력특성과 송풍동력을 비교하여 청정실 성능을 검토하고, 난류운동에너지 분포특성과 난류점성계수 분포특성을 고찰하고자 한다. 마지막으로 일부 악세스 패널의 개폐율을 조정함으로써 기류 수직하강성을 향상시키는 방안을 찾고자 한다.

5.1 이론적 방법의 타당성 검토

이론해석의 타당성을 검토하기 위하여, 충분히 긴 2차원 유로에 2개의 필터가 수직으로 존재하는 간단한 유로모형을 선정하여 본 연구방법을 적용시켰으며 그 결과를 Schicht⁽¹⁴⁾의 실험결과와 비교하였다.

Fig. 2에는 필터면 후방 0.3 m 지점에서의 필터면 각 위치에 따른 필터면에 수직한 속도 u 의 분포와 난류강도 I_t 의 분포를 보여준다. 그림의 상부에는 평균 필터통과속도는 0.45 m/s이고, 수직통로의 폭을 나타내는 L 이 0.88 m인 실험장치의 필터영역을 나타내었다. 실험장치에는 2개의 HEPA 필터가 설치되며 두개의 필터 사이에는 폭이 0.02 m인 필터받침대가 2개 존재한다. 난류강도 I_t 의 정의는 아래와 같다.

$$I_t = \sqrt{(u')^2}/u_m = \sqrt{k}/u_m \quad (18)$$

여기서 u' 는 필터면에 수직한 속도방향의 요동속도 성분이며, u_m 은 필터면을 통과하는 평균속도이다.

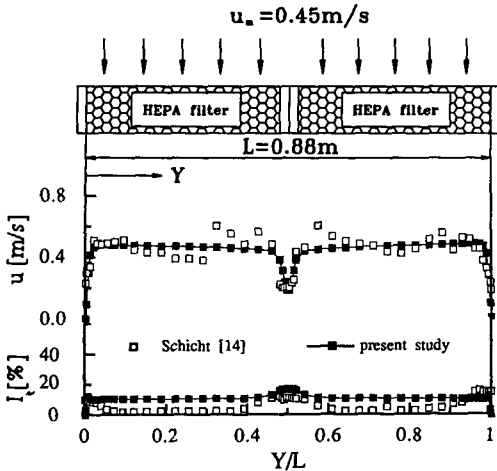


Fig. 2 Comparisons velocity and turbulent intensity between present study and Schicht[14]'s experiment at 0.3 m below the filter face

본 수치계산 결과에서 보면, 왼쪽필터 영역에서 좌측벽으로부터 수직통로 중앙인 $Y/L=0.5$ 근처에 이르는 동안, u 속도는 벽면근처에서 0.45 m/s 로 급격히 증가하였다가 수평적으로 거의 일정한 경향을 보이며 중앙받침대 부근인 Y/L 가 0.5 근처에서 급격히 감소하여 0.2 m/s 정도가 된다. 오른쪽 필터영역에서의 속도분포는 왼쪽 필터영역에서와 대칭적으로 동일하다. 이 결과는 Schicht⁽¹⁴⁾의 실험치에 비교적 잘 일치하고 있다. 두 결과치의 비교에서 보이는 세부적인 차이점은 다음과 같이 설명될 수 있다. 실제 필터틀 내에는 분리판이 절구구조를 이루고 있으므로 필터면 후방에서 속도의 심한 요동이 예상되지만 본 수치계산시에는 분산압력저항개념을 도입하였기 때문에 국소적인 속도변동을 충분히 따르지 못하고 있다는 것이다.

난류강도 I_t 의 분포에서, 본 수치해석결과와 Schicht⁽¹⁴⁾의 실험결과는 양측벽을 제외한 대부분의 나머지 영역에서 비교적 잘 일치하고 있다. 본 수치계산결과에서 양측벽에서 난류강도가 작게 나타나는 이유는 필터면 후방에서의 난류운동에너지가 평균속도에 따라 결정된다는 가정을 하였기 때문이라 판단된다.

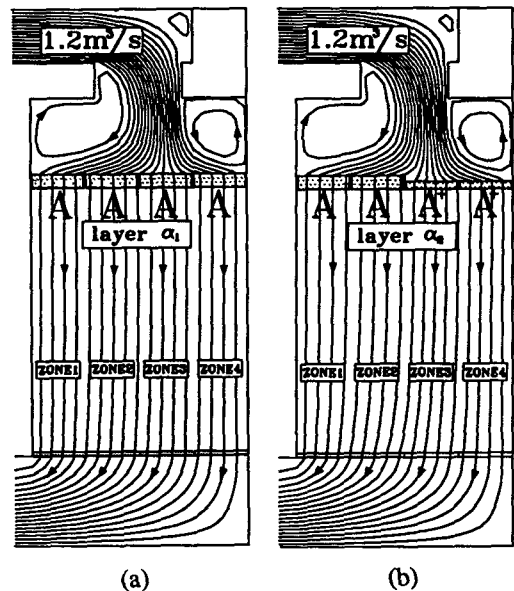
이상과 같이 수직유동에 관한 본 연구방법의 적용결과, 물리적으로 설명할 수 있는 타당한 결과도 출되었다므로, 본 이론연구방법의 타당성이 입증되었다고 볼 수 있다.

5.2 필터 교체에 따른 기류분포 특성

(1) 유선분포

제 3방향으로 단위폭당 유입유량이 $1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ 이고 모든 악세스 패널이 전개된 상태의 청정실에서 α 형(α_1 형과 α_2 형) 필터배치와 β 형(β_1 형과 β_2 형) 필터배치로 구성되었을 때의 유선분포를 각각 Fig. 3과 Fig. 4에 나타내었다. 각 그림에서는 유동의 가시화를 위하여 20개의 유선을 나타내었다. 이때 유선과 유선 사이의 유량은 일정하다. 청정실내에서 유입구로부터 필터층 상부경계면까지의 유동특성은 네가지 필터배치에서 거의 유사하다. 즉, 공기는 상부플레넘으로 유입되어 우측으로 이동하다가 수직통로에서 경사되어 하강하며 필터층 상부에 도달한 공기는 필터층 상부 경계면에서부터 수직으로 하강한다.

필터교체의 영향은 필터층 상부 경계면 이후부터 나타난다. 필터층의 모든 필터가 필터 A로 구성된 기존 필터층 α_1 이 설치되어 있는 Fig. 3(a)에서 보면, 필터를 통과하는 유선은 거의 동일한 간격을 유지하고 있다. 이것은 각 필터의 상부에 도달한 공기가 필터를 통과하면서 동일한 필터저항특성으로 인하여 거의 같은 필터 통과유량을 갖기 때문이다. 필터하부면을 통과하는 하강기류는 수직성을



(a) original filter layer α_1 and (b) modified filter later α_2

Fig. 3 Comparison of folw characteristics between

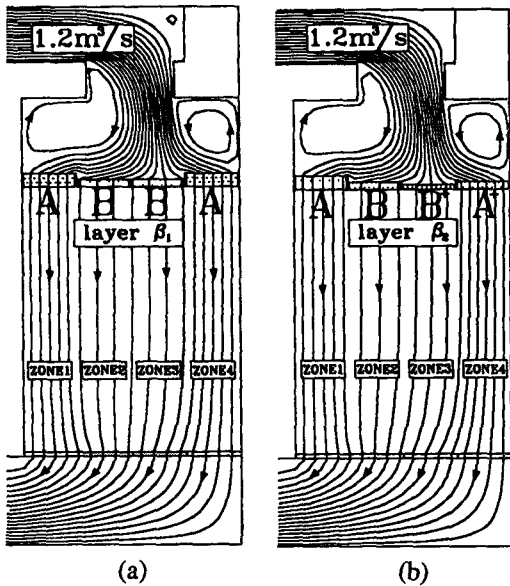
잘 유지하면서 악세스 패널로 유입된다. 필터층 α_1 에서 우측 2개의 필터를 압력손실이 17% 감소된 저압손 필터 A*로 교체시킨 필터층 α_2 를 나타내는 Fig. 3(b)에서 필터층 하부의 유선분포를 보면, 청정실 중간높이까지 zone3와 zone4에 설치된 필터를 통과하는 유선분포가 zone1과 zone2에 설치된 필터를 통과하는 유선분포보다 더 조밀하다. 즉, 우측 2개의 필터를 통과하는 유량이 좌측 2개의 필터를 통과하는 유량보다 크다. 이는 A*필터 사용에 따른 압력손실의 감소로 인하여 발생된 당연한 결과이다. zone1의 청정실 중간높이 이하에서 유선분포는 기존필터층 α_1 의 경우(Fig. 3(a))에 비하여 좌측으로 약간 편중되는 경향을 갖는다. 이는 또 다른 압력손실을 야기시키는 악세스 패널의 유량평준화 작용때문인 것으로 판단된다.

기존필터층 β_1 의 경우인 Fig. 4(a)에서는, zone1과 zone4에 설치된 필터에서 유출되는 유량이 zone2와 zone3를 통하여 유출되는 유량보다 대체로 크게 나타났다. 그리고 앞서 설명한 악세스 패널에서의 유량평준화 현상으로 인하여 zone1과 zone4의 유선은 zone2와 zone3로 편중된다. 교체된 필터층 β_2 의 경우인 Fig. 4(b)에서 보면, 유선분포는 필터 경계면 아래영역에서 zone4의 유선분

포가 가장 조밀하고 zone1, zone3, 그리고 zone2 순으로 조밀하게 나타났다. 청정실 중간높이 이하에서부터 악세스 패널층 근처까지의 구간에서는 청정실내 하류로 갈수록, zone1과 zone4의 유선이 zone2와 zone3방향으로 크게 편향된다.

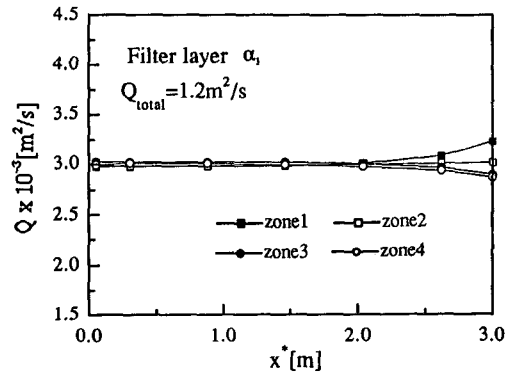
이상에서와 같이 서로 다른 성능을 가지는 필터층이 존재되는 청정실에서는 각 필터의 성능에 따라 각 zone에서 서로 다른 유량으로 방출되며 청정실 하류에서는 악세스 패널로 인하여 수평적 유량 평준화 경향을 갖는다고 할 수 있다. 그리고 교체된 필터층 α_2 와 필터층 β_2 에서는, 교체된 저압손 필터로부터 증가된 필터통과 유량으로 인하여, 청정실내 기류의 수직성이 기존청정실에서 보다 불리해진다.

필터층 α_1 과 필터층 α_2 의 경우에, 청정실 필터층 경계면으로부터의 하류방향길이인 x^* 의 증가에 따른 각 zone에서의 제 3방향의 단위폭당 평균유량 Q 의 변화량을 Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)에 나타내었

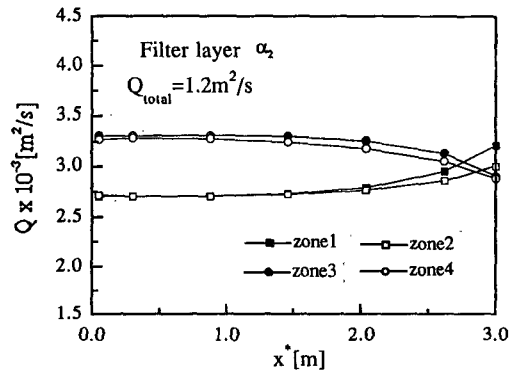


(a) original filter layer β_1 and (b) modified filter later β_2

Fig. 4 Comparison of folw characteristics between



(a) filter layer α_1



(b) filter layer α_2

Fig. 5 Distributions of average flow rate Q

다. 필터층 α_1 이 설치된 Fig. 5(a)에서 zone1, zone2, zone3 및 zone4의 평균유량 Q 는 $x^*=0$ 인 필터면으로부터 x^* 가 2 m까지 모두 $3.0 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$ 인 값으로 거의 일정하다. 그 이후부터 zone1의 유량이 하부플레넘의 형상때문에 약간 증가하는 경향으로 나타난다. 반면에 x^* 가 2 m 이후의 zone3와 zone4에서의 유량은 약간 감소하는 경향을 보이며, zone2의 유량은 여전히 일정하게 유지된다.

교체된 필터층 α_2 인 경우를 나타내는 Fig. 5(b)에서는 zone3와 zone4에서 교체된 필터 A^+ 를 통과한 유량은 zone1과 zone2에서 필터 A 를 통과한 유량의 1.3배 정도이다. zone1과 zone2의 유량은 x^* 가 1.5 m까지는 $2.75 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$ 인 값으로 거의 일정하다가, 그 이후부터 두 값은 모두 점차로 증가하였다. 악세스 패널 근처에서 zone1의 유량은 $3.25 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$ 로 최대값을 보이고 있으며 zone2의 경우는 이보다 작은 $3.0 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$ 인 값을 보인다. zone3과 zone4의 유량도 x^* 가 1.5 m까지는 $3.25 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$ 인 값으로 거의 일정하다가 그 이후부터 모두 감소하여, 악세스 패널 근처에서 두 값은 모두 $3.0 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$ 정도로 된다.

(2) 압력분포

Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)에는 각각 기존 필터층 α_1

인 경우와 교체된 필터층 α_2 인 경우의 청정실 내부 압력분포를 도시하였다. 각 그림에서 각 수치는 Pascal단위이며 하부플레넘의 유출구 압력을 기준으로 하여 나타내었다. Fig. 6(a)에서 보면, 상부 플레넘 우측 모서리 부근에서 189 Pa의 고압대가 형성된다. 이러한 고압대가 형성되는 모서리 근처는 유동이 정체되는 영역으로서 동압이 정압으로 전환되는 곳이다. 필터층 상부에서 비교적 고압의 복잡한 압력대가 형성됨에도 불구하고 공기가 필터를 통과하면서 압력분포는 수평방향으로 평균화되어 필터층 하부경계면에서 수평방향으로 10.5 Pa의 동일한 압력대를 형성한다. 필터층 하부경계면에서와 마찬가지로 악세스 패널상부에서도 8 Pa의 수평적인 압력대가 형성된다. 악세스 패널하부에서는 하부플레넘의 존재로 인하여 1.2 Pa 정도의 압력대가 형성된다. 본 연구모델의 악세스 패널은 모두 같은 종류이므로 분산압력 저항계수는 어느 것이나 동일하다. 따라서 본 연구모델의 악세스 패널층에서는 수평위치와 무관하게 거의 동일한 량의 공기가 통과하려는 경향을 가지나, 하부 플레넘 좌측출구의 존재로 인하여 악세스 패널 전후 압력차는 좌측영역에서 우측영역에서 보다 약간 크게 나타났다. 그 결과는 Fig. 5(a)에서 zone1의 유량이 zone4의 유량보다 약간 크게 나타난 이유를 다시 설명해 주고 있다. 교체된 필터층 α_2 인 경우를 나타내는 Fig. 6(b)에서도 정성적으로 필터층 α_1 과 거의 유사한 경향을 나타내었다. 정량적 차이로서는 교체된 필터층 α_2 가 설치된 경우의 필터층의 평균압력강하량은 161 Pa로 나타났으며 이는 필터층 α_1 의 경우인 177 Pa에 비하여 7% 정도 감소된 수치이다.

(3) 송풍동력

청정실에서 운전비의 대부분은 송풍동력비가 차지한다. 따라서 저압손 필터를 설치함으로 인하여 송풍동력을 어느정도 감소시킬 수 있는가 하는 것도 본 연구의 관심사이다.

송풍기 운전동력에 관한 논의를 위하여 소요 송풍동력 P_B 의 정의를 아래와 같이 나타내었다.

$$P_B = Q \Delta P^* / \eta \tag{19}$$

여기서 Q 는 송풍유량을 뜻한다. 청정실에서의 총압력손실 ΔP^* 는 회송경로내의 손실, 필터유닛내의 압력손실, 고성능 필터여재 통과시 손실, 악세스 패널 통과시 손실 등으로 구성된다. 그러나

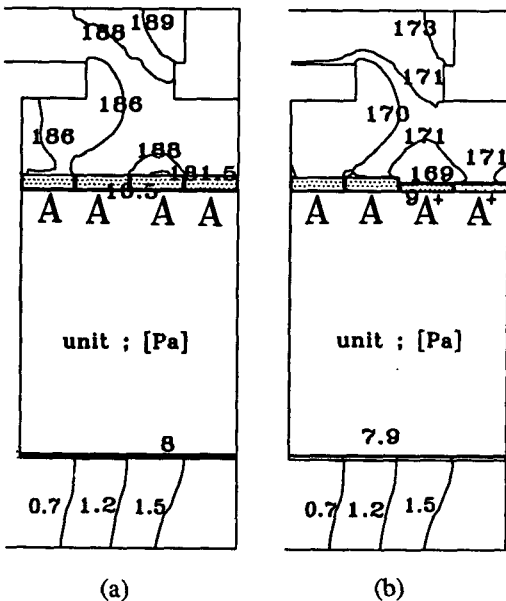


Fig. 6 Comparison of pressure characteristics between (a) original filter layer α_1 and (b) modified filter layer α_2

본 연구에서는 논의의 편의상 총압력손실 ΔP^* 를 상부플레넘과 하부플레넘 사이의 압력차로 간주하였다. 즉, Fig. 1에서 $y=W_5$ 이며 $0 \leq x \leq H_1$ 인 상부플레넘 영역에서의 평균압력과 $y=W_5$ 이며 $(H-H_5) \leq x \leq H$ 인 하부플레넘 영역에서의 평균 압력 차이를 청정실에서의 총압력손실 ΔP^* 로 정하였다. 식(18)에서 η 는 송풍기의 효율로서 35%로 가정하였다. 식(18)에 의하여 교체된 필터층 α_2 인 경우의 송풍동력은 588 W/m로서 기존 필터층 α_1 의 경우인 641 W/m보다 8%정도 감소되었으며, 교체된 필터층 β_2 인 경우의 송풍동력은 747 W/m로써 기존 필터층 β_1 의 경우인 819 W/m보다 9% 정도 감소되었다. 따라서 새로 교체된 필터를 기존 필터층에 설치하였을 경우 8~9% 정도의 송풍동력 절감이 예상된다.

(4) 난류운동에너지 분포와 난류점성계수 분포

Fig. 7(a)와 Fig. 7(b)에는 필터층 α_1 과 필터층 α_2 인 경우에 관한 난류운동에너지 분포를 나타낸다. 두 필터층 모두에서 유입구로부터 필터층 상부경계면까지의 난류운동에너지분포가 정성적으로 거의 유사하며 필터층 상부 좌측영역과 우측영역에서 비교적 높은 난류운동에너지인 $0.1 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 대의 분포가 나타난다. 이는 이 영역에서 주유동과 2차세포 유동이 충돌되어 전단응력이 증가되어 난류운동에너지가 증가되기 때문이다. 필터교체의 영향을 필

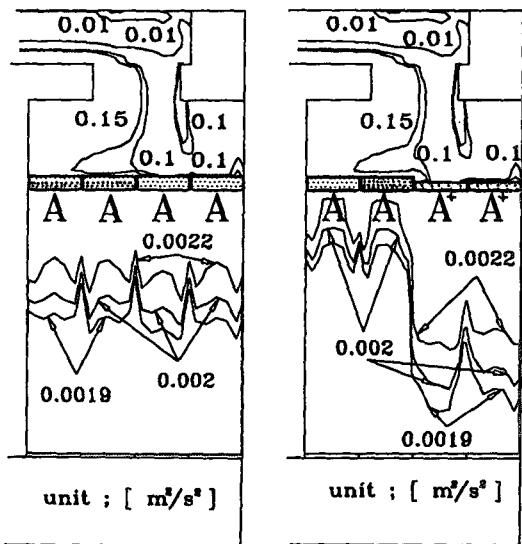
터층 하부 경계면 이하에서부터 나타난다. 기존 필터층 α_1 이 설치된 경우인 Fig. 7(a)에서 보면, 필터층 하부경계면에서 각 필터를 통과하는 공기의 속도가 거의 유사하므로 난류운동에너지 분포는 각 필터받침대 하부영역을 제외하고는 수평적으로 비교적 일정하게 유지된다. 공기가 필터층을 통과하면서 난류운동에너지는 급격히 감소하여 필터층 하부 경계면으로부터 1.5 m되는 청정실 중간에서 $0.002 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 정도가 된다. Fujii⁽¹³⁾는 청정실내 필터 경계면 후방 유동특성에 관한 실험으로부터 필터 통과속도가 0.5 m/s인 경우, 필터 하부경계면 후방 1.38 m에서 난류강도가 대략 0.1 정도, 즉 난류운동에너지가 $0.0025 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 정도임을 측정 한 바 있다. 난류운동에너지 값의 이러한 유사성은 본 연구결과의 정확도를 표현하는 지표가 된다. 교체된 필터층 α_2 가 설치된 Fig. 7(b)에서는 저압손 필터 하부경계면에서부터 청정실 중간높이 이상까지의 영역에서 기존필터의 경우[Fig. 7(a)]에서보다 극소속도가 약간 증가되었으므로 난류운동에너지가 미소하게 증가되었음을 알 수 있다. 그러나 청정실 하류로 갈수록 기존필터의 경우와 거의 같아진다.

Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)는 각각 청정실에서 필터층 α_1 과 필터층 α_2 가 설치된 경우에, 난류점성계수를 층류점성계수로 나눈 무차원 난류점성계수 μ_t/μ 의 분포를 나타낸 것이다. 두가지 그림에서 모두 필터층 상부경계면 이전 영역의 무차원 난류점성계수 분포는 난류운동에너지가 큰 영역에서는 크게 나타났으며, 난류운동에너지가 작은 영역에서는 작게 나타났다. 필터층 α_1 이 설치된 경우인 Fig. 8(a)에서 보면, 필터층 상부영역의 무차원 난류점성계수는 필터층 하부경계면 근처의 값보다 약 3배 이상의 차이를 보이며 청정실 내부에서 난류점성계수의 분포는 하류로 갈수록 점점 감소되는 경향으로 나타났다. 필터층 α_2 의 경우인 Fig. 8(b)에서도 Fig. 8(a)와 정성적으로 거의 유사한 경향이 나타났다.

한편, 난류운동에너지 소산율 분포는 난류점성계수의 정의로부터 난류점성계수와 난류운동에너지 분포를 알고 있으면 예상할 수 있으므로 본 연구에서는 도시하지 않았다.

(5) 액세스 패널의 개폐율조정에 따른 기류분포 특성

청정실내에서의 기류특성은 실내 청정도 분포에 커다란 영향을 미치는 요인이 되므로 보다 효율적으로 분진의 유입을 방지하고 발생분진을 신속히



(a) filter layer α_1 (b) filter layer α_2
 Fig. 7 Distributions of turbulent kinetic energy

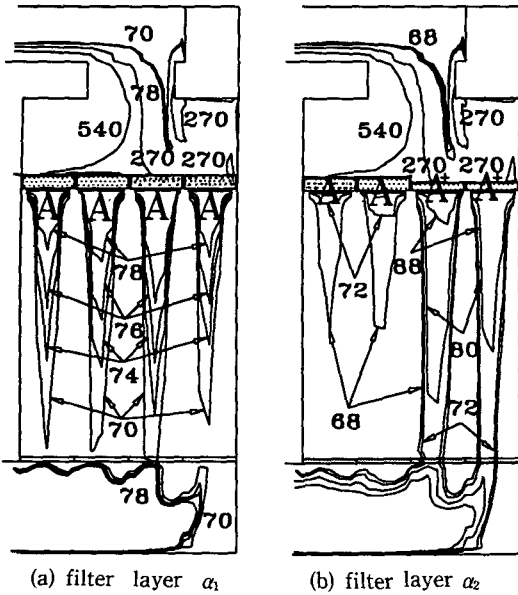


Fig. 8 Distributions of dimensionless turbulent viscosity [μ_t/μ]

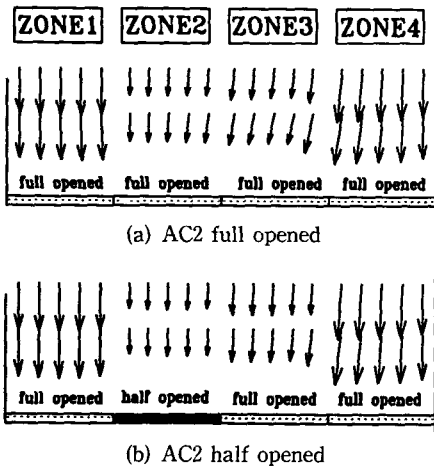


Fig. 9 Distributions of velocity vector near access panels in case of filter layer β_2

배제하기 위해서는 수직 균일류의 확보가 필요하다. 따라서 본 연구에서는 악세스 패널의 개폐율을 조정함으로써 청정실내 기류분포의 수직성을 향상시킬 수 있는지 알아보았다. 서로 다른 4개의 필터가 존재하는 필터층 β_2 가 설치된 경우에는 기류의 심한 편중현상이 나타났으므로(Fig. 4(b) 참조) 본 연구에서는 그 대안으로서 악세스 패널 AC2의

개폐율을 전개(full opened)상태에서 반개(half opened)상태로 조정하여 기류의 편중을 개선시켜 보고자 하였다.

Fig. 9(a)와 Fig. 9(b)에서는 필터층 β_2 인 경우에, 모든 악세스 패널이 전개된 상태와 AC2가 반개된 상태의 속도 벡터 분포를 각각 나타낸다. Fig. 9(a)에서는 악세스 패널근처의 zone 2, zone 3와 zone 4 영역에서 기류의 편향이 보인다. 악세스 패널 AC2가 반개된 Fig. 9(b)의 경우에는 전개의 경우보다 zone2와 zone3영역에서 기류의 수직성이 약간 회복되었음을 볼 수 있다. 따라서 악세스 패널의 일부개구율을 조정함으로써 청정실내 기류의 수직성이 향상되었다고 볼 수 있으며, 향후 여러가지 기기가 설치되어 기류의 편향이 생기는 청정실내에서 기류의 수직성을 유지하기 위하여 이러한 방법의 도입이 효과가 있을 것이라고 판단된다.

악세스 패널의 조정이 송풍동력에 미치는 영향을 알아보기 위하여 청정실의 총압력강하량을 조사한 결과, 악세스 패널 AC2를 전개한 경우에 식(19)에서 정의된 청정실의 총압력강하량 ΔP^* 는 218 Pa이지만, AC2를 반개한 경우에 총압력 강하량은 219 Pa로서 그 영향이 무시될 만하였다.

6. 결 론

본 연구에서는 실제 청정실 모델에서의 두가지 기존 필터층(α_1 필터층, β_1 필터층)이 저압손 필터층(α_2 필터층, β_2 필터층)으로 교체될 때, 청정실내부 기류분포 특성의 변화를 고찰하였다. 이를 위하여 본 연구에서는 상하 플레넘, 필터 그리고 악세스 패널이 포함된 청정실에 관한 이론해석방법을 제시하였다. 청정실 기류특성을 예측하기 위하여 low Reynolds수 $k-\epsilon$ 난류모델을 적용하였으며 본 연구결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 각 필터의 성능에 따라 각 zone에서 서로 다른 유량으로 유출된 공기는 악세스 패널로 인하여 청정실 하류에서 수평적 유량 평준화 경향을 갖는다고 할 수 있다. 청정실 내에서 하류로 갈수록 유선의 편향현상은 교체된 필터층 β_2 의 경우에 가장 심하게 나타났다.

(2) 기존필터층 α_1 이 필터층 α_2 로 교체되었을 때, 기존필터층 α_1 의 경우에는 각 zone의 악세스패널 근처를 제외한 영역에서 각 zone의 평균유량은 거의 동일하게 일정한 값으로 나타났지만, 필터층

α_2 인 경우에는 zone3의 평균유량이 zone1보다 대략 1.3배 정도 크게 나타났다.

(3) 필터내부에서의 압력분포로부터 공기가 필터를 통과함에 따라 압력은 수평방향으로 평준화되어 필터층 상부 경계면에서 수평방향으로 동일한 압력대를 형성한다. 기존필터층 α_1 이 설치된 경우에 필터에서의 평균 압력강하량은 177 Pa이며 교체된 필터층 α_2 가 설치된 경우의 평균압력강하량은 161 Pa로서 필터층 α_1 에 비하여 7% 정도 감소되었다.

(4) 교체된 필터층 α_2 인 경우의 송풍동력은 588 W/m로써 기존필터층 α_1 인 경우의 641 W/m보다 약 8% 정도 감소되었고, 교체된 β_2 인 경우의 송풍동력은 747 W/m로써 기존필터층 β_1 의 경우인 819 W/m보다 약 9% 정도 감소되었다.

(5) 청정실하류로 갈수록 난류운동에너지는 감소하는 경향이 있으며 필터층 하부 경계면으로 부터 1.5 m되는 청정실 중간높이에서 $0.002 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 정도로 된다. 또한 필터층 상부영역의 난류점성계수값은 필터층 하부경계면 근처의 값보다 약 3배 이상 크게 나타났다.

(6) 악세스 패널의 일부 개구율을 조정함으로써 청정실내 기류의 수직성을 대체로 향상시킬 수 있었으며, 향후 청정실내 기류의 수직성을 유지하기 위하여 이러한 방법으로 실내기류 조정이 가능하다고 판단된다.

참고문헌

- (1) King, J. G., 1986, "History of Clean Rooms," ASHRAE Trans., Vol. 92, Part 2B, pp. 299~308.
- (2) 과학기술처, 1988, "입자제어용 유동분배 시스템에 관한 연구(Ⅱ)," pp. 198~200.
- (3) Kuehn, T. H. and Pui D. Y., 1991, "Numerical Results of Cleanroom Flow Modeling exercise," Proc. Institute of Environmental Sciences, pp. 98~107.
- (4) Patel, V. C. and Rodi, W., 1984, "Turbulent models for Near Wall and Row Reynolds Number Flows: A Review," AIAA Journal, Vol. 23, No. 9, pp. 1308~1319.
- (5) Lanunder, B. E. and Sharma, B. I., 1974, "Application of the Energy Dissipation Model of

- Turbulence to the Calculation of Flow near an Spining Disc," Letters in Heat and Mass Transfer, Vol. 1, pp. 131~138.
- (6) Lage, J. L. and Bejan, A., 1991, "Efficiency of Transient Contaminant Removal from a Slot Ventilated Enclosure," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, No. 10, pp. 2603~2614.
- (7) Sadjadi, R. S. and Liu, B. Y., 1990, "Supply Plenum and Airflow Uniformity in Cleanrooms," Proc. of the 7th Institute of Environmental Sciences, pp. 157~162.
- (8) Cheng, C. Y., 1990, "An Analytical and Experimental Study of Pressure Drop and Flow Characteristics of a Heavy-Duty Air Filter," Ph. D. Dissertation, Dept. of Mechanical Eng., University of Rhode Island.
- (9) Kakac, S. and Kilgis, B., 1991, "Convective Heat and Mass Transfer in Porous Media," NATO ASI Series E: Applied Sciences, Vol. 196, pp. 123~124.
- (10) Patankar, S. V. and Spalding, D. B., 1978, "Computer Analysis of the Three Dimensional Flow and Heat Transfer in an steam Generator," Forsch. Ingenieurwes, Vol. 44, p. 47.
- (11) Raber R. R., 1982, "Pressure Drop Optimization and Dust Capacity estimation for Deep-Pleated Industrial Air Filter Using Small Simple Data," Proc. of 3rd World Filtration Congress, pp. 508~511.
- (12) Suwa, Y., Yanagisawa, H., Fujii, S. and Xie, G., 1991, "A numerical Study on Air Flow Turbulence behind HEPA Filters," Proc. of 10th Air Clean and Contamination Control, pp. 23~26.
- (13) Fujii, S., et al., 1991, "Airflow Turbulence in a Unidirectional Cleanroom," Proc. of 10th Air Clean and Contamination Control, pp. 29~34.
- (14) Schicht, H. H., 1988, "Engineer of Clean Room Systems: General Design Principles," Swiss Contamination Control 1, Nr. 6, pp. 3~8.
- (15) Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and fluid Flow," McGraw-Hill, New York.