

수직 층류형 클린룸의 바닥 패널이 실내기류에 미치는 영향

Effects of the Floor Pannel on Flows in a Vertical Laminar Flow Type Clean Room

강 신 형*, 전 우 평**, 오 명 도***
S. H. Kang, W.P. Jeon, M. D. Oh

ABSTRACT

Uniformity of velocity is quite important design points of a vertical laminar flow type clean room. In the present paper, flows in a room with a bottom pannel are numerically simulated by using a low-Reynolds number $k-\epsilon$ model, and a new flow model of the pannel are suggested. Resistance coefficient of the pannel and size of the exhaust channel show considerable effects on flow pattern and uniformity of flow on the bottom. Reflection coefficient also has important roles. A possibility to obtain the uniform and unidirectional flow is tested by adjusting the distribution of resistance coefficient of the pannel. Such a numerical simulation of the flow will be a good method to get optimun design parameters.

1. 서 언

전면 하향류형인 클린룸의 경우 천정 및 바닥의 설계시 실내 기류의 합리적인 분포가 중요한 설계인자가 된다. 최근 Maeda et al.¹⁾, Tanaka et al.^{2,3)}에서는 단순화된 2차원 클린룸에서 유동계측과 수치적 시뮬레이션을 시도하여 방의 형상, 바닥 그릴의 개폐, 배기측의 크기에 따른 영향을 연구한 바 있다. 이들은 다공성매질 모델을 도입하여 그릴을 포함한 공간 내의 유동을 시뮬레이션 하였으며, 그릴의 합리적인 처리가 전체 기류 특성에 많은 영향

을 미침을 발표하였다. Kato et al.⁴⁾은 동일한 문제를 $k-\epsilon$ 모델을 기초로 수치해석적 연구를 하였으며, 이러한 연구들은 바닥 그릴의 특성에 적합한 유동모델에 따른 합리적인 경험치의 사용 여부에 따라서 결과의 신빙성이 결정된다. 국내에서도 Oh et al.⁵⁾, 이재현 등⁶⁾에 의해서 클린룸 실내 기류의 예측에 관한 연구를 수행한 바 있으며, 여기서는 실내바닥 그릴의 영향에 관해서는 다루지 않았다.

유체공학에서 속도의 제어 또는 시뮬레이션을 위하여 보통 가는 막대의 배열, 구멍이 뚫린 판, 메쉬스크린 등을 이용하고 있다. 이러

* 정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

** 서울대학교, 대학원, 기계공학과

*** 정회원, 생산기술연구원

한 메쉬 스크린은 유동에 대하여 일종의 분포된 저항으로서 압력강하 및 유동방향의 불연속성을 수반하는 것으로 생각되어 왔다. 이에 관한 연구는 1978년 Laws and Livesey⁷⁾에 요약되어 있는 바와 같이 1950년경부터 수행되어 오고 있다. 1947년 Taylor and Batchelor⁸⁾에 의해 시도된 스크린을 일종의 분포된 소스로 취급하여 스크린을 통한 연속방정식과 운동량관계를 만족시키도록 비점성유동 차원에서 유선함수를 조정하였다. 최근 Kang et al.^{9,10)}은 풍동에 설치된 와이어 메쉬 스크린 후류의 계측을 수행하고, $k-\epsilon$ 모델을 기초로 수치 시뮬레이션을 하여 좋은 결과를 얻은바 있다. 이들은 Taylor and Batchelor⁸⁾의 개념을 난류 점성유동 이론을 적용하여 유동특성을 연구하고 비점성이론에 의한 결과와 비교하여 그 차이를 살펴보았다.

이러한 연구의 선상에서 위 연구^{9,10)}를 바닥 패널을 포함한 클린룸 내부 기류의 수치 시뮬레이션에 적용하여, 유동 모델의 합리성과 문제점을 검토하여 앞으로 관련된 클린룸의 설계에서 활용될 수 있는 방안을 연구함은 흥미로운 일이라고 하겠다.

2. 바닥 패널을 포함한 점성유동 해석

2.1 지배방정식

본 연구에서는 Fig.1에 나타낸 바와 같이 바닥 패널이 있는 단순화된 클린룸을 선정하여 내부의 2차원 유동을 연구하였다. 이는 많은 경우 설계에 관한 자료를 2차원 유동해석 자체에서 구할 수 있을 뿐만 아니라 관련된 이론적 결과는 쉽게 3차원으로 확장할 수 있기 때문이다. 실제로 클린룸의 형상은 내부에 설치된 장치나 작업대의 배열에 따라서 매우 다양하겠다. 그러나 본 연구에서는 주로 난류모델에 따른 유동 시뮬레이션의 결과를 검토하고, 특히 클린룸 바닥에 설치된 패널의 기하학적 형상 및 유체역학적 특성치가 룸 내부 기류분포와 압력손실에 미치는 영향을 연구하고자 하였기 때문에 단순화된 2차원 모델을 선정하였다.

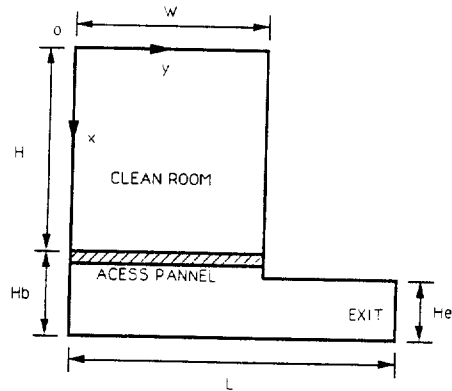


Fig.1 Configuration of a model clean room and coordinate system

클린룸 내부의 유속은 비압축성유동이라고 가정하기에 충분히 유속이 작으며, Cartesian coordinate를 택하여 x 축을 룸 천정에서 아래를 향하도록 하고, y 축은 천정의 왼쪽 구석에서 수평방향으로 되도록 좌표계를 선정하였다. (x, y) 방향의 시간평균속도를 각각 U, V 라고 하고 평균압력과 밀도를 p, ρ 라고 하며, 유체의 점성계수를 μ , 동점성계수를 ν 라고 한다. 난류모델은 널리 사용되는 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다. 그러나 기류의 특성상 난류 레이놀즈수가 작으며 이를 고려한 난류모델에 관해서는 뒤에서 다룬다. 이때 연속방정식, 운동량방정식은 다음과 같다.

연속방정식

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

x -운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x}(UU) + \frac{\partial}{\partial y}(UV) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\nu_e \frac{\partial U}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\nu_e \frac{\partial U}{\partial y}\right) + S_U \dots\dots\dots (2)$$

y -운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x}(UV) + \frac{\partial}{\partial y}(VV) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\nu_e \frac{\partial V}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\nu_e \frac{\partial V}{\partial y}\right) + S_V \dots\dots\dots (3)$$

위 식에서 $\nu_e = \nu + \nu_t$ 으로 유효동점성계수 이고 난류동점성계수는 $k-\epsilon$ 모델에서 $\nu_t = C_\mu k^2/\epsilon$ 로 계산된다. 위 식에서 소스항 S_U , S_V 는 각각 압력 구배를 포함하여 다음과 같다.

$$S_U = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu_e \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu_e \frac{\partial V}{\partial x} \right) \quad (4)$$

$$S_V = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu_e \frac{\partial U}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu_e \frac{\partial V}{\partial y} \right) \quad (5)$$

2.2 난류 모델

난류모델은 공학적 응용으로 가장 널리 사용되는 $k-\epsilon$ 모델을 채택하였다. 그러나 클린 룸 내의 기류는 유동속도가 매우 작고 난류강도가 작으므로 Low Reynolds 수 모델을 사용함이 합리적이라고 알려져 있다. Low Reynolds 수 모델은 주로 벽면 근처의 점성유동에서 유동속도가 작으므로 여기에서 유동과 열전달 등을 연구하는데 많이 연구되었다. 그러나 본 연구에서는 실내에 설치된 장치 등 장애물을 고려하고 있지 않기 때문에 점성의 영향은 대부분 벽면 근처에 제한되어 있으나, Low Reynolds 수의 영향은 전체 유동장에 상당한 영향을 미친다. 평판 위에 발달하는 경계층 내에서 Low Reynolds 수 $k-\epsilon$ 모델에 대하여 최근 Patel et al.¹¹⁾ 은 그동안 제시된 여러가지 모델에 대하여 비교 연구를 한바 있다. 여기서 Launder and Sharma¹²⁾ 의 모델이 비교적 무난하게 사용될 수 있는 모델중의 하나라고 제시하고 있다. 최근 Myong et al.¹³⁾ 은 벽면 근처에서 난류 특성치들의 거동을 좀더 합리적인 모델로 제시한 바도 있다. 이들 모델의 영향은 강신형 등¹⁴⁾ 에서 확인한바 있다. 그러나 본 논문에서는 Launder and Sharma¹²⁾ 의 모델을 택하였다. 이를 이후 LS 모델이라고 있다.

표준형 $k-\epsilon$ 모델과 LS 모델을 정리하면 다음과 같다.

$$\nu_t = C_\mu f_\mu k^2/\epsilon \quad (6)$$

$$\tilde{\epsilon} = \epsilon + D \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (Uk) + \frac{\partial}{\partial y} (Vk) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + P_k - \epsilon \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (U\tilde{\epsilon}) + \frac{\partial}{\partial y} (V\tilde{\epsilon}) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \tilde{\epsilon}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \tilde{\epsilon}}{\partial y} \right] + C_{\epsilon 1} f_1 \frac{\tilde{\epsilon}}{k} P_k - C_{\epsilon 2} f_2 \frac{\tilde{\epsilon}^2}{k} + E \quad (9)$$

여기서 각 항들에 대하여 자세한 설명은 참고문헌^{11,12)}에 상세히 다루고 있기 때문에 피하기로 한다. $R_t = k^2/\nu\tilde{\epsilon}$ 은 난류 Reynolds 수라고 한다. 각 모델에서 사용되는 계수 및 상수값과 경계조건을 정리하면 다음 표와 같다.

Table 1 Constants and functions of $k-\epsilon$ models

Constants	Standard	LS
D	0	$2\nu \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial y} \right)^2$
k_w	wall func.	0
$\tilde{\epsilon}_w$	wall func.	0.0
C_μ	0.09	0.09
$C_{\epsilon 1}$	1.44	1.44
$C_{\epsilon 2}$	1.92	1.92
σ_k	1.0	1.0
σ_ϵ	1.3	1.3
f_μ	1.0	$\exp \left[\frac{-3.4}{(1+R_t/50)^2} \right]$
f_1	1.0	1.0
f_1	1.0	$1 - 0.3 \exp(-R_t^2)$
E	0.0	$2\nu\nu_t \left(\frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right)^2$

2.3 바닥 패널의 유동 모델

바닥 패널을 유동해석에서 처리하기 위해서 적절한 모델링이 필요하다. 그러나 패널의 내부 구조와 구조내의 유동을 모두 포함하여 미시적으로 수치해석할 필요는 없다. 여기서는

패널을 압력과 평균속도 및 난류에너지와 소산율의 불연속면이라고 생각한다. 이러한 불연속성은 유체의 점성에 의한 것으로 유체가 패널의 그릴을 통과할 때 발생하는 손실과 통과 직후 유체의 혼합과정에서 발생하는 모든 현상을 국부적으로 고려하지 않고 패널을 거시적으로 하나의 가상면이라고 보는 것이다. 이를 위하여 패널을 통한 압력강하계수 K 와 굴절계수 α 를 정의한다. 굴절계수는 유체가 패널을 통과할 때 패널에 접하는 방향으로 저항을 받게 되고, 이에 따라서 수직방향, 즉 y 방향의 속도에 불연속이 발생한다. 이를 고려하기 위해서 굴절계수를 그릴의 하류와 상류에서 그릴에 평행한 속도 성분의 비로

$$\alpha = V_d / V_u \dots\dots\dots (10)$$

와 같이 정의한다. 굴절계수가 1.0이면 속도의 불연속성이 없다는 의미이고, 0.0이면 항상 패널의 출구에서는 유동이 패널에 수직인 방향으로 빠져나가는 경우이다. 압력의 감소를 나타내기 위해서 그릴에 수직인 속도 성분 U_x 로 무차원화한 저항계수 K 를 다음과 같이 정의한다.

$$K = \frac{(p_u - p_d)}{1/2 \rho U_x^2} \dots\dots\dots (11)$$

여기서 하첨자 u, d 는 패널의 바로 상류 및 하류에서의 값을 각각 나타낸다. 저항계수는 패널의 형상과 Reynolds 수에 의해 주어진다. 이러한 패널의 유체역학적 특성치는 모두 이론적으로 구하기는 어려우며, 체계적인 실험을 통해 확보되어야 한다.

이러한 개념의 실험상수를 점성유동의 해석에 합리적으로 반영하여 실제 현상을 묘사할 수 있어야 한다. 본 논문에서는 기본적으로 Kang et al.^{9,10)}에 의해서 연구된 방법을 채택하였다. 점성유동의 수치해석을 위해서는 Fig.2의 패널면을 작은 계산 요소로 분할하여 유한차분식을 유도하기 때문에 패널면을 포함하는 작은 검사체적에서 연속방정식과 운동량 방정식이 성립되어야 한다. 실제로 패널면은 점성유동 내에서 저항과 양력을 받기 때문에

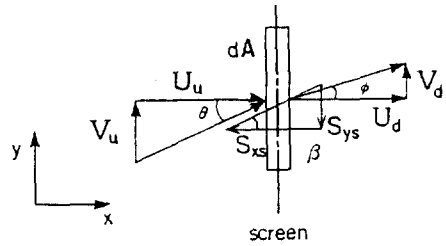


Fig.2 Flow through panel element

검사체적 내에서는 일정량의 운동량의 소스 역할을 한다. 따라서 저항계수와 굴절계수를 이용하여 각 성분별로 운동량의 소스량을 합리적으로 결정해야 한다. Fig.2의 매우 얇은 제어체적에서 주 유동 방향의 운동량정리를 적용하고, 연속정리에 의해 $U_u = U_d$ 이고 이를 U_x 라고 하면 위 식에서 패널면에 의한 x 축방향의 운동량 소스는 S_{xs} 는 다음과 같이 된다.

$$S_{xs} = -\frac{K}{2} \rho U_x^2 dA \dots\dots\dots (12)$$

한편 패널에 평행한 성분의 운동량정리를 적용하면 다음과 같다.

$$S_{ys} = \rho U_x (V_d - V_u) dA \dots\dots\dots (13)$$

결국 S_{xs} 와 S_{ys} 는 패널 요소의 항력과 양력에 의한 패널면을 포함하는 계산 격자내의 운동량의 소스량이다. 이때 항력과 양력의 비를 안다면 $S_{ys} = S_{xs} \tan \beta$ 로 나타내면 편리하다. 그러나 실제로 β 는 패널의 형상, 국부 유동 상태에 따라서 변하므로 아직 잘 정립된 자료가 없다.

실제로 본 연구와 관련된 패널의 형상은 Fig.3에 나타낸 것과 같다. 와이어 메쉬나 다공판과 같은 구멍의 배열이 매우 균질하고 방향성이 적은 형상의 패널이라면 보통 굴절계수는 다음과 같은 Taylor and Batchelor⁸⁾의 경험식을 사용하기도 한다.

$$\alpha = \frac{2\theta}{\sin 2\theta} \frac{1.1}{(1 + K \cos^2 \theta)^{1/2}} + 1 - \frac{2\theta}{\sin 2\theta} \dots\dots\dots (14)$$

여기서 굴절계수는 패널의 저항계수와 입사각의 함수가 된다. 그러나 Fig.3의 패널의 경

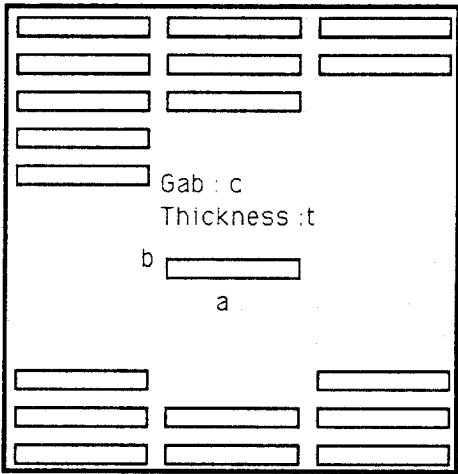


Fig. 3 Configuration of the access panel

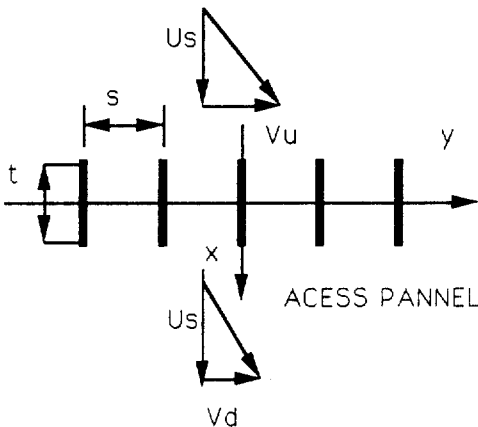


Fig. 4 A cascade model to determine reflection coefficients

우에는 유동이 구멍이 사각형 슬롯으로 이루어져 있기 때문에, 유동이 구멍의 가로 방향으로 입사하느냐, 또는 세로 방향으로 입사하느냐에 따라서 굴절계수는 상당히 다르겠다. 즉 유동을 따른 y 방향으로 구멍의 간격과 패널의 두께의 비 a/t , b/t 에 따라서 변하리라 생각된다.

이를 합리적으로 고려하기 위해서 본 연구에서는 패널을 Fig. 4에서와 같이 평판으로 이루어진 캐스케이드라고 생각하고, 그릴의 스택거각이 0도라고 생각하여 굴절의 영향을 고

려해 보았다. Horlock¹⁵⁾에 의하면 이 경우 양력을 발생시키는 캐스케이드 날개 1개당 순환량은 다음 식으로 구해진다.

$$\Gamma = k \Gamma_o \dots\dots\dots (15)$$

여기서,

$$k = \frac{2s \exp(\pi t/s) - 1}{\pi t \exp(\pi t/s) + 1} \dots\dots\dots (16)$$

는 단순한 익형에 대한 캐스케이드에서의 계수이고,

$$\Gamma_o = \pi U_m t \sin \alpha_m \dots\dots\dots (17)$$

는 평판 익형에서 순환량이다. 여기서 속도와 영각은 캐스케이드 전 후의 속도삼각형에서 평균속도와 각도이다. 한편 캐스케이드에서 순환량은 다음의 관계가 있다.

$$\Gamma = (V_u - V_d) s \dots\dots\dots (18)$$

식 (15)를 식 (18)에 대입하고, 속도삼각형에서 $U_m \sin \alpha_m = (V_u + V_d)/2$ 의 관계를 이용하면 다음과 같은 굴절계수를 얻는다.

$$\alpha = \exp(-2\pi t/s) \dots\dots\dots (19)$$

여기서 s/t 가 매우 크면 α 는 1이고 이는 굴절이 되지 않는 경우이며, s/t 가 매우 작으면 0이 된다. 이는 그릴의 간격이 매우 조밀하여 패널의 출구에서 유동은 항상 패널에 수직하게 빠진다는 의미이다. 이는 실제로 합리적인 결과이다. Fig. 3의 그릴에서는 패널의 설치에 따라서 s 대신 a 또는 b 를 사용하면 된다. 굴절계수가 주어지면 운동량 소스는 식(13)에서 구한다.

한편 패널을 통과하면서 난류에너지와 그 소산율을 적절히 정해야 한다. 여기서는 이들 값을 경험적으로 정해주는 방식을 고려하였다. 패널 바로 뒤에서의 난류량은 상류에서의 난류량과 패널 면에서 발생한 난류량 그리고 패널 직후 미세한 평균속도의 전단층으로부터 생긴 난류량 등에 의해 결정된다. 따라서 패널 직후의 난류량은 패널의 형상, 패널 요소 사이의 간격, 레이놀즈수 등에 따라 변한다. 또

한 특정한 패널에 대한 난류량 측정 실험도 실제로 심한 비등방성 특성 때문에 구하기가 쉽지 않다. 본 계산에서는 스크린 직후의 난류 운동에너지 값은 패널에서 평균 속도 U_s 의 제곱에 비례한다고 보았다. 또한 패널 바로 하류에서 소산율 ϵ 은 $C_\mu k^{3/2}/\ell$ 에 비례한다고 가정하였다. 여기서 ℓ 은 난류점성계수를 $k-\epsilon$ 모델에 의해 나타내는 특성 길이이며 이 길이는 패널의 그리드 간격에 비례한다고 가정하여도 무방하겠다.

2.4 경계조건과 수치해석 방법

Fig. 1에 계산 영역과 좌표가 나타나 있으며 사용된 경계조건은 다음과 같다. 클린룸의 천정, 즉 입구에서는 필터가 균일하게 설치되어 본 연구에서는 y 방향의 속도 성분은 없고 ($V=0$), x 방향의 속도는 전 단면에 걸쳐 균일하게 분포시켜 $U=U_0$ 이라고 하였다. 이는 클린룸에서 천정 필터를 통한 압력강하량은 비교적 크며 유속은 적으므로 이러한 가정은 합리적이다. 한편 유입 난류 에너지 k 는 $0.001 U_0^2$ 으로 가정하고 유입 소산율을 ϵ 은 $C_\mu k^{3/2}/\ell$ (본논문에서는 천정 필터의 상태를 고려하여 $\ell=0.03\text{m}$)로 주었다. 바닥 그릴을 통과하면서 k 는 $0.01 U_0^2$ 으로 가정하고 ϵ 은 $C_\mu k^{3/2}/\ell$ ($\ell=s$)로 주었다. 패널 후류에서 이들의 값은 물론 패널 바로 후류에서 난류량에 대한 계산결과에 영향을 상당히 미치나 실제로 평균속도 분포에는 그리 심한 영향을 미친다고는 생각되지 않는다. 더구나 본 연구에서는 주로 패널이 클린룸 내부 유동에 미치는 영향을 주로 연구하고 있기에 이러한 가정은 충분하다고 생각된다. 한편 출구는 룸에서 충분히 떨어진 하류에 두어서 출구에서의 경계조건이 실내의 기류에 영향을 미치지 못하도록 하였다. 출구에서는 모든 변수들의 유동 방향으로 구배가 0인 Neumann 조건을 사용하였다.

한편 벽에서의 평균속도에 대한 점착조건이 적용되고 필요한 경우에는 벽법칙이 적용된다. 벽에서 k 와 ϵ 에 대한 경계조건이 필요하다. 특히 Low Reynolds 모델의 경우에는 벽면에서 ϵ 에 대한 경계조건이 매우 민감한 문제이

다. 이에 관해서는 본 연구에서 채택된 모델에 대하여 Table 1에 요약되어 있다.

지배방정식 (1)~(3)과 (8), (9)의 편미분 방정식은 검사체적 적분방법에 의해 유한차분식 형태로 근사하였다((16), (17)). 일반적으로 많이 쓰이는 staggered grid를 사용하여 U , V 및 스칼라 양인 p , k 와 ϵ 이 저장되는 격자와 검사 체적이 어긋나게 하였다. 공간에 대해서는 upwind와 central differencing scheme을 절충, 보완한 hybrid scheme을 사용하였다. 실제로 클린룸 내부의 기류는 심한 역류를 수반하지 않는 것이 보통이기 때문에 hybrid scheme은 수치확산의 관점에서 충분하다고 생각된다. 압력은 연속방정식과 운동량 방정식으로부터 국부적인 압력 수정을 하는 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다.

3. 수치해석 예 및 검토

3.1 클린룸 모델의 선정

기본적으로 Fig. 1에서와 같은 형상의 룸을 모델로 설정하였다. 클린룸의 배기는 주로 바닥 채널을 통해서 이루어진다. 만약 Fig. 1에서 룸이 병렬로 배치되어 있는 경우에 한개의 룸만을 독립적으로 고려한다면 바닥의 좌측 코너에서는 이웃한 방에서 배기되는 유동이 유입되겠다. 만약 룸의 바닥 양측에서 환기가 이루어진다면 좌측벽은 일종의 대칭면이 될 것이다. 이와 같이 실제 룸의 설계된 상태에 따라서 기류의 형태가 다소 바뀌게 된다. 본 연구에서는 특정한 형상의 룸 내부 기류를 해석하기보다는 전체 기류에 영향을 주는 설계 변수를 설정하고 그 영향을 연구함이 주목적이므로 Fig. 1의 형상은 충분히 일반성이 있다고 생각된다.

클린룸의 높이 H 를 기준으로 룸의 폭 W 및 배기 바닥의 깊이 H_b 가 실내 기류의 형성에 가장 영향을 미친다. 바닥 그릴의 영향은 폭 W 가 넓으면 클 것이고, 좁으면 작을 것이다. 그래서 본 연구에서는 높이 $H=2.5\text{m}$ 에 대하여 $W=2.5\text{m}$ 로 고정하였다. 그러나 H_b 는 각각 0.7, 1.0, 1.3m로 변화시키며 결과를 살펴보았다. 한편 현재 개발되어 사용되고 있

는 그릴의 형상은 Fig.3에 나타난 바와 같으며, 계측된¹⁸⁾ 저항계수 K 를 분석하면, 3.0으로 함이 실험의 오차 범위내에서 잘 일치하였다. 물론 일반적으로는 주어진 형상의 패널에서 개공율과 기류의 속도 즉 레이놀즈수에 따라서 변하겠으나 여기서는 상수라고 보았다. 특히 클린룸 내의 기류속도가 작으므로 패널의 압력강하는 보통 유량에 비례한다고 알려져 있으나 실험자료에 의하면 속도의 제곱에 비례함이 더 합리적인 가정이다. 이를 기준으로 $K=1.0, 3.0, 10.0$ 으로 변화시키면서 그 영향을 살펴보았다. 한편 굴절계수에 대한 실험자료는 확인되지 못하였다. Fig.3의 패널에서 a/t 및 b/t 가 각각 1.51 및 0.36이므로 식(19)에 의하면 이에 해당하는 굴절계수는 각각 0.13 및 0.01이다. 본 연구에서는 그릴의 굴절계수가 실내 기류의 형성에 미치는 효과를 보기 위해서 $\alpha=0.1, 0.4, 0.9$ 로 변화시키면서 그 영향을 살펴보았다.

3.2 패널이 기류분포에 미치는 영향

먼저 난류 레이놀즈 수가 낮은 경우에 동일한 클린룸 내부 유동을 완전히 층류하고 생각하고 수치해석 하는 경우와, 완전히 높은 난류 레이놀즈 수에서 사용되는 표준형 $k-\epsilon$ 모델을 사용하는 경우와, Launder and Sharma¹²⁾의 모델을 사용하는 경우에 대하여 비교를 하였다. 이를 위해서 실제와 가장 가까운 그릴의 특성치 $K=3.0, \alpha=0.4$ 를 택하였다. 수치계산을 위한 경계조건들은 3.1에서 설명한 바와 같으며, 표준형 $k-\epsilon$ 모델을 사용하는 경우에는 벽에서 경계조건을 벽법칙을 사용하였다. 먼저 속도가 매우 작은 경우, 즉 레이놀즈 수 $Re=2,000$ (속도 0.01m/s 에 해당)인 경우와 $Re=20,000$ (속도 0.1m/s 에 해당)인 경우에 대하여 계산을 하였다. 여기서 레이놀즈수 Re 의 특성 길이와 특성 속도는 각각 클린룸의 폭($=W$)과 클린룸 입구 속도($=U_0$)이다.

$Re=20,000$ 인 경우 계산된 유선의 형태를 Fig.5에 나타내었다. 속도에 따른 유선의 형태에는 큰 변화가 없었다. 우측 바닥에서 공

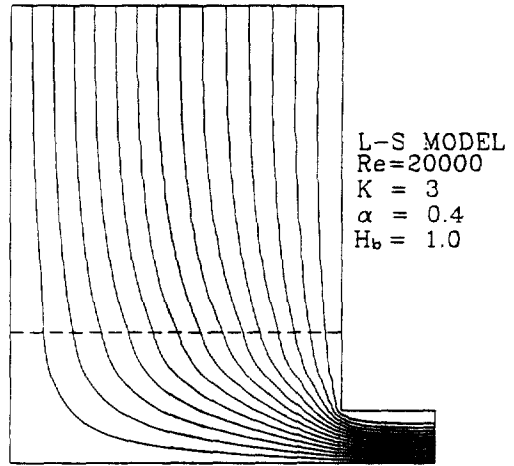


Fig.5 Calculated flow pattern in the model room with reference parameters

기를 배기하므로 천정에서 유동은 균일하게 흡출되고 고르게 바닥 쪽으로 흐른다. 바닥에는 패널이 설치되어 있으므로 유동은 교란을 받게 되고 이후 배기 채널에서 코너 유동형태를 보이면서 배기된다. 그림에서 쉽게 관찰할 수 있듯이 오른쪽 벽에서 기류의 속도가 왼쪽벽 근처에서 보다 빠르다. 이는 본 모델에서는 한쪽에서 배기를 하므로 발생하는 결과이다. 한편 그릴에서는 유동이 수직으로 유입되지 못하고 입사 각도를 이룬다. 따라서 패널 그릴의 바로 위에서가 아니라라도 실내에서의 작업이 이루어지는 위치에서 속도는 균일하지 않게 된다. 이러한 기류의 불균일성은 실내 기류의 제어상 바람직하지 않으며, 이는 바닥의 패널과 바닥 공간의 형상에 따라서 정해진다. 그러나 본 연구에서 채택된 모델룸에서는 천정에서 흡출되는 기류의 속도가 균일하다고 보았기 때문에 룸의 벽면을 제외하고는 점성의 영향이 적은 경우가 된다. 그러나 바닥의 패널과 바닥공간을 통과하는 기류는 점성의 영향을 많이 받고 이는 간접적으로 실내기류의 형태에 큰 영향을 미친다.

Fig.6~Fig.8에는 $Re=20,000$ 일때 패널면 위에서 평균속도분포, 압력분포 및 입사되는 유동각을 나타내었다. 그릴의 중앙에서는 세

가지 모델 모두 동일한 속도분포를 보이며, 층류로 계산한 경우와 L-S 모델로 계산한 경우는 전 영역에서 거의 유사하며, 레이놀즈수가 작아질수록 일치한다. 이는 레이놀즈 수가 매우 작은 경우에는 와점도가 작아져서 두 경우

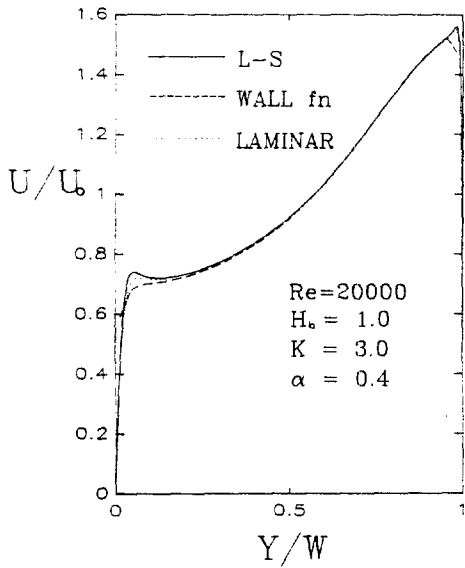


Fig.6 Velocity profiles on the pannel with reference parameters

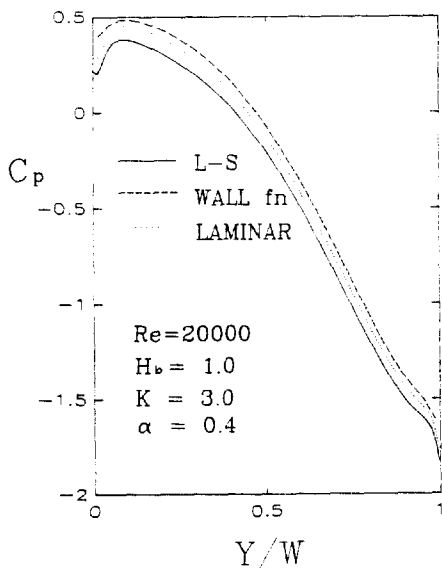


Fig.7 Pressure coefficients on the pannel with reference parameters

가 일치함을 나타낸다. 그러나 표준형 $k-\epsilon$ 모델과 벽법칙을 사용한 경우에는 벽 근처에서 상당한 차이를 나타낸다. 앞서 언급한 대로 오른쪽에서는 무차원화 된 평균속도가 1.6으로 매우 빠르고, 왼쪽에서는 0.75 정도로 느리다. 이러한 속도의 불균일성은 바람직하지 못하며, 실내 공간과 설비의 설계 및 설치시 적절하게 고려되어야 한다. 정압은 오른쪽 벽 쪽에서 상대적으로 낮으며, 이는 기류의 속도가 상대적으로 왼쪽벽에 비하여 크기 때문이다. Fig.8에서 기류의 입사 각도는 그릴의 중앙에서 가장 크며 약 25° 정도이다. 그러나 벽 쪽으로 가면서 점차 감소하여 벽에서는 수직으로 입사할 것이다. 이는 벽에서의 경계조건을 만족시켜야 하기 때문이다. 그러나 왼쪽 벽에서는 오히려 음의 입사각을 보이며, 이는 왼쪽 벽에서 약간의 박리된 순환 유동이 발생하기 때문이다. 이는 유동이 그릴에 입사하면서 정압이 상당히 증가함이 보통이며, 이때 그릴의 상부에서 형성되는 역압력 구배가 벽에서의 유동을 박리하게 한다. 실제로 클린룸 내부에서 기류의 속도는 $0.3\sim 0.5\text{m/s}$ 이나, 위 결과로 미루어 본 연구에서 유동을 L-S 모델을 사용하여 수행 함은 합리적이라고 생각된다.

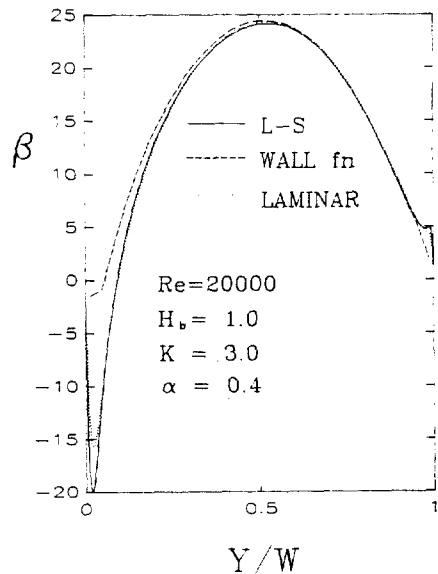


Fig.8 Flow angle of incidence to the pannel with reference parameters

한편 Fig. 9~Fig. 10에는 L-S 모델을 사용하여 천정에서 유입되는 속도가 0.12, 0.45, 0.55인 세가지 경우에 결과를 나타내었다. 평균속도 분포에는 유속이 영향을 많이 미치지 않으며, 단지 벽에서 생성되는 난류에너지에는 많은 변화가 보인다.

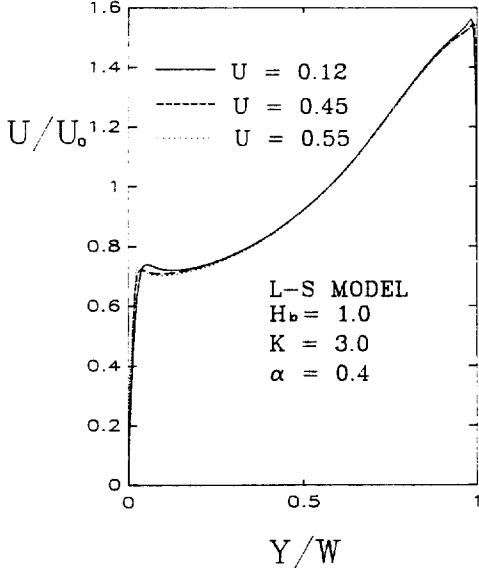


Fig. 9 Variation of velocity profiles on the panel with flow rates

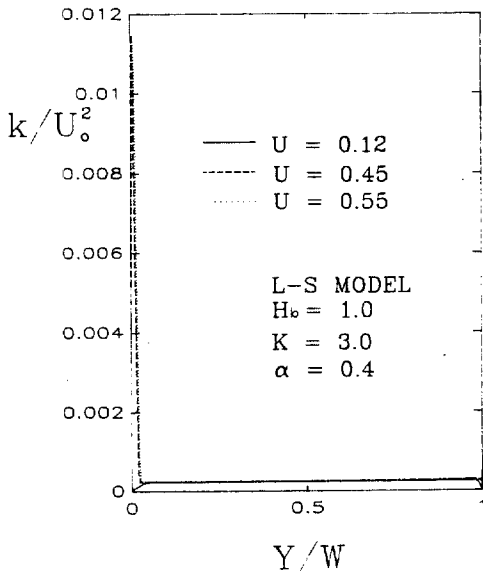


Fig. 10 Variation of turbulent kinetic energy distribution on the panel with flow rates

이상에서 본 연구에서 채택한 클린룸의 형상과 배기 방식에 의해서 실내 기류의 속도가 상당히 불균일 함을 보았다. 이러한 불균일성은 바닥 패널의 저항계수를 증가시키면 줄일 수 있다. 패널의 저항계수는 패널의 개공율을 줄여서 증가시킬 수 있다. 이는 유동의 제어에서 흔히 사용되는 기술이기는 하지만 저항계수의 증가는 바로 환기 동력의 증가를 의미하기 때문에 여러가지 측면을 동시에 고려해야 한다. 본 연구에서는 실제로 저항계수의 증가가 실내 기류에 어느정도 영향을 미치는가를 검토하기 위해서 저항계수를 1.0, 3.0, 10.0으로 변화시켜서 계산을 수행하였다. Fig. 11에는 시뮬레이션된 평균속도분포를 나타내었으며, 저항계수의 증감에 따라서 속도의 구배가 현저히 변하는 상황을 관찰할 수 있다. 저항계수가 10.0은 실제로 매우 높은 압력손실을 나타내기 때문에 실제로는 사용되기 어려우나, 하여간 최고속도는 1.25 정도로 낮출 수 있었다. 이와 동시에 Fig. 12에 나타낸 대로 입사각도 감소함을 알 수 있다.

한편 동일한 개공율의 패널이라 하더라도 굴절계수를 다르게 할 수 있겠다. 보통 와이어

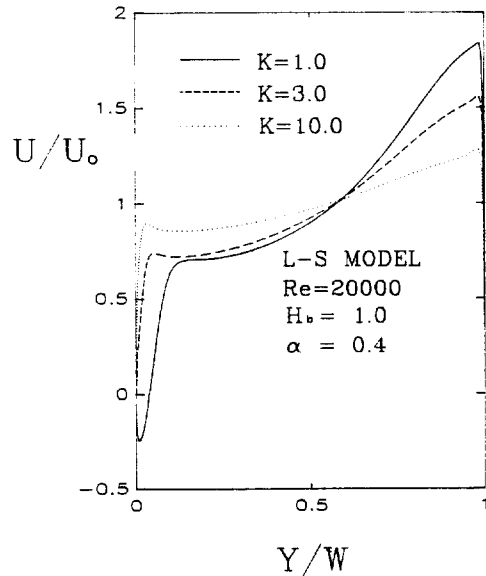


Fig. 11 Variation of velocity profiles on the panel with resistance coefficients of the panel

메쉬, 원형 파이프로 된 그릴, 또는 구멍 뚫린 판인 경우에는 저항계수가 증가하면 이에 따라서 굴절계수가 감소한다. 예를 들어 구멍 뚫린 판의 개공율이 매우 작으면 저항계수는

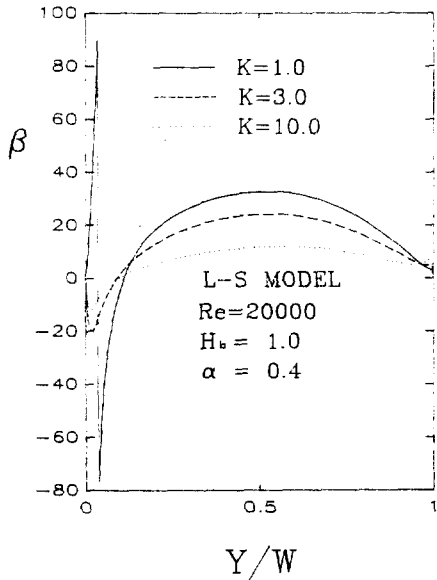


Fig.12 Variation of flow angle of incidence to the panel with resistance coefficients of the panel

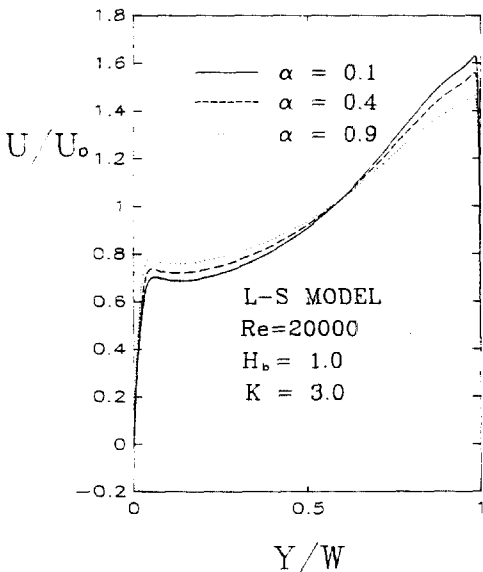


Fig.13 Variation of velocity profiles on the panel with reflection coefficients of the panel

증가하고, 판의 후류는 입사각에 관계없이 판에 수직으로 유동이 빠져나갈 것이다. 그러나 본 논문에서 모델로 채택한 패널의 경우에는 구멍의 간격과 판의 두께에 따라서 저항계수는 동일하게 유지하면서 굴절계수를 변하게 할 수 있다. 이는 동일한 패널이라고 하더라도 패널에 입사하는 상대적 각도에 따라서 굴절계수가 다르게 됨을 말한다. 이러한 가능성을 살펴보기 위해서 저항계수를 3.0으로 고정하고 굴절율을 0.1, 0.4, 0.9로 변화시키면서 기류의 흐름을 수치해석 하였다. Fig.13에는 시뮬레이션된 평균속도분포를 나타내었으며, 굴절율의 증감에 따라서 속도의 구배가 상당히 변하는 상황을 관찰할 수 있다. Fig.13에서 굴절계수가 클수록 속도구배는 감소하여 최고속도는 1.45 정도로 낮출 수 있었다. 이는 직관적으로 이해하기가 용이하지는 않으나, 굴절계수가 감소하면 그릴을 통과한 후의 유동이 그릴에서 거의 수직으로 빠져나오므로 배기부에서 유동의 형태가 평균유동을 오른쪽 벽으로 몰리게 하고, 이에 따라서 실내의 기류가 오른쪽 벽으로 몰리게 하여 오히려 속도의 구배를 크게 함으로써 나타난 결과이다. 한편 Fig.14에 나타난 대로 입사각도 감소함을 알 수 있다. 이러한 결과는 패널의 두께를 설계하는 과정에서 고려해야 할 사항이다. 그러나 패널의 두께를 서로 다르게 시공하기는 현실적으로 어려우리라 생각된다.

따라서 주어진 패널이라면 저항계수의 분포, 즉 개공율을 다르게 시공하여 실내 기류의 균일성을 얻을 수 있으리라 생각된다. 이는 저항계수를 최소한 줄이면서 기류의 균일성을 얻을 수 있는 방법이고, 이러한 가능성을 검토하기 위해서 모델룸의 바닥을 5개의 패널로 분할하고, 각 패널의 저항계수를 2, 4, 6, 8, 10으로 하여 분포시켜 보았다. 이때 오른쪽 벽에서 기류의 속도가 높으므로 오른쪽 바닥에는 저항계수가 가장 크도록, 즉 개공율을 작게 하고 왼쪽으로 가면서 개공율을 크게 시공한 상태를 시뮬레이션 하였다.

Fig.15에는 평균속도 분포를 나타내었는데, 예상한 대로 상당히 균일한 속도분포를 얻었

으며, 이때 최고속도는 1.1 정도로 감소하였다. 전체 유동형태를 Fig.16에 나타난대로 그릴 왼쪽의 저항계수를 감소시킴으로써 기류를 왼쪽으로 유도하여 전체적으로 상당히 균일한 하향 기류를 얻을 수 있었다. 물론 이론적으

로는 좀더 세밀한 개공율의 조절에 의해서 완벽한 균일 기류도 얻을 수 있겠으나, 본 연구에서는 단지 그 가능성을 검토하는 단계이므로 여러가지 시도는 하지 않았다.

마지막으로 배기 바닥 공간의 크기를 변화시켜 보았다. 배기 바닥의 크기는 환기 장치 내지 시설의 설치에 따라서, 또는 시공비에 따

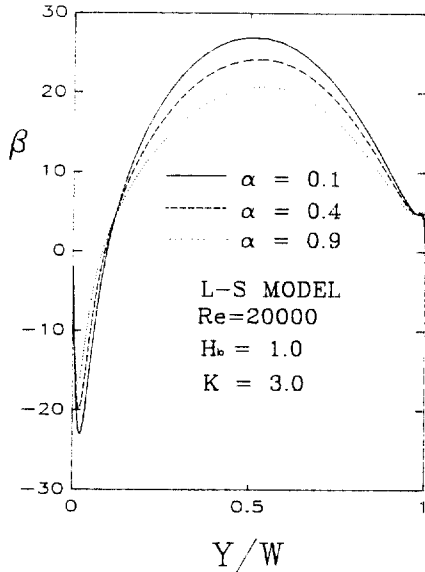


Fig.14 Variation of flow angle of incidence of the panel with reflection coefficients of the panel

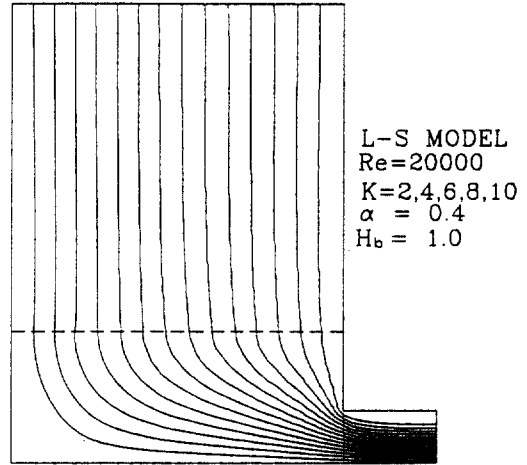


Fig.16 Calculated flow patterns in the model room with the non-uniform panel

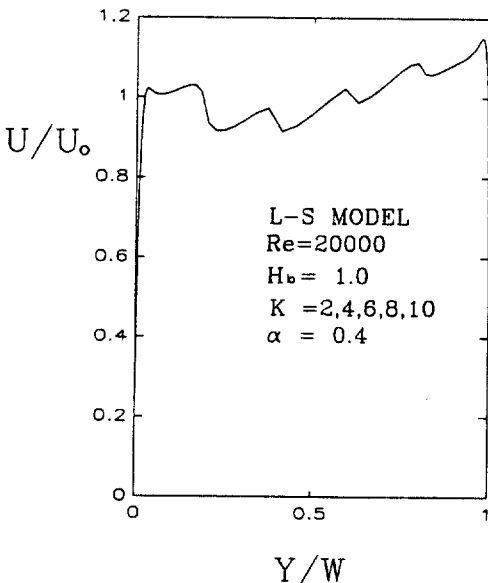


Fig.15 Velocity profiles on the non-uniform panel

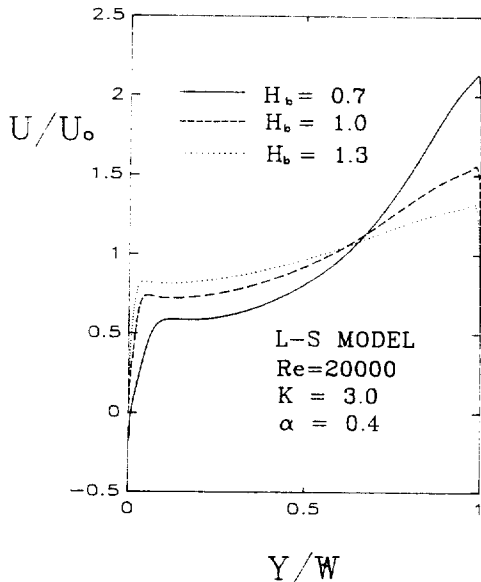


Fig.17 Variation of velocity profiles on the panel with depth of the exhaust channel

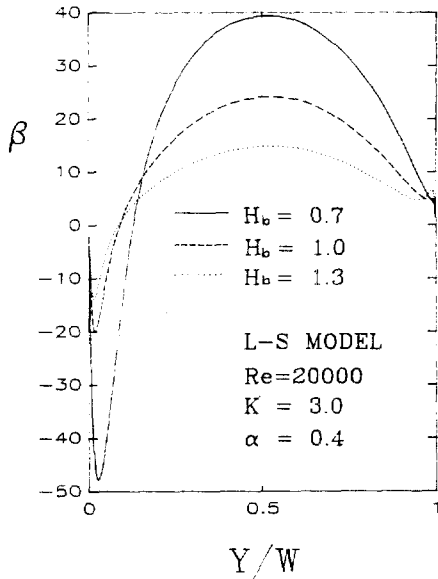


Fig.18 Variation of flow angle of incidence to the pannel with depth of the exhaust channel

라서 영향을 받으나, 여기서는 공간의 크기가 실내 기류에 어느정도 영향을 미치는가에 관심을 두었다. 앞서의 경우와 동일한 변수를 사용하고, 단지 H_b 를 각각 0.7, 1.0, 1.3m로 변화시키며 결과를 살펴보았다. Fig.17에는 평균속도 분포를 나타내었는데 배기 바닥이 얇으면 속도구배가 매우 심하게 되고, 깊으면 적게 된다. 이는 바닥이 얇을 수록 배기되는 기류가 균일하게 되기 어렵고, 이에 따라서 실내 기류도 불균일하게 된다. 이러한 변화는 의외로 상당히 크며, 배기 바닥을 약간 깊게 함으로써 최고 속도를 1.25로 낮출 수가 있었다. 즉 그릴을 빠져나오는 기류를 충분히 아래 방향으로 유도할 수 있는 공간이 확보된다면 균일한 실내 기류를 얻는데 많은 효과가 있음을 알 수 있다. 이때 입사각의 변화는 Fig. 18에 나타내었다.

4. 결 언

이상의 연구를 통해 얻은 결과를 다음과 같이 요약한다.

(1) 본 연구에서 채택한 L-S 난류모델과, 바닥 패널의 유동모델은 클린룸 내의 실제 유동현상을 합리적으로 시뮬레이션 하기에 적당하다.

(2) 실제 패널의 유동특성 시험을 통해서 저항계수와 굴절계수의 자료를 확보한다면 본 연구에서 개발된 2차원 유동해석 전산 프로그램은 설계자료를 체계적으로 개발하고, 설계된 클린룸 내부 기류를 예측하기에 충분하다.

(3) 패널의 저항계수와 배기 바닥의 깊이는 실내 기류에 매우 큰 영향을 미치고 있으며, 굴절계수도 상당히 영향을 미치고 있음을 알 수 있었다. 한편 개공율의 적절한 분포를 두어, 패널의 저항계수의 분포를 돕으로써, 실내 기류의 균일도를 제어할 수 있음을 보였다. 따라서 실제 룸의 형상이 주어지면 이때 균일한 실내 기류를 얻을 수 있는 패널의 저항분포 및 배기공간의 최적한 설계치를 얻을 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. M. Maeda, T. Takenami, A. Tanaka, "Studies on Rationalizing Air Flow in Clean Room(I); Air Flow Pattern in a Vertical Laminar Flow Type Clean Room," The 5th Proceeding of JACA, 1986.
2. A. Tanaka, M. Maeda, A. Saiki, "Studies on Rationalizing Air Flow in Clean Room (I); Simulation Technique of Predicting Air Flow in a Vertical Laminar Flow Type Clean Room by Porous Medium Formulation," The 5th Proceeding of JACA, 1986.
3. A. Tanaka, N. Toyoda, A. Saiki, "Three-Dimensional Turbulent Air Flow Simulation in a Vertical Laminar Flow Type Clean Room by Porous Media Flow Model," The 7th Proceeding of JACA, 1988.
4. S. Kato, S. Murakami, H. Suzuki, "Study on Air Distribution in Laminar Flow Type Clean Room (Part 8); Refined $k-\epsilon$ Turbulence Model in Consideration

- of Drag Effect by Fine Grating of Sub-grid Scale," The 8th Proceeding of JACA, 1989.
5. M.D. Oh, H.C. Yang, C.S. Lee, "Numerical Simulation of Air Flow and Contamination Diffusion in Clean Tunnel Type Clean Room," AAAR 1988 Annual Meeting and Int. Symp. on Particle Contamination Control in Micro-electronics, 1988.
 6. 이재현, 이시운, 김석현, "다수의 출구를 가지는 크린룸 내부의 기류분포에 관한 연구", 공기조화·냉동공학, 17(4), 1988.
 7. Laws, E.M. and Livesey, J.L., "Flow through screens", Ann. Rev. Fluid Mech., 10, P247-66, 1978.
 8. Taylor, G.I., Batchelor, G.K., "The effect of a gauze on small disturbances in a uniform stream", Quart. J. Mech. Appl. Math, 2, P1-29, 1949.
 9. Shin-Hyoung Kang, Woo-Pyung Jeon, and Hyun-Ku Lee, "Turbulent Flows through Mesh Screens normal to the Uniform Flows," Korea-U.S.A. Fluids Eng. Seminar, Korea, 1989.
 10. S.H. Kang, H.S. Lee, W.P. Jeon, and C.H. Lee, "Viscous Flows through Screens normal to the Uniform Stream," KSME Journal, 3(2), pp. 146-152, 1989.
 11. V.C. Patel, W. Rodi, S.A. Scheuerer, "Turbulence Model for Near Wall and Low Reynolds Number Flow; A Review," AIAA Journal, Vol.23, 1985.
 12. B.E. Launder, B.I. Sharma, "Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow near a Spinning Disc," Lectures in Heat and Mass Transfer, Vol. 1, 1974.
 13. H.K. Myong, N. Kasagi, M. Hirata, "Numerical Prediction of Turbulent Pipe Flow Heat Transfer for Various Prandtl Number Fluids with the Improved k- ϵ Turbulence Model," JSME Journal, Vol. 32, 1989.
 14. 강신형, 전우평, "클린룸 ACCESS PANEL 유동의 시뮬레이션", 서울대학교 부설 공학연구소, 연구보고서 RIIS 89-128. 1990.
 15. J.H. Horlock, *Axial Flow Compressors*, Robert E. Krieger Pub. Co., New York, 1973.
 16. Patankar V.S., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, 1980.
 17. Gosman, A.D. and Ideriah, F.J.K., "TEACH 2E: A General Computer Program for Two-Dimensional Turbulent Flows," Univ. of California, Berkeley, 1983.