

〈논 문〉 SAE NO. 933751

승용차 탑승부내의 난방, 냉방 및 성애제거 모드에 대한 3차원 유동해석

3-D Numerical Simulation of Flows Inside a Passenger Compartment of a
Model Vehicle for Heating, Air-Conditioning and Defrosting Modes

허 남 건* 조 원 국**
N. G. Hur, W. K. Cho

ABSTRACT

Flows inside a passenger compartment of a 1/5 scale model vehicle have been simulated by using a general purpose FVM code, TURBO-3D. Three HVAC modes of heating, air-conditioning, and defrosting are simulated by defining three different inlets. Comparisons are made with the published experimental and computational results, giving a good agreement. A method of predicting the defrosting contours on the wind shield is also proposed in the present study, which enables design modifications in design stages.

주요기술용어 : 3-D Numerical Simulation(3차원 수치모사), Passenger Compartment(탑승부), Heating(난방), Air-Conditioning(냉방), Defrosting Pattern(성애제거 형상)

기 호 설 명	기 호	설 명
C		: 난류 경협상수와 난류 운동에너지의 함수
C_1, C_2, C_p		: 난류 경협상수
C_p		: 등압비열
E		: 벽면 조도 계수
FPR		: Prandtl수와 난류 Prandtl수의 함수
G		: 난류 운동에너지 생성률
h		: 열전달 계수
J		: 직교 좌표계 y 와 일반 좌표계 x 의 좌표변환에서의 Jacobian
k		: 난류 운동에너지
Pr		: Prandtl 수
	q	: 스칼라 flux
	s	: 생성항
	T	: 응력 텐서
	U	: 체적면에 수직인 속도 성분
	u	: 직교좌표 성분 속도
	x	: 일반 좌표계
	y	: 직교 좌표계
	Y_N	: 벽과의 수직거리
		그리스 문자
	β	: 좌표 변환인자
	Γ	: 확산계수
	ε	: 난류 운동에너지 소산률

* 정회원, 한국과학기술연구원 열·유체공학 연구실

** 한국과학기술연구원 열·유체공학 연구실

- ϕ : 스칼라양
- κ : von Karman 상수
- μ : 점성계수
- ρ : 밀도

하첨자

- ij : 좌표계 방향
- k : 난류 운동에너지 관련 변수
- ϵ : 난류 운동에너지 소산을 관련 변수
- ϕ : 스칼라양 관련 변수
- t : 난류변수

상첨자

- $+$: 벽함수에서의 정규화된 값
- u : 속도 관련 변수

1. 서 론

생활수준의 향상에 따라 자동차의 성능 평가시 엔진성능, 제동성능, 차체의 강도 등 주행성 및 안전성과 관련된 부분 이외에 차내의 난방 냉방 성능 등 과거에는 그다지 중요치 않게 여기던 사항들의 중요성이 점차 증가하는 추세이다. 특히 후자의 경우, 승용차를 구매하는 고객들의 취향이 고급 화함에 따라 최근에 생산되는 대부분의 자동차에 냉방기가 장착되어 있으며 이들 냉방기의 용량은 점차로 커지는 추세이다. 그러나 냉방용량의 증가는 자동차의 주행성능을 평가하는 중요한 인자인 연비를 감소시키므로 무한정한 냉방기의 용량증가는 불가능하다. 그러므로 적절한 용량의 냉방기로 자동차 실내를 고르게 냉각시켜 승차자 전원의 쾌적성을 향상시키기 위한 노력이 필요하다.

이와 관련하여 Yamamoto와 William¹⁾은 소형 픽업 트럭내의 유동해석을 위하여 실험과 수치 해석을 수행하였고 두가지 방법에 의한 결과가 서로 일치함을 보였다. 또한 이들은 차량 내부에 탑승자가 있을 때의 모델에 대하여 수치해를 구함으로써 차내유동에 대해 보다 유용한 유동자

료를 제시하였고 공조 쾌적성 예측장치(A/C feeling prediction system)를 사용하여 유동해로부터 냉방에 대한 쾌적성을 예측하였다.

냉방시 냉방기의 소비전력 감소를 위하여 Shimizu 등²⁾은 이론적 해석과 실험에 의하여 태양의 복사에너지가 열부하의 50% 이상을 차지함을 밝혔고 냉방기의 전력소모를 줄이기 위한 가장 효과적 방법인 차내로 흡수되는 태양의 복사 에너지를 조절하는 것이라는 결론을 내렸다. 이들은 1.8리터 엔진을 장착한 세단의 경우 적외선 차단 유리를 사용하여 냉방기 열부하의 20-30%를 감소할 수 있음을 보고하였다.

Gerald 등³⁾은 A/CASP(Air Conditioning Analytical Simulation Package)에 대한 기본적인 이론 및 기법의 설명과 함께 자동차 공조장치의 성능 모사를 위한 수학적 모델을 제시하였다. 이들은 기화기, 응축기, 압축기와 자동차의 모델에 대한 성능모사 해법을 보이고 시험자료의 상호관계 및 해석적 예측의 시범을 보였다. 또한, 자동차의 각 부분 및 시스템의 순차적인 계산에 의하여 자동차의 냉각성능을 해석적으로 평가할 수 있음을 결론지었다.

자동차 실내의 유동에 관하여 Komoriya 등⁴⁾은 실험 및 수치해석을 수행하여 자동차 실내의 난방 및 성에제거시의 유동을 상세히 기술하였다. 수치해석에 사용한 프로그램은 일반관계고정 좌표계에서의 유한체적법 프로그램으로 난류모델은 표준 K- ϵ 모델을 사용하였고 실험결과와 정성적으로 일치하는 수치해를 보였다.

자동차 실내를 난방할 경우 냉방과는 달리 추가적인 에너지의 소모는 없으나 시동후 빠른 시간내에 실내온도를 상승시켜야하고 동절기 외부 주차시 발생하는 유리창 바깥부분의 성애를 제거해야하는 문제가 대두되고 있다. 후자의 경우 미국 등 주요 선진국에서 차량 시동후 일정 시간내에 앞유리의 정해진 영역까지의 성애제거를 의무화하고 있다. 일 예로 MVSS 103 인증은 물 일정량을 스프레이한 후 -20°C에서 30~40분간 방치하여 성애를 생성한 후 앞 유리창의 C영역(전체 앞유리의 약 1/6 정도의 영역으로 운전석 측에 위치함)에서 20분후 80% 이상의 제거와 45

분후 A영역(전체 앞유리의 상하를 제외한 약 2/3 정도의 영역)에서 95% 이상의 제거를 요구하고 있다.

따라서, 자동차 내부의 냉·난방 및 유리창의 성애제거 등 자동차 실내의 유동해석에 관한 연구의 필요성이 가속되고 있으나 지금까지의 이와 관련된 연구는 주로 실험검증이 부족하였거나 2차원 형상의 해석이 많아 형상이 복잡한 자동차 실내의 3차원 공간 기류에 관한 해석으로는 부족한 점이 많아 실제 설계에 응용하기에는 어려움이 따랐다. 이에 따라, 본 연구에서는 3차원 형상의 자동차 실내에서의 유동장을 수치해석하여 동일한 기하학적 형상의 유체모델에 대한 Komoriya 등⁴⁾의 실험 및 계산결과와 비교하여, 본 결과의 타당성을 확인하였으며 성애제거시의 정상상태 실내유동으로부터 시간에 따른 성애제거 영역의 변화를 간단히 예측할 수 있는 새로운 방법을 제시하였다.

2. 해석방법

자동차 실내에서의 유동해석에 Komoriya 등이 사용한 것과 같은 형상에 대하여 동일한 유동조건을 사용하였으며 계산격자의 수는 컴퓨터의 성능을 감안하여 Komoriya 등이 사용한 격자수(65×55×30)보다 약간 적은 65×45×20의 격자를 사용하였다. Komoriya 등의 실험 결과와 비교하기 위하여 그들이 사용한 것과 같은 치수인 실차 크기의 1/5 모델을 사용하였고 이에대한 자세한 기하학적 치수는 참고문헌⁴⁾에 잘 나타나 있다(대략적인 치수는 Fig.2를 참조 바람). 본 연구에서 사용한 유체모델의 격자계를 Fig.1에 나타내었다.

계산을 위하여 본 연구실에서 개발한 표준 k-ε 난류모델과 경계고정 좌표계를 사용하는 Full Navier-Stokes 방정식의 해석 프로그램인 TURBO-3D^{5,6,7)}를 사용하였다. 여기서, 대류항의 처리에는 상류차분법을, 입력처리에는 SIMPLE Algorithm을 사용하였으며, 사용한 지배방정식은 비압축성 유체에 대한 정상상태의 질량, 운동량 및 스칼라량의 보존 방정식을 일반경계고정 좌표계에

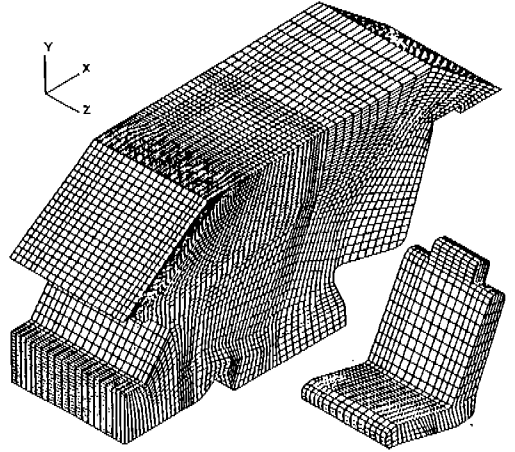


Fig.1 Computational Grid for the Vehicle Passenger Compartment Model

표시한 것을 이산화하였다. 즉, 직교좌표계 y와 일반좌표계 x와의 좌표변화 $y^j=y^j(x^i)$ 의 Jacobian J를 구성하는 행렬 $\partial y^j/\partial x^i$ 의 cofactor β^j 를 사용하여 일반 경계고정 좌표계에서 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} (\rho u_m \beta^m) = s_m \quad (1)$$

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} [(\rho u_m u_i - T_{mi}) \beta^m] = s_i^u \quad (2)$$

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} [(\rho u_m \phi - q_m) \beta^m] = s_\phi \quad (3)$$

여기서 ρ , u^i , ϕ 는 각각 밀도, 속도, 스칼라량을 나타내며, 사용된 다른 변수는 다음과 같다.

$$T_{mi} = -p\delta_{mi} + \frac{1}{J} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x^m} \beta_m^n + \frac{\partial u_m}{\partial x^i} \beta_i^n \right) \quad (4)$$

$$q_m = \Gamma_0 \frac{\partial \phi}{\partial x^m} \frac{1}{J} \beta_m^n \quad (5)$$

$$s_k = G - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$S_e = C_i \frac{\epsilon}{k} - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (7)$$

위 식에서 μ 는 난류의 효과를 포함하는 유효점성계수, Γ_0 는 스칼라량의 확산계수를 나타낸다. s_k 와 s_ϵ 은 각각 난류운동에너지와 난류소산률의 생성항을 나타내고 난류강도의 생성률은 $G = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial y^j}$ 이다.

계산은 동온유동장에 대해 수행하였으며 성애제거의 성능을 예측하기 위하여 벽면에 인접한 격자의 난류강도로 부터 열전달율을 Reynolds Analogy에 의하여 유추하였으며 다음과 같이 Jayatilaka⁶⁾가 준 식을 사용하였다.

$$h = \frac{C_p C}{[(U^+ + FPR) Pr_i]} \quad (8)$$

위 식에서 사용된 변수는 다음과 같다.

$$C = \rho C_\mu^{0.25} k^{0.5}$$

$$FPR = 9.24 \left[\left(\frac{Pr}{Pr_i} \right)^{0.75} - 1 \right] \left[1 + 0.28e^{-0.007 \frac{Pr}{Pr_i}} \right]$$

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(EY^+)$$

$$Y^+ = \frac{Y_N C}{\mu} \quad (9)$$

여기서, C_p , Pr_i , Y_N , μ , ρ 는 각각 정압비열, 난류 Prandtl수, 벽면과의 수직거리, 유효점성계수, 밀도이고 사용된 경험상수는 $C_\mu = 0.09$, $\kappa = 0.42$, $E = 9.0$ 이다.

3. 결과 및 검토

앞서 기술한 형상에서의 유동을 수치해석하였으며 경계조건은 냉방, 난방 및 성애제거시의 공기 유입구를 각각 입구조건으로 하고 뒷유리의 끝부분을 출구조건으로 하였으며 실내의 중앙면

을 대칭조건으로 하여 전체실내중 운전석편의 반만 계산하였다.

계산은 Workstation인 IRIS-4D/35-TG를 사용하였으며 각각의 경우 약 700번의 반복계산에 560분의 CPU시간이 사용되었다.

3.1 냉방시의 유동

냉방시의 유동해석을 위한 유체모델의 입출구를 Fig.2에 나타내었으며 입구높이와 입구속도를 특성길이와 특성속도로한 Reynolds수는 8000(실차에서의 취출풍속 2.4m/s에 해당함)이다. 입구에서의 난류강도는 입구유속의 20%를 주었고 난류소산률은 $C_\mu^{0.75} k^{1.5}/1$ 의 관계식을 이용하였다.

Fig.3(a)는 폭방향(z 방향)으로 0.11m(우측 냉방유로의 중간면)에서의 단면도로 냉방시의 속도벡터를 나타낸다. 입구에서 나온 유동은 앞좌석의 머리받이 부분에 부딪힌 후 차의 뒷부분으로 넘어가고 이중 일부는 뒷좌석 등받이 뒤의 출구로 나가고 나머지 유동은 뒷좌석 전체에 큰 와류유동을 형성한다. 뒷좌석의 와류유동에서 떨어져 나온 유동이 앞좌석 아래를 통과하여 실내의 앞부분으로 순환함을 알 수 있다. 본 계산의 타당성을 검토하기 위하여 Fig.3(b)와 (c)에 Komoriya 등의 실험결과와 계산결과를 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 본 계산에 의한 결과는

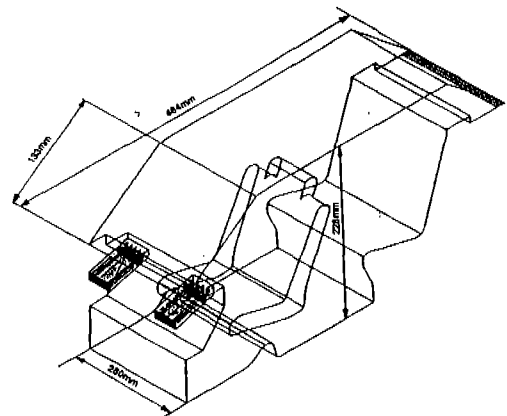
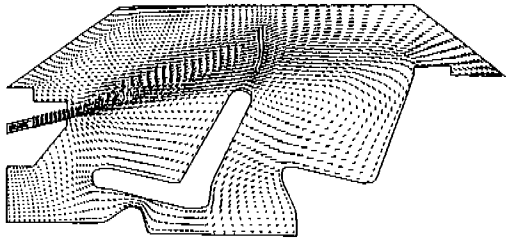
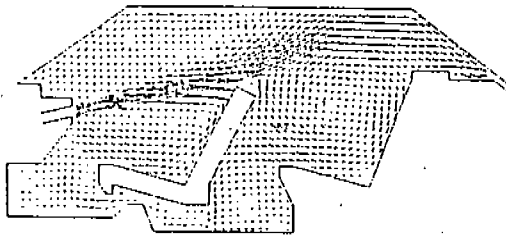


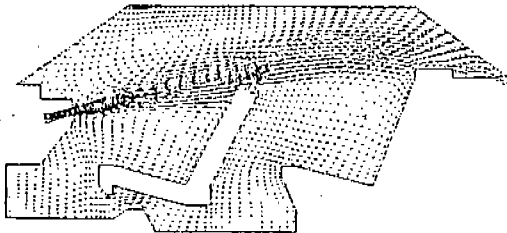
Fig.2 Computational Model Showing Inlet & Outlet Locations for Cooling Mode and Dimensions



a) Present Computation



b) Experiment by Komoriya et al.⁴⁾

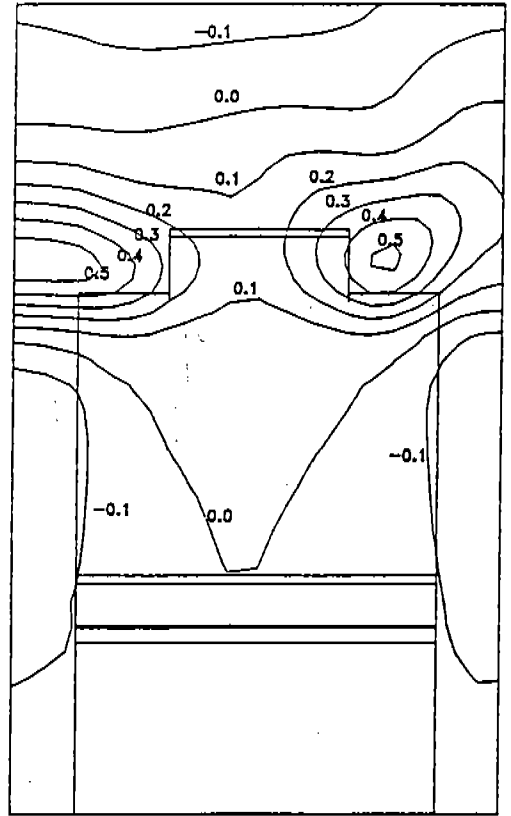


c) Computation by Komoriya et al.⁴⁾

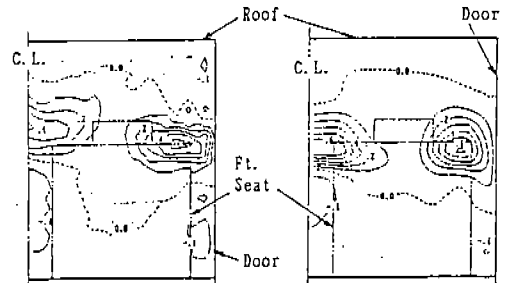
Fig.3 Velocity Vector Plots for Cooling Mode

뒷좌석에서 의자 등받이를 따라 내려가는 Fig3 (b)에 나타난 실험 결과를 매우 정확히 재현하고 있으나 Fig3(c)의 Komoriya 등이 수행한 계산은 이를 상당히 작게 예측하고 있다. Fig4(a)는 x 방향의 속도크기로 단면의 위치는 앞좌석의 등받이 부근이며 대칭면 부근의 속도가 실험결과인 Fig4(b)에 비하면 다소 강한 모습이나 벽쪽의 분포는 거의 동일한 특징을 보이고 Fig4(c)도 같은 경향을 나타낸다.

이때의 난류강도 분포를 Fig5(a)에 나타내었으며 단면의 위치는 Fig3(a)에서와 같다. 입구



a) Present Computation



b) Experiment by Komoriya et al.⁴⁾

c) Computation by Komoriya et al.⁴⁾

Fig.4 Distribution of u/u_{in} Velocity Component for Cooling Mode

에서 나온 유동은 상대적으로 속도가 작은 주위의 유체에 의하여 강한 마찰을 받게 되고 따라서 입구 주위에서 난류강도가 크게 나타난다. 입구 이후의 분포는 유동방향과 수직하게 확산되는 모습을 보이고 있으며 특히 뒷좌석을 따라서 아

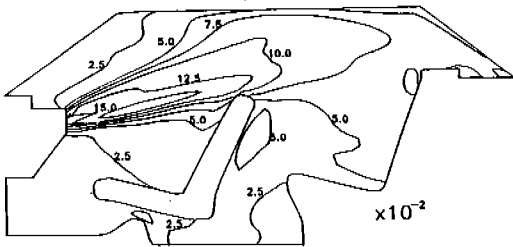
래로 전파하는 모습 등은 실험결과인 Fig5(b)와 좋은 일치를 보인다. 이 경우 입구부근의 난류강도가 다소 작게 예측되었으며 입구의 영향이 상대적으로 작은 후류에서는 정량적으로도 정확한 값을 나타낸다. 따라서 실험값과 동일한 입구유동 조건을 사용하여 계산결과를 구한다면 전 영역에서 보다 좋은 결과를 얻을 것으로 예상된다. 특히 뒷좌석부의 난류강도 분포에서 Komoriya 등에 의한 계산결과인 Fig5(c)는 실험값에 비하면 다소 과소 평가되는 것을 알 수 있으나 본 결과는 난류강도가 뒷좌석의 아래부분까지 강하게 전파되는 정확한 분포를 보이고 있으며 이는 앞서 설명한 뒷좌석 등받이를 따라 내려가는 유

동에 의한 결과이다.

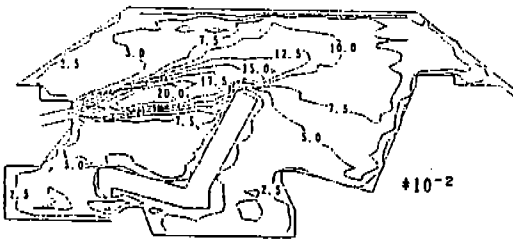
3.2 난방시의 유동

난방시의 유동해석을 위한 입출구를 Fig6에 보이고 있다. 이때 Reynolds수는 10100으로 실차에서의 유출속도 32m/s에 해당하며 입구에서의 난류강도는 입구유속의 13%를 주었다.

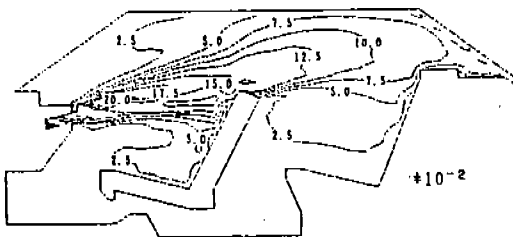
이때의 속도벡터를 Fig7에 나타내었으며 이 위치는 $z=0.057m$ (성애제거시 입구유로의 중간 위치에 해당함)에서의 단면이다. 입구에서의 유동이 앞좌석 아래의 바닥을 통과하여 뒷좌석으로 흘러감을 알 수 있으며 이 결과 역시 Komoriya 등의 실험과 좋은 일치를 보이고 특히, 뒷좌석부의 유동이 강하게 예측되어 Komoriya 등의 계산에 비하여 상당히 개선된 결과를 보인다. 뒷좌석에서의 유동은 대부분 뒷유리창의 출구로 흘러나가지만 상당량은 앞부분으로 다시 돌아감으로써 앞좌석 윗부분의 난방에 기여함을 알 수 있다. 그러나 계기판과 앞유리 부근은 유동이



a) Present Computation $((4k/3)^{1/2}/U_{in})$



b) Experiment by Komoriya et al.⁴⁾ $((\overline{U}^2 + \overline{V}^2)^{1/2}/U_{in})$



c) Computation by Komoriya et al.⁴⁾ $((4k/3)^{1/2}/U_{in})$

Fig.5 Distribution of Turbulence Intensity for Cooling Mode

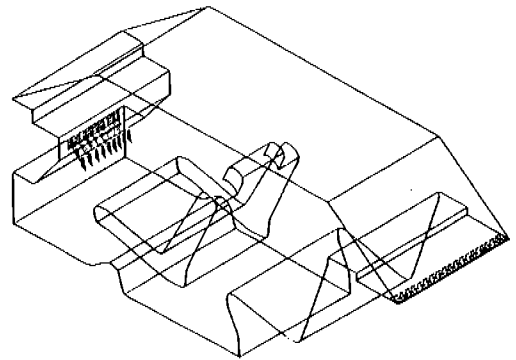


Fig.6 Computational Model Showing Inlet & Outlet Locations for Heating Mode

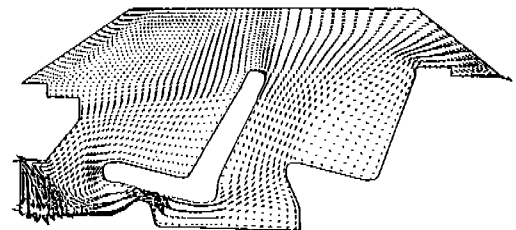


Fig.7 Velocity Vector Plots for Heating Mode

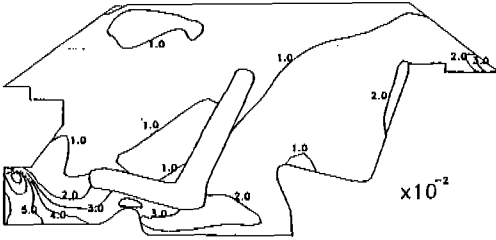


Fig.8 Distribution of Turbulence Intensity for Heating Mode($((4k/3)^{1/2}/U_m)$)

미약하여 성에제거등 이 부분의 온도상승이 필요한 경우는 별도의 조치가 필요함을 알 수 있다.

Fig.8에 나타난 난류강도는 뒷좌석으로 전파된 후 급격히 악화되는 양상을 보이며 이는 유로의 단면 확장에 따라 입구에서의 높은 난류강도가 확산되는 분포에 따른 것이며 유동이 가속되는 출구 부근에서는 다소 증가된 난류강도를 관찰할 수 있다. 난류강도의 분포는 실험치에 비하면 입구 부근에서는 상당히 작으나 유동이 진행하면서 비슷한 수준에 이르는 것을 알 수 있으며 입구부근에서의 차이는 냉방시와 같은 원인으로 평가된다.

3.3 성에 제거시의 유동

Fig.9는 성에제거를 위하여 앞유리창 아래에서 유동이 발생하는 경우의 입출구를 나타내며 이때의 Reynolds수는 7100으로 실차의 경우 유출 속도 2.5m/s에 해당한다. 실제 계산시에는 계기판을 통과하는 유로를 통하여 유동이 흘러들어 오게 되며 이해의 편의상 계기판 윗부분에 유입구를 표시하였다. 입구에서의 난류강도는 입구 유속의 20%를 주었다.

Fig.10은 속도벡터로 Fig.2에서와 같은 위치에서의 단면도이다. Komoriya 등의 결과와 비교할때 실내 전체의 유체의 흐름은 잘 예측함을 알 수 있으며 특히 뒷좌석에서의 와류유동은 Komoriya 등의 계산에 비하여 상당히 개선된 것으로 실험과 같은 분포를 갖는다. 이때의 난류강도를 Fig.11에 나타내었고 앞유리 부근에서 증가된 난류강도가 자동차의 천정을 따라 뒷좌석 부위로 전파됨을 알 수 있으며 이는 천정부근을 따라 출구로 빠

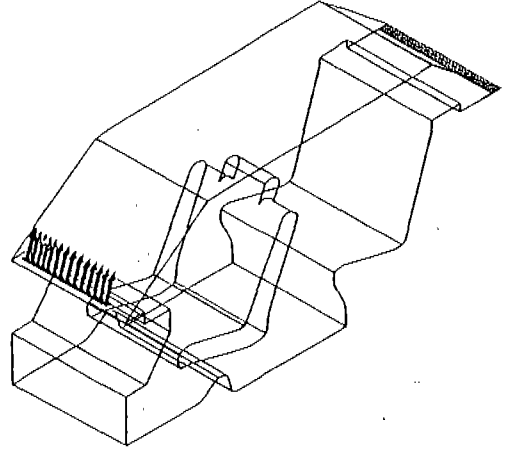


Fig.9 Computational Model Showing Inlet & Outlet Locations for Defrosting Mode

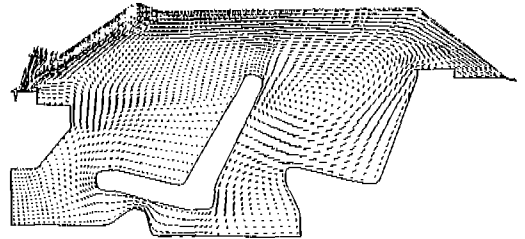


Fig.10 Velocity Vector Plots for Defrosting Mode

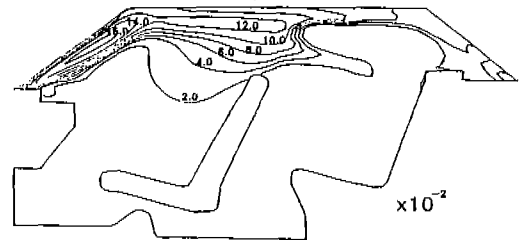


Fig.11 Distribution of Turbulence Intensity for Defrosting Mode($((4k/3)^{1/2}/U_m)$)

져나가는 대부분의 유동에 의하여 난류강도가 대류되는 모습이다.

성에제거 시간의 예측을 위하여 유출공기로부터 유리를 통과한 후 성에로의 열전달을 계산해야 하며 이는 실제로는 비정상 3차원 열전도 문제가

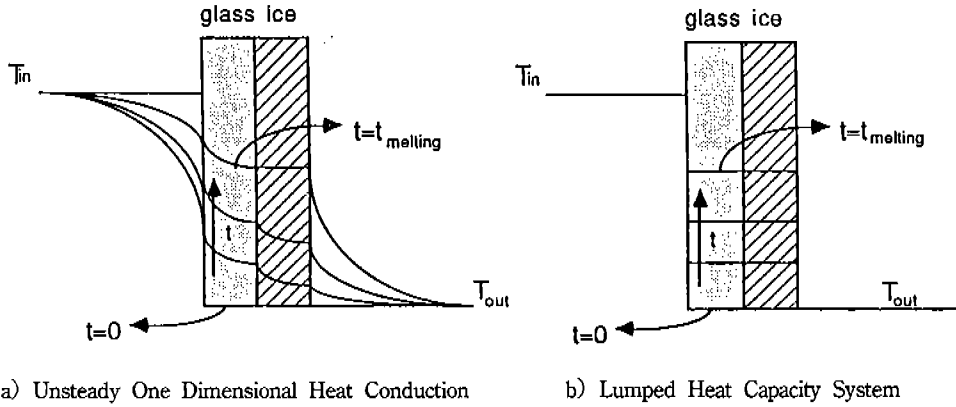


Fig.12 Temperature Profile in a Window Glass and Ice

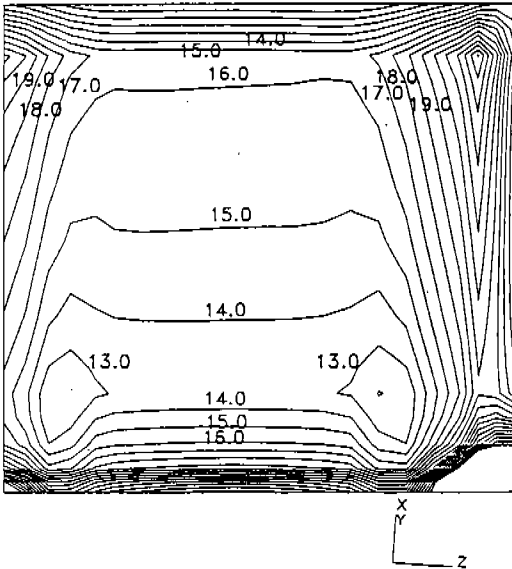


Fig.13 Predicted Time History of Defrosting Pattern at a Windshield

성애의 두께가 4mm, 유출공기의 온도가 30°C, 성애의 온도가 -20°C인 경우의 성애제거 시간 (단위는 분)을 Fig.13에 나타냈으며 이는 앞유리와 인접한 격자에서의 난류강도로부터 벽을 통한 열전달율을 유추하여 계산되었다.

본 연구에서 구한 성애제거 시간은 등온유동장에 의한 열전달 유추이므로 실제의 경우 앞유리를 따라서 상승하는 동안의 유체 온도강하를 고려하지 않아 앞창 뒷부분에서의 성애제거 시간은 합당하지 않음을 알 수 있다. 또한 우측의 성애제거 시간이 다른 지역에 비하여 매우 길게 나타나고 있으나 이는 실제 자동차 실내의 곡면을 모델링하지 않고 대칭면을 그대로 3차원적으로 확장하여 이 근방의 유동이 정체됨으로 인한 결과이며 정확한 3차원형상을 모델링한다면 이러한 점은 개선될 것이다. 성애가 녹아 들어가는 시간은 입구의 양 끝단에서 시작하여 점차 위로 진행되는 추세를 보이며 균일한 온도의 송풍으로 두개의 용융 시작점을 가지는 것은 다음과 같이 설명될 수 있다. 즉, 입구의 양 끝부분에서 주위의 정체된 유동과 입구에서의 송풍으로 인하여 상대적으로 고속인 입구 후방의 유동간의 속도구배가 큰 값을 갖게 되고 이에 따라, 이 지역의 난류강도가 커지고 열전달을 또한 큰 값을 유지한다. 따라서 다른 지역과 비교할 때 이 지역의 온도는 동일하지만 열전달율이 높으므로 성애 제거시 빠른 시간을 나타낸다. 전반적인 성애제

될 것이다. 유리창에 수직인 단면에서 비정상상태의 온도는 Fig.12(a)와 같은 분포를 가질것이나 본 연구에서는 Fig.12(b)에 나타낸 것처럼 유리와 성애의 온도가 0°C에 이를때 까지는 Lumped Heat Capacity System으로 가정하였고 상변화시의 열전달은 일정한 것으로 가정하여 성애의 온도가 상승하여 상변화를 일으키는 시간을 계산하였으며 유리의 열저항은 무시하였다.

본 연구에서는 하나의 예로서 앞유리에 부착된

거의 양상이 일반적인 성애제거 실험과 유사한 경향이므로 본 해석의 타당성을 확인 할 수 있다.

4. 결 론

자동차 실내에서의 유동을 수치해석하였으며 난방, 냉방과 성애 제거시의 결과를 구하였다. 본 계산 결과는 Komoriya 등의 실험 및 계산 결과와 전반적으로 좋은 일치를 보인다. 성애 제거시의 유동결과로부터 성애제거에 필요한 시간을 유추하였으며 일반적인 성애제거 실험과 동일한 특성을 보여 본 연구에서 제시한 CFD를 통한 성애제거 형상 예측방법의 유용함을 보였다.

향후 운전자 등 탑승자가 있을 경우의 열유동 해석을 수행한다면 탑승자의 쾌적성에 대한 좋은 결과를 얻을 수 있을 것이다. 또한, 실험을 통하여 본 논문에서 제시한 성애제거시의 정상상태 유동해석 결과로부터의 성애제거 해석에 대한 타당성을 검증한다면 이를 자동차 제작시 설계자료로 활용할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. Yamamoto, K., and William R. H., 1990, "Interior Flow Visualization of a Small Pick-Up Truck and A/C Feeling Estimate", SAE Paper 900082.
2. Shimizu, S., Hara, H., and Asakawa, F., 1992, "Analysis on Air-Conditioning Heat Load of Passenger Vehicle", JSAE Review, pp.80-90.
3. Gerald, L.D., Frank, C. Jr., and Timothy C. S., 1992, "Computer Simulation of Automotive Air Conditioning-Components, System, and Vehicle", "SAE Paper 720077.
4. Komoriya, T., Kobayashi, T., and Taniguchi, N., 1990, "Numerical Simulation of the Flow in a Vehicle Passenger Compartment using General Co-ordinate System with Finite Volume Method", JSAE Paper 902265.
5. 허남건, 조원국, 윤성영, 김광호, 1992. "3차원 범용 유동해석 프로그램의 개발", 대한기계학회 92추계학술대회논문집, pp.181-186.
6. 허남건, 윤성영, 조원국, 김광호 1992, "엔진 냉각유로 내의 유동에 관한 수치해석", 한국자동차공학회 92추계학술대회논문집, pp.155-162.
7. 허남건, 조원국, 윤성영, 김광호, 1992, "회전하는 r자형 관내의 유동에 관한 수치해석 연구", 대한기계학회 전산유체역학분과회 학술회의논문집, pp.181-196.
8. Jayatilaka, C. L. V., 1969, "The Influence of Prandtl Number and Surface Roughness on the Resistance of the Laminar Sublayer to Momentum and Heat Transfer", Prog. Heat & Mass Transfer, Vol.1, p.197.