

< 논문 >

강제배기를 수반한 자동차 실내의 환기시스템에 대한 유동 및 열전달 해석

모 정 하* · 이 상 호*

(2004년 10월 7일 접수, 2005년 3월 9일 심사완료)

Flow and Heat Transfer Analysis for the Ventilating System in Automobile Interior with a Forced Exhaust

Jeong-Hah Moh and Sang-Ho Lee

Key Words: Forced Exhaust(강제배기), Automobile Interior(차량실내), Ventilating Mode(환기 모드),
Heat Transfer Analysis(열전달해석)

Abstract

Numerical modeling has been carried out to investigate the two-dimensional air flow in automobile interior with a forced exhaust close to main air inlet for typical ventilation modes. The characteristics such as streamlines and temperature fields in the passenger compartment room with the forced exhaust are analyzed with comparison of the cases without a forced exhaust. The simulation results show that air flow on the floor near the front seat is increased with the forced exhaust for all ventilation modes. Flow recirculation in the cabin is most active in mode 2 with a vertical suction inlet in comparison with other two modes. In particular, less time is taken for air temperature to reach the inlet temperature due to the forced exhaust for the ventilation modes. Finally, it could be predicted that ventilating air flow is much improved with the forced exhaust in the interior. Modeling results in this study can be applied to the optimal design of automobile interior for air ventilation system.

1. 서론

최근의 자동차 개발은 고속의 주행성능 및 안전성 뿐 만 아니라 자동차 실내의 쾌적성과 승차감을 중시하는 방향으로 나아가고 있다. 승객의 쾌적성에 영향을 미치는 인자에는 공기의 속도, 온도, 습도, 유동 형상 그리고 복사 효과 등이 있다. 일

반적으로 자동차에는 승객의 쾌적성을 향상시키기 위하여 냉방 및 난방을 위한 공기조화시스템이 설치되어 있으며 이의 시스템을 이용하여 실외의 공기를 유입시켜 실내 공기의 오염 농도를 희석시킬 수 있다. 따라서 쾌적한 실내 환경을 유지하기 위해서는 공기의 흡입과 배출이 동시에 이루어져 원만한 순환이 계속되어야 한다.

현재의 자동차 공기조화시스템은 흡입은 흡기팬의 회전에 의해 강제로 이루어지나 배출은 자연적으로 이루어짐으로서 공기의 순환이 원활하지 못한 단점이 있다. 이의 결과 장시간 운행 시 차내 공기의 오염이 누적되어 인체의 건강에 나쁜 영향을 끼치는 문제가 발생한다. 이러한 문제점을 개선하기 위하여 몇몇 회사⁽¹⁾에서 흡기와 배기가 동시에 이루어지는 건물용 제품을 개발하였지만 상용

* 책임저자, 회원, 원광대학교 기계자동차공학부

E-mail : jhmoh@wonkwang.ac.kr

TEL : (063)850-6684 FAX : (063)850-6691

* 회원, 원광대학교 기계자동차공학부

차용 제품은 아직 실용화되지 못하고 있다. 실용화를 위해서는 여러 가지 사항이 고려된 유동장 및 온도장에 대한 정확한 지식이 요구된다.

자동차 실내 유동은 매우 복잡한 3차원 난류구조를 가지고 있기 때문에 옛날에는 컴퓨터에 의한 시뮬레이션이 거의 불가능하였으나 최근에는 컴퓨터의 비약적인 발달에 따라 시뮬레이션이 가능하게 되었다. 수치해석적 연구로, Hara⁽²⁾는 슈퍼컴퓨터를 사용하여 자동차 모형에 대한 실내의 공기유동 및 온도장을 2차원과 3차원적으로 수치해석하였으며, Han⁽³⁾은 2-equation(k-ε) 난류모델을 이용하여 자동차 실내의 유동장을 해석하였다. 그리고 최근에 모정하 등⁽⁴⁾은 상용코드를 사용하여 자동차 실내의 유동장을 2차원적으로 수치해석하였다. 실험적 연구로는 Ishihara 등⁽⁵⁾이 PSV (particle streak velocimetry) 기법을 사용하여 내부유동의 속도를 측정하였으며, 윤정환 등⁽⁶⁾은 4인승 승용차 모델에 대하여 감온성 액정(TLC; thermochromic liquid crystal)을 사용하여 자동차 실내의 온도를 측정하였다. 위에서 언급한 수치해석 및 실험은 흡입은 강제로 이루어지나 배출은 자연적으로 발생하는 조건에 대하여 유동장 또는 온도장을 해석하였다. 한편 환기구의 위치 및 모양에 따라라도 자동차 실내의 유동장이 영향을 받는 것으로 보고⁽⁷⁾되고 있다.

지금까지 자동차 실내의 유동장 및 온도장 해석은 자연적인 배출 조건에 대하여만 수행되었기 때문에 원활한 실내 환기를 위하여 강제적인 배출 조건에 대한 해석이 필요한 실정이다. 자동차 실내의 유동에 영향을 미치는 인자는 환기구의 위치, 안내깃의 형태, 환기량, 공기분포 등 여러 가지가 있을 수 있다. 그러나 본 연구에서는 강제적인 배출조건에 대한 유동 및 열전달 해석이 목적이기 때문에 환기구의 위치 및 형상의 변화는 고려하지 않았다. 따라서 본 연구에서는 일정한 환기구 형상(원형)에 대하여 여러 가지의 환기모드에 따른 강제배기의 유·무만을 고려하였으며, 상용전산유체역학 프로그램을 이용하여 자동차 지붕에서 실내로 가해지는 일정 열유속의 조건에 대하여 자동차 실내의 유동 및 열전달을 수치적으로 해석하였다.

2. 이론해석

2.1 해석모델

자동차 실내의 환기시스템에 대한 유동 해석을

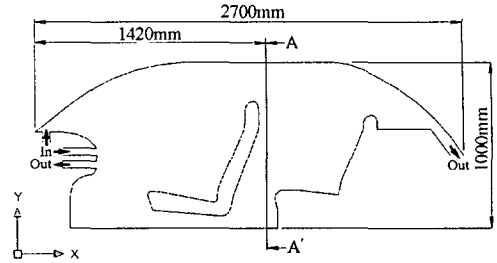


Fig. 1 Geometry of automobile model

위하여 Fig. 1과 같은 승용차용 2차원 모델을 설정하였다. 건물용으로 상품화된 환기팬은 하나의 축으로 흡기팬과 배기팬이 회전하는 구조로 되어있기 때문에 본 연구에서는 흡기부의 바로 밑에 배기부를 설치하였다. 수평 흡기구의 크기 및 길이는 각각 50mm, 200mm, 전방 배기구의 크기 및 길이는 각각 50mm, 200mm로 설정하였고, 수직 흡기구의 크기 및 길이는 각각 50mm, 100mm로 하였으며 자동차 실내 후방에 설치된 배기부의 길이는 200mm로 설정하였다. 그리고 한 단면에서의 온도 변화를 고찰하기 위하여 Fig. 1과 같이 x=1420mm 부근에 단면 A-A'를 설정하였다

2.2 지배방정식

해석하고자 하는 모델은 2차원, 비압축성유체이며 물성치는 일정하다. 이러한 가정 하에 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식을 텐서형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0$$

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

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = k \left(\frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right)$$

본 연구에서는 난류유동을 해석하기 위하여 k-ε 모델에 근거한 RNG(ReNormalization Group) 모델을 사용하였다. 이 모델은 경험적 접근이 아닌 수학적 기초를 근거로 하였으며 벽근처 유동, 굴곡을 가진 유동, 낮은 Reynolds수 유동 등을 예측하는데 적합한 모델로 알려져 있다. RNG 모델의 k방정식과 ε

방정식을 표현하면 다음과 같다. k-ε 방정식에 사용된 a_k 및 a_ϵ 는 역유효(inverse effective) Prandtl수를 나타내며, 상수는 $C_{1\epsilon} = 1.42$, $C_{2\epsilon} = 1.68$ 이다.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(a_{k\mu} \text{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \epsilon$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(a_{\epsilon\mu} \text{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$$

$$G_k = - \overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$$

2.3 경계조건 및 초기조건

자동차 실내의 쾌적한 환경을 위해서는 적정량의 신선한 공기를 도입하는 것이 필요하다. 담배를 피우지 않는 경우 환기에 필요한 적정량은 일반적으로 15~20m³/h이다. 환기량 20m³/h를 기준으로 환기구 직경 50mm에 대한 평균속도는 2.832m/s이다. 따라서 속도경계조건으로 입구에는 일정한 입구속도 2.832m/s를 적용하였으며, 자동차 내부 전방 및 후방의 출구에는 유출 경계조건(outflow b. c.), 즉 0(zero)의 압력과 속도구배가 0인 조건을 부여하였다. 그리고 자동차 내부 표면 벽과 좌석 표면에는 점착조건(no slip condition)을 적용하였다.

자동차의 전방 및 후방의 유리나 지붕에 가해지는 태양열유속은 계절, 날씨 등에 따라 수십W/m²에서 수백W/m²까지 변화하며, 유리나 지붕에 조사된 열유속도 차이가 있지만 본 해석에서는 해석의 단순화를 위하여 유리나 지붕에서 실내로 가해지는 열유속을 200W/m²로 일정하게 부여하였으며, 유리나 지붕을 제외한 다른 내부표면은 단열로 처리하였다. 그리고 입구로 유입되는 공기온도는 293K로 설정하였다.

자동차 실내의 온도는 유리나 지붕에서 실내로 가해지는 열유속의 양과 시간에 따라 달라진다. 본 연구에서는 예비 수치해석을 통하여 열유속 200 W/m²가 5분 동안 실내에 가해졌을 때 Fig. 1에 표시된 단면(x=1420mm)에서의 평균온도, 즉 340K를 실내의 초기온도로 설정하였다.

공기의 밀도는 1.225kg/m³, 정압비열은 1006.4 J/kgK, 열전도율은 0.0242W/mK 그리고 점성계수는 1.789×10⁻⁵kg/ms의 값을 사용하였다.

자동차 실내의 환기모드(mode)에는 여러 가지 형태가 있는데, 본 해석에서는 세 가지의 환기모드에 대하여 해석을 수행하였다. 첫 번째 모드(mode 1)는

Table 1 Boundary conditions and initial conditions

Ventilating mode	Mode 1	Mode 2	Mode 3
Boundary conditions			
Inlet vel. [m/s]	2.832	2.832	1.416
Front outlet & back outlet	outflow	outflow	outflow
	b. c.	b.c.	b. c.
Inlet temp. [K]	293	293	293
Heat flux (roof) [W/m ²]	200	200	200
Initial conditions			
Velocity [m/s]	0	0	0
Temperature [K]	340	340	340

Table 2 Flow rates for three modes[unit; m³/h]

Ventilating mode	Mode 1	Mode 2	Mode 3
Without a forced exhaust			
Horizontal inlet	20	0	10
Vertical inlet	0	20	10
Front outlet	0	0	0
Rear outlet	20	20	20
With a forced exhaust			
Horizontal inlet	20	0	10
Vertical inlet	0	20	10
Front outlet	6.7	6.7	6.7
Rear outlet	13.3	13.3	13.3

수평 흡기구에서만 흡입되는 것이고, 두 번째 모드(mode 2)는 수직 흡기구에서만 흡입되는 것이며, 세 번째 모드(mode 3)는 수평 흡기구와 수직 흡기구의 양쪽에서 흡입되는 것이다. 위에서 언급한 경계조건 및 초기조건을 정리하면 Table 1과 같다. 그리고 각각의 모드에 대하여 강제배기의 유·무에 따른 입구 및 출구의 체적유량을 나타내면 Table 2와 같다.

3. 수치계산

3.1 격자계 구성

자동차의 형태가 규칙적인 모양이 아니기 때문에 사각형과 삼각형이 섞인 셀(cell)을 사용하였다. 해석 모델의 크기가 최대길이 2.7m, 높이 1m인 것

을 감안하여 총 16304개의 셀을 사용하였다. Fig. 2는 16304개의 셀로 구성된 자동차 실내의 격자계를 나타낸 것이다.

3.2 수치해석 방법

자동차 내부의 유동 및 열전달을 해석하기 위하여 열·유체분야에서 전세계적으로 널리 사용되고 있는 상용코드인 FLUENT⁽⁸⁾를 사용하였으며, 운동량에 대해서는 멱승도식(power-law scheme)을, 연계된 속도 및 압력에 대해서는 SIMPLE 알고리즘⁽⁹⁾을 사용하였다. 본 수치해석에서는 RNG모형을 선택하였기 때문에 벽함수는 사용하지 않았다. 공간에 대해서는 2차의 정확도를 갖는 중앙차분법을, 시간에 대해서는 2계의 암시적방법을 사용하였다. 시간간격은 1초이며, 모든 변수(온도는 10^{-7})에 대하여 허용오차의 범위가 5×10^{-5} 이내이면 수렴한 것으로 판단하여 계산을 종료하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 수치해의 정확도 비교

셀 수 및 시간간격의 변화에 따른 수치해의 정확도를 비교하기 위하여 세 가지의 경우를 고려하였다. Fig. 3은 강제배기가 있는 모드2의 모델에 대하여 단면 A-A'(x=1420mm)의 다섯 개 위치에서 x방향의 속도값을 셀 수의 변화에 따라 도시한 것이다. Fig. 3에 나타난바와 같이 셀 수의 변화에 거의 관계없이 일정한 값을 보이고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 4는 강제배기가 없는 모드 1의 모델에 대하여 단면 A-A'에서 시간 30초에서의 온도를 시간간격의 변화에 따라 도시한 것이다. 온도변화의 형태는 시간간격의 변화에 관계없이 거의 일정한 모습을 보이고 있으며, 시간간격이 작을수록 온도가 약간 높게 나타나는 특성을 보이고 있다.

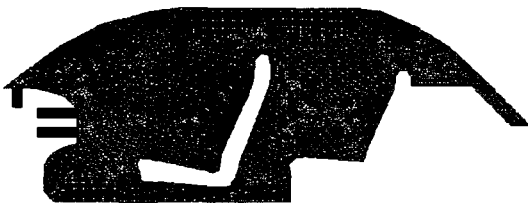


Fig. 2 Grid system with 16304 cells for automobile interior

이러한 결과로 미루어볼 때 본 연구에서 채택한 셀 수와 시간간격은 적절한 것으로 판단되었다.

4.2 모드 1에 대한 유동장 및 온도장

Fig. 5는 강제배기가 없고 수평 흡기구의 입구속도가 2.831m/s인 모드 1에 대하여 자동차 실내의 환기시스템에 대한 정상상태에서의 유동장을 나타낸 것으로서 유선을 등 간격으로 배치하였다. 따라서 유선의 간격이 조밀하면 통과하는 유량이 많으며 간격이 멀면 유량이 적은 것을 의미한다. 유동의 주 흐름은 앞좌석을 향하여 흐르다가 좌석의 위 부분으로 상승한 후 천장을 따라 유동한 다음 뒤

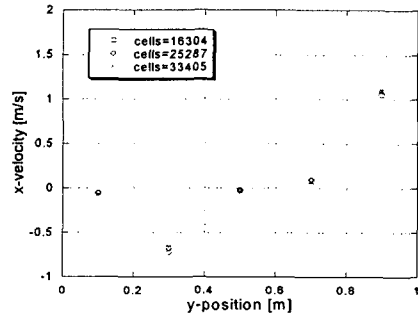


Fig. 3 The x-velocity distributions according to a variation of cells at x=1420mm for mode 2 with a forced exhaust

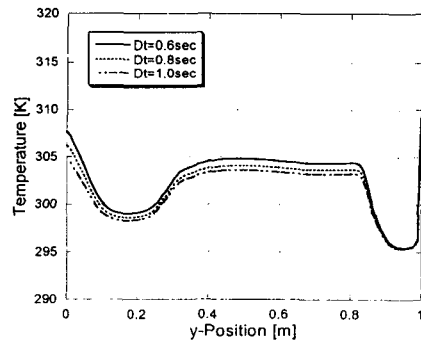


Fig. 4 Temperature distributions according to a variation of time step at x=1420mm for mode 1 without a forced exhaust

좌석 선반의 배기구를 통하여 빠져나가는 특성을 보이고 있다. 앞 좌석과 천장사이에 강한 재순환유동이 나타난 반면 앞 좌석 하단부 그리고 뒤 좌석에서는 상대적으로 약한 재순환유동이 관찰되고 있다. 이러한 결과로 판단하여볼 때 강제배기가 없는 경우, 자동차 실내의 상단부에서는 환기가 활발히 이루어지지만 뒤 좌석에서는 환기가 약하게 이루어지고 있음을 유추할 수 있었다.

Fig. 6은 전방의 배기구를 통하여 0.944m/s의 속도로 유출되는 모드 1의 환기시스템에 대하여 자동차 실내의 정상상태에 대한 유동장을 나타낸 것이다. 강제배기가 없는 경우(Fig. 5)에 비하여 주유동의 흐름방향과 앞 좌석 상단부의 재순환유동에는 큰 차이가 없으나 뒤 좌석에서 재순환유동의 세기가 강화되었다는 것이 상이한 점이다. 강제적인 배기가 이루어짐으로서 뒤 좌석부근에서 강제배기가 없는 경우에 비하여 활발한 유동이 이루어진 것으로 판단되었다.

Fig. 7은 강제배기가 없는 모드 1에 대하여 단면 $x=1420\text{mm}$ 되는 지점에서 y 방향에 따른 온도분포를 나타낸 것이다. 온도변화의 전반적인 경향은 시간의 흐름에 따라 단면에서의 평균온도가 점점 하강하여 입구온도인 293K로 접근함을 알 수 있었다. 시간 20초일 때 온도분포를 살펴보면 자동차 실내의 상단부 온도는 주유동의 흐름으로 인하여 340K(초기온도)에서 297K의 낮은 온도로 크게 떨

어졌다. 중간부에서는 뒤 좌석부근에서 발생한 재순환유동의 세기가 약하여 높은 온도를 나타냈지만 하단부에서는 다시 낮은 온도를 보였다. 이러한 현상으로 미루어볼 때 실내 하단부에도 약한 유동의 흐름이 있다는 것을 유추할 수 있었다. 시간이 경과할수록 이러한 현상은 줄어들어 변화의 폭이 크지 않은 온도분포를 나타냈으며 입구온도인 293K로 접근하였다.

Fig. 8은 강제배기가 있는 모드 1에 대하여 단면 $x=1420\text{mm}$ 되는 지점에서 y 방향에 따른 온도분포를 나타낸 것이다. 시간 20초에서 상단부의 온도분포는 Fig. 7과 유사하였으며 중간부에서는 뒤 좌석에서 발생한 재순환유동의 세기가 증가하여 약간

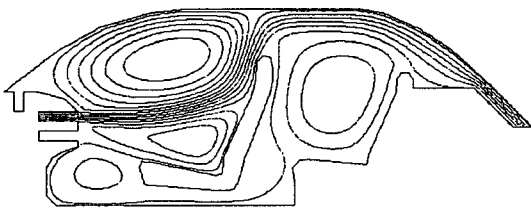


Fig. 5 Predicted streamline distributions at steady state for mode 1 without a forced exhaust

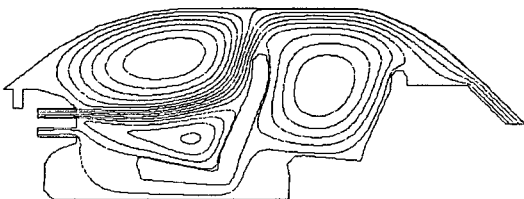


Fig. 6 Predicted streamline distributions at steady state for mode 1 with a forced exhaust

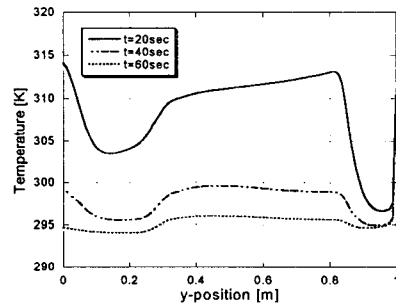


Fig. 7 Predicted isotherm distributions along the y -position at $x=1420\text{mm}$ for mode 1 without a forced exhaust

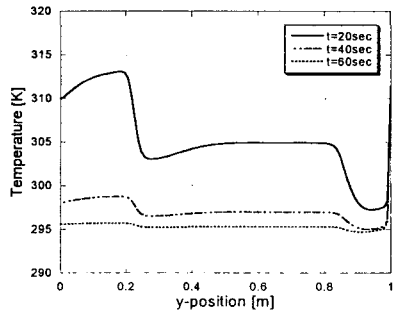


Fig. 8 Predicted isotherm distributions along the y -position at $x=1420\text{mm}$ for mode 1 with a forced exhaust

낮은 온도를 나타냈다. 그러나 하단부에서는 앞의 경우에 비하여 높은 온도를 나타냈는데 이 부근에서 유동의 흐름이 매우 약하기 때문에 판단되었다. 시간이 흐를수록 온도변화의 폭은 줄어들어 시간 60초일 때 입구온도와 비슷한 295K에 이르렀다. 강제배기의 유·무에 따른 온도변화의 경향을 살펴볼 때 강제배기가 있는 순환모드가 강제배기가 없는 모드에 비하여 입구온도에 이르는 시간이 단축됨을 관찰할 수 있었다.

4.3 모드 2에 대한 유동장 및 온도장

Fig. 9는 강제배기 없이 수직 흡기구의 입구속도 2.831m/s에 대하여 정상상태에 대한 자동차 실내의 유동장을 나타낸 것이다. 유동의 주흐름은 천장을 따라 흐르다가 일부는 뒤 좌석 선반의 배기구를 통하여 배출되고 일부는 뒤 좌석의 등받이를 따라 아래로 유동하다가 자동차 실내를 순환하는 형태를 띠고 있다. 그리고 앞 좌석과 뒤 좌석에서 활발한 재순환유동이 관찰되었다. 모드 1에 비하여 자동차 실내에서 순환이 활발함을 알 수가 있었다.

강제배기가 있는 경우(Fig. 10), 후방 배기구로 유출되는 공기의 일부가 전방에 설치된 배기구로 유출됨으로서 뒤 좌석에서의 재순환유동과 실내의 하단부에서 유동이 증가하였다. 따라서 강제배기가

없는 경우(Fig. 9)에 비하여 자동차 실내에서 순환이 더욱 원활하여졌다.

Fig. 11은 강제배기가 없는 모드 2에 대하여 단면 $x=1420\text{mm}$ 되는 지점에서 y 방향에 따른 온도 분포를 나타낸 것이다. 단면에서의 온도는 모드 1과는 다르게 자동차 실내 상단벽에 가까운 부근을 제외하고 큰 변화를 보이지 않았으며 시간의 흐름에도 관계없이 일정한 분포를 나타냈는데 이는 모드 2인 경우 자동차 실내에서 활발한 순환이 이루어졌기 때문으로 사료되었다.

Fig. 12는 강제배기가 있는 모드 2에 대한 온도 분포로서 그림에서 보는바와 같이 온도변화의 경

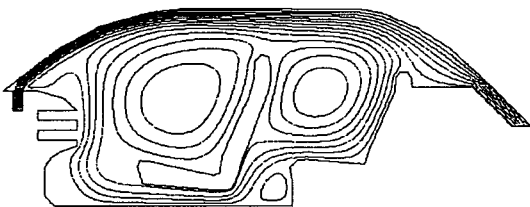


Fig. 9 Predicted streamline distributions at steady state for mode 2 without a forced exhaust

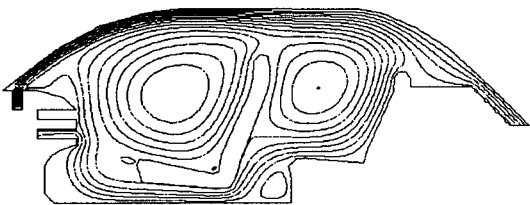


Fig. 10 Predicted streamline distributions at steady state for mode 2 with a forced exhaust

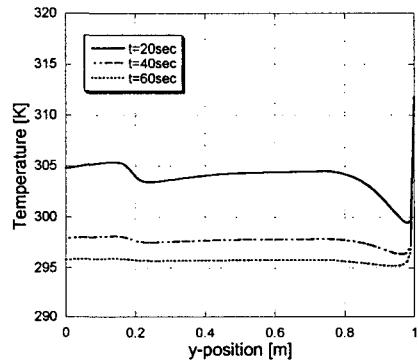


Fig. 11 Predicted isotherm distributions along the y -position at $x=1420\text{mm}$ for mode 2 without a forced exhaust

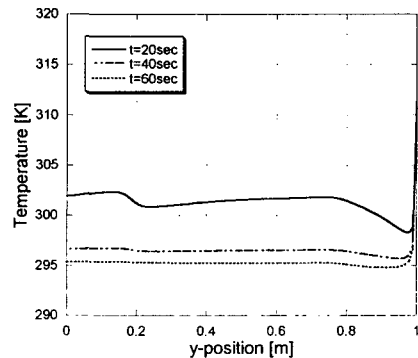


Fig. 12 Predicted isotherm distributions along the y -position at $x=1420\text{mm}$ for mode 2 with a forced exhaust

향은 강제배기가 없는 경우(Fig. 11)와 거의 유사하였다. 다만 입구온도에 따라서는 시간이 약간 단축되는 특성을 나타냈다.

4.4 모드 3에 대한 유동장 및 온도장

Fig. 13은 강제배기가 없는 상태에서 수평 흡기구와 수직 흡기구를 통하여 각각 1.416m/s의 속도로 공기가 유입되는 환기시스템에 대하여 정상상태에 대한 자동차 실내의 유동장을 나타낸 것이다. 흡기구로 유입된 공기는 자동차 실내의 천장을 따라 흐르다가 대부분은 후방의 배기구로 유출되고 극히 일부분만이 실내의 하단부로 유동하는 모습을 보였다. 두 흡기구 사이에서 약한 재순환유동이 형성되었으며 앞 좌석과 뒤 좌석에서도 재순환유동이 관찰되었다.

Fig. 14는 강제배기가 있는 모드 3인 경우로서 유동의 경향은 강제배기가 없는 경우(Fig. 13)에 비하여 거의 유사하였다. 다만 공기의 일부가 전방의 배기구를 통하여 배출됨으로서 앞 좌석의 재순환유동과 실내의 하단부로 흐르는 공기의 유량이 증가한 것이 다른 점이었다.

Fig. 15는 강제배기가 없는 모드 3에 대하여 단면 $x=1420\text{mm}$ 되는 지점에서 y 방향에 따른 온도 분포를 나타낸 것이다. 시간 20초에서 상단부의 온도는 유동이 실내 상단부로 집중되기 때문에 유입

온도와 비슷한 매우 낮은 온도를 보이는 반면 다른 부분에서는 매우 높은 분포를 나타냈다. 시간이 흐를수록 변화의 폭은 줄어들어 시간 60초에서 평균온도는 약 297K에 이르렀다.

Fig. 16은 강제배기가 있는 모드3에 대하여 단면에서의 온도분포를 도시한 것이다. 강제배기가 없는 경우(Fig. 15)에 비하여 단면 중간부에서 상대적으로 낮은 온도를 보이고 있는데 이는 뒤 좌석에서 형성된 재순환유동의 세기가 증가하였기 때문으로 사료되었다. 시간 60초에 이르러 평균온도는 입구온도, 293K에 거의 근접하였다. 전체적으로

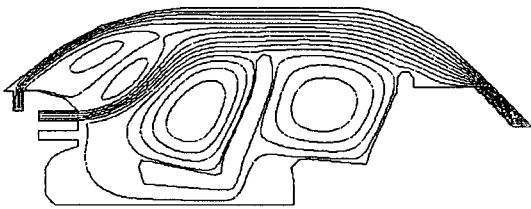


Fig. 13 Predicted streamline distributions at steady state for mode 3 without a forced exhaust

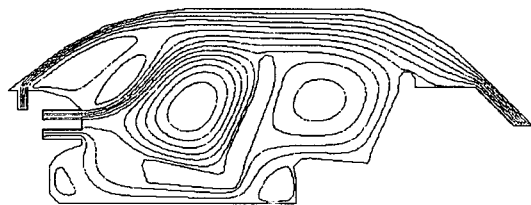


Fig. 14 Predicted streamline distributions at steady state for mode 3 with a forced exhaust

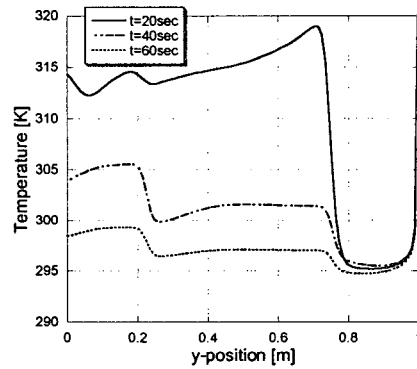


Fig. 15 Predicted isotherm distributions along the y-position at $x=1420\text{mm}$ for mode 3 without a forced exhaust

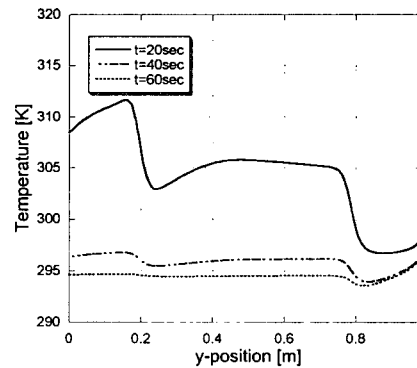


Fig. 16 Predicted isotherm distributions along the y-position at $x=1420\text{mm}$ for mode 3 with a forced exhaust

Table 3 Time and max. temperature for three modes

Ventilating mode	Mode 1	Mode 2	Mode 3
Without a forced exhaust			
Time[sec]	109	98	110
Max. temp.[K]	309.5	309.9	324.1
With a forced exhaust			
Time[sec]	137	102	150
Max. temp.[K]	309.8	310.2	319.4

입구온도에 다다르는 시간은 강제배기가 없는 경우(Fig. 15)에 비하여 단축되었다.

각각의 환기모드에 대해 강제배기 유무에 따른 정상상태 도달시간을 허용오차 조건(속도= 5×10^{-5} , 온도= 10^{-7})을 기준으로 나타내면 Table 3과 같다. 도달시간은 모드 2가 가장 짧았으며 모드 3이 가장 길었다. 그리고 자동차 실내에서 각각의 모드에 따른 최대온도는 Table 3과 같다. 최대온도는 단면 A-A'에서 $y=1m$ 지점(천장 쪽)에서의 온도를 나타낸 것이다. 모드 3인 경우 흡입구를 통한 유량이 수직과 수평으로 분산되어 천장 쪽으로 흐르는 유량이 적기 때문에 최대온도는 모드 1 및 2의 최대온도에 비하여 높게 나타나는 것으로 판단되었다.

이상의 결과를 종합하면 강제배기가 있는 환기모드가 강제배기가 없는 모드에 비하여 입구온도에 이르는 시간이 단축되었으며, 수직 흡기구를 통하여 공기가 유입되는 모드 2가 다른 모드에 비하여 자동차 실내에서 순환이 가장 활발하였음을 알 수 있었다.

5. 결론

본 연구에서는 세 가지의 환기모드에 대하여 강제배기의 유·무에 따른 자동차 실내의 유동장 및 온도장에 대한 특성을 상용 전산유체역학 프로그램을 이용한 수치해석을 통해 고찰하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 강제배기가 있는 경우에 환기모드에 관계없이 뒤 좌석부근에서 재순환유동의 세기가 증가하였으며 자동차 실내 하단부에서도 유량이 소폭 증가하였다.

(2) 수직 흡기구를 통하여 공기가 유입되는 모드 2가 다른 모드에 비하여 자동차 실내에서 순환이

가장 활발하였다.

(3) 강제배기가 있는 모드 2가 모든 모드 중에서 초기온도부터 입구온도에 이르는 시간이 가장 짧았다.

본 해석결과는 자동차 실내 형상설계를 위한 기본적인 데이터로 사용될 수 있을 것으로 판단되며 좀더 진보된 연구를 위해서는 구체적인 3차원 유동 및 오염물질에 대한 농도장 해석이 필요할 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 2004년도 원광대학교의 교비지원에 의해 수행되었으며 관계자 분에게 감사드립니다.

참고문헌

- (1) <http://cleanair.koreasme.com>.
- (2) Hara, J., 1988, "Computer Simulation of Passenger Compartment Airflow," *SAE Paper*, No. 881749.
- (3) Han, T., 1989, "Three-Dimensional Navier-Stokes Simulation for Passenger Compartment Cooling," *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 10, No. 2, pp. 175~186.
- (4) Moh Jeong-Hah, Lee Sang-Ho and Mo Young-Ho, 2003, "Flow Analysis for the Ventilating System in Automobile Interior with a Forced Exhaust," *Proceedings of the Honam branch of KSME*, pp. 105~109.
- (5) Ishihara, Y., 1992, "Analysis of Interior Airflow in a Full-Scale Passenger Compartment Model Using a Laser-Light-Sheet Method," *SAE Paper*, No. 920206.
- (6) Yoon Jung-Hwan, Lee Sang-Joon and Kim Ki-Won, 1997, "Temperature Field Measurement of Ventilation Flow in a Vehicle Interior," *SAE Paper*, No. 97370013, pp. 120~128.
- (7) Lin, C. H., Han, T. and Koromilas, C. A., 1992, "Effects of HVAC Design Parameters on Passenger Thermal Comfort," *SAE Paper*, No. 920264.
- (8) FLUENT User's Guide Volume, Version 5.2.
- (9) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw Hill.