

전산해석에 의한 자동차용 HVAC 시스템의 성능 연구

이 대 응, 유 성 연*

한라공조 기술연구소, *충남대학교 기계설계공학과

A Numerical Study for Performance of Automotive HVAC System

Dae-Woong Lee, Seong-Yeon Yoo*

Halla Climate Control Corp., 1689-1, Shinil-Dong, Daedok Gu, Daejeon 306-230, Korea

*Department of Mechanical Design Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea

(Received June 21, 2004; revision received October 12, 2004)

ABSTRACT: In automotive air handling system, mixing of air streams by the cooler and the heater affects the comfort of cabin room. In the present study, computer-aided analysis is done to improve the thermal comfort and for the optimal design of automotive HVAC system. The simulation software used was FLUENT, and complicate geometries were created by three dimensional CAD. Air flow volume, air distribution rate and temperature controllability and temperature differences between upper and lower discharge air are analyzed through numerical simulation at vent, floor and defrost mode. Also, velocity vector of sirocco fan is investigated through the scroll housing. The velocity vector magnitude is larger at lower region of fan than that at any other regions. Recirculation and disturbance of air is relatively high near the cut-off edge in the scroll housing. By using the results of this study, the time for prototype production can be reduced and timely decisions can be made to determine initial design directions.

Key words: HVAC system(공조시스템), Air-flow volume(풍량), Air-distribution rate(풍량배분), Air mixing door(공기조절 도아), Temperature control door(온도조절 도아)

기 호 설 명

P : 압력 [mmAq]
 T : 온도
 u : 속도 [m/s]

그리스 문자

ρ : 공기밀도 [kg/m^3]

μ_t : 난류점성계수 [$\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$]

Γ : 확산계수

하첨자

i, j, k : 텐서

1. 서 론

최근 자동차의 개발방향이 차량 기본성능에서 발전하여 인간감정과 관계가 깊은 안정감, 쾌적성 및 편리성 등의 설계로 전환이 이루어지고 있

† Corresponding author

Tel.: +82-42-821-6646; fax: +82-42-822-7366

E-mail address: syyooh@cnu.ac.kr

으므로 탑승자가 활동하는 영역의 환경을 조절하는 공기조화시스템(HVAC)의 역할은 더욱 중요해지고 있다. 자동차용 공조시스템은 일반 주거용 공조시스템과는 달리 설치공간이 제약적이다 보니 작은 공간에서 효과적인 쾌적성을 얻기 위하여 바람의 방향이나, 세기, 온도 등을 강제로 순환, 혼합하여 차 실내로 공급하고 있기 때문에 공조시스템 내의 유동은 매우 복잡한 현상을 가지게 된다. 이러한 자동차 공조시스템의 개발은 주로 경험을 바탕으로 설계되고, 개발되는 차량에 따라 성능특성이 달라지기 때문에 수많은 원형(prototype) 모델의 제작과 성능평가, 수정을 반복하면서 성능 최적화를 하고 있는 실정이다. 이는 시간적인 손실뿐만 아니라 금전적 손실도 초래하고 있으며, 특히 개발기간이 점차로 단축되고 있는 최근에는 이러한 방법으로는 한계에 이르고 있다. 따라서 최근 공조시스템의 개발에서 CFD를 이용하는 연구가 활발히 진행중에 있다.

Anderson et al.⁽¹⁾은 1차원 CAE를 이용하여 공조시스템에서 덕트, 열교환기, 도아(door) 등 각 구성부품에 걸리는 통기저항을 해석하였고, 통기저항을 최소로 한 공조시스템을 모델링하여 공기 유동에 대하여 해석하였다. Shen et al.⁽²⁾은 CFD를 이용하여 공조시스템과 연결되는 집풍기 덕트(cowl duct)를 설계하였다. Werner and Frik⁽³⁾은 공조시스템의 하우징(housing)을 해석하여 보다 작은 통기저항을 갖는 하우징의 설계방안을 제시하였고 실험결과와 비교하여 CFD 해석의 타당성을 검증하였다. Currie⁽⁴⁾은 차 실내를 모델링하고 공조시스템에서 토출되는 공기량, 토출방향, 온도 및 차 실내에서의 열전달을 상용 CFD 코드인 Star-CD로 해석하여 공조시스템의 열유동해석의 가능성을 검토하였다. Currie and Maue⁽⁵⁾는 공조시스템에서 열굴방향(vent) 토출구의 크기, 각 토출구에서 토출되는 공기량의 변화가 차 실내의 쾌적성에 미치는 영향을 Star-CD를 사용하여 해석하였다. Abdul et al.⁽⁶⁾은 자동차용 공조시스템에서 발방향(floor) 토출구의 덕트유동을 해석하였고, 광학측정장치로 유동의 속도를 측정하여 해석결과와 비교하였다. Lee et al.⁽⁷⁾은 자동차 전면 유리에 대한 성에제거능력을 ICEM-CFD 코드를 이용하여 엔탈피방법과 복합 열전달방법(conjugate heat transfer methodology)을 이용하여 해석하였고, 냉동방(cold room)에서 실시한 실험값

과 비교하였다. Aroussi et al.⁽⁸⁾은 공조시스템의 제상능력을 상용 코드를 이용하여 해석하였고, 3차원 LDA(Laser Doppler Anemometer)를 이용하여 측정된 속도와 열화상카메라(thermal image camera)로 촬영한 온도분포와 비교하였다. Skea et al.⁽⁹⁾은 공조시스템의 온도장을 해석하여 제상 성능을 예측하였고, 실차에서 열화상카메라를 사용하여 측정된 실험값과 비교하였다.

이와 같이 공조시스템에서 복잡한 유동해석과 각종 성능예측에 전산해석을 응용하는 사례는 점차로 증가하는 추세이나 아직도 제한적이며, 정확성이나 해석기법, 활용도 등은 잘 알려지지 않고 있으며, 제한된 일부만이 발표되고 있는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 차 실내공간의 활용도를 증가하기 위하여 증발기와 히터코어를 나란히 배치하여 크기를 축소한 반일체형(semi-center type) 공조시스템에 대하여 시로코펜에서의 유동특성과 히터유닛에서의 토출공기량과 배분율, 열적 거동을 상용 CFD 코드를 이용하여 3차원으로 해석하여 성능최적화를 하였다. 이로서 공조시스템에서 확보된 전산해석기술을 이용하여 요구되는 성능의 예측과 설계조건을 전산해석으로 최적화하여 향후 개발되는 자동차용 공조시스템에 대하여 개발기간과 금전적 손실을 줄일 수 있을 것이다.

2. 자동차용 공조시스템

Fig. 1은 일반적인 자동차용 공조시스템을 나타내고 있다. 주로 차 실내에 위치하는 공조시스템은 시로코펜에 의하여 공기를 공급하는 송풍기 유닛(blower unit), 증발기(evaporator)를 감싸고 있는 증발기 유닛(evaporator unit), 그리고 원하는 방향으로 바람을 토출하고, 적절하게 배분하기 위하여 각종 도아(door)와 더운 냉각수(coolant)를 히터 코어(heater core)로 보내 차 실내난방에 이용하는 히터 유닛(heater unit)으로 구성되어 있다. 기존에는 Fig. 1의 (a)와 같이 이들 3개의 유닛을 차량의 좌우방향을 따라 직렬로 합체하고, 차 실내 계기판(instrument panel) 아래의 협소한 공간에 설치한 횡치형(3-pieces type)이 대부분이었으나, 최근에는 원가절감과 보다 넓은 차 실내를 요구하는 고객의 욕구를 만족시키기 위하여 기존과는 다른 형태의 공조시스템이

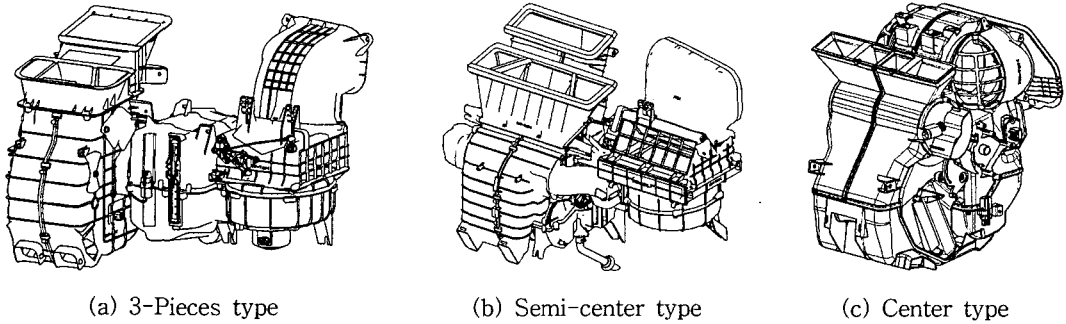


Fig. 1 Schematic diagram of HVAC system.

요구되고 있다. 이러한 요구에 부합하여 개발된 공조시스템이 Fig. 1의 (b)와 같이 증발기 유닛을 없애고, 히터 유닛에 증발기와 히터 코어를 함께 배치하여 보다 작게(compact) 구성한 반일체형(semi center type) 공조시스템이나, (c)와 같이 송풍기 유닛까지 함께 구성한 일체형(center type) 공조시스템이다.

Fig. 2는 본 연구에 사용된 반일체형 공조시스템에서 히터 유닛의 단면을 보여주고 있다. 주요 구성은 히터 코어와 증발기, 이들 열교환기를 감싸고 있는 플라스틱 하우징으로 구성되어 있으며, 내부에는 여러 개의 공기조절 도아(air mixing door)와 온도조절 도아(temperature control door)를 설치하여 공기의 혼합과 토출 방향을 결정하고, 플라스틱 하우징 외벽에는 기계 구조물(cam mechanism)을 구성하여 각각의 도아를 구동할 수 있도록 되어 있다.

자동차용 공조에서 쾌적성은 탑승자의 요구에 따라 증발기를 지나는 차가운 공기나 히터 코어

를 통과한 더운 공기 또는 차가운 공기와 더운 공기를 적절하게 혼합하여 온도조절을 한 후 전면 유리 방향(defrost), 얼굴 방향(vent), 발 방향(floor)으로 단독 혹은 복합적으로 송풍(送風)함으로써 결정된다. 일반적으로 자동차용 공조시스템에서 얼굴 방향과 얼굴-발(bi level) 모드는 여름철 냉방용으로 사용되고, 겨울철 난방용으로는 발 방향, 발-제상(mix) 방향, 제상모드가 주로 사용된다.

3. 공조시스템의 전산해석

3.1 지배방정식

전산해석에 사용된 지배방정식으로 먼저 연속 방정식을 보면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

운동량방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} &= -\frac{\partial P}{\partial x_i} \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_i' u_j'} \right] \end{aligned} \tag{2}$$

에너지방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i h)}{\partial x_i} &= \\ \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \rho C_p u_i' T' \right] &+ \frac{\dot{q}}{\rho C_p} \end{aligned} \tag{3}$$

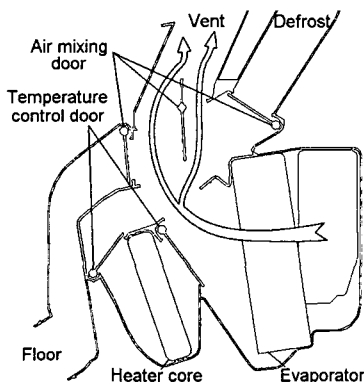


Fig. 2 Schematic diagram of air discharge mode at HVAC system.

운동량 방정식에서 $\overline{\rho u_i' u_j'}$ 는 레이놀즈 응력 (Reynolds stresses)이며, Boussinesq의 가설에 의하면 다음 식으로 표현된다.

$$\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \quad (4)$$

난류점성계수(eddy viscosity) μ_t 는 난류운동에너지 k 와 소멸률 ϵ 으로 다음과 같다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

난류운동에너지 k 와 소멸률 ϵ 에 대한 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \epsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + \frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon} G_k - C_{2\epsilon} \rho \epsilon) \quad (7)$$

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (8)$$

여기서 각 계수의 값은 FLUENT에서 추천하는 값을 사용하였다.⁽¹⁰⁾

$$C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3, \\ C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92$$

지배방정식과 난류방정식을 일반형으로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (9)$$

위 식에서 좌변 첫번째 항은 검사체적 내의 시간에 따른 물리량의 변화를 나타내고, 두번째 항은 대류항(convection term), 우변 첫번째 항은 확산항(diffusion term), 두번째 항은 생성항(source term)을 나타낸다. 변수 ϕ 에 따라서 지배방정식이 달라지며, $\phi=1$ 인 경우에는 연속방정식이고,

ϕ 가 속도성분인 경우에는 운동량방정식으로, ϕ 가 엔탈피인 경우에는 에너지방정식으로 표현된다. 이때 각각의 지배방정식에 대하여 확산계수 Γ_ϕ 와 생성항 S_ϕ 는 각기 다른 형태로 표시된다. 유한체적법(Finite Volume Method, FVM)을 사용하는 검사체적에 대하여 식(9)의 차분방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\phi_p \sum_i (A_i - S_p) = \sum_i (A_i \phi_i) + S_c \quad (10)$$

3.2 전산해석 방법

본 연구에서는 상용 열유체 해석 프로그램인 FLUENT를 사용하였다. 난류모델은 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였고, 공간의 이산화 방법으로는 난류 및 운동량에 대하여 2차 상류차분법(upwind scheme)을 사용하였고, 압력과 속도의 연결(coupling)에는 정상상태를 고려한 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다. 해석대상은 시로코펜을 장착한 반일체형 공조시스템으로 히터 코어와 증발기, 각 온도조절 도아와 공기조절 도아를 포함하고 있으며, 공기토출 덕트(vent, floor, def duct)와 방향조절기구(vent grill), 노즐(nozzle)도 함께 고려되었다. 전산해석에 사용된 공조시스템의 복잡한 3차원 형상은 CAD 데이터로부터 추출하였고, 각 토출모드에 따라 약간씩 다르지만 해석에 사용된 전체 격자(mesh)수는 대략 150~200만개 정도이다. 또한 증발기와 히터 코어는 다공성(porous) 유동으로 가정하였고, 열교환기의 공기측 압력강하와 방열량은 단품열량계에서 성능실험한 실험값을 사용하였다. 해석은 얼굴모드, 발 방향모드, 제상모드에 대하여 토출풍량과 풍량배분율을 해석하였고, 온도제어성에 대한 해석은 발 방향모드에 한해서, 온도조절 도아(temperature control door)의 작동궤적, 즉 최대냉방위치(cool)에서 최대난방위치(hot)까지의 작동각을 10등분 한 후 각각 Cool, 2.5, 5.0, 7.5, Hot 위치일 때에 대하여 해석을 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

풍량은 공조시스템에서 증발기와 히터코어를 통과하는 바람의 양을 의미하며, 냉방성능 및 난방성능의 향상을 위한 가장 확실하고 쉬운 방법

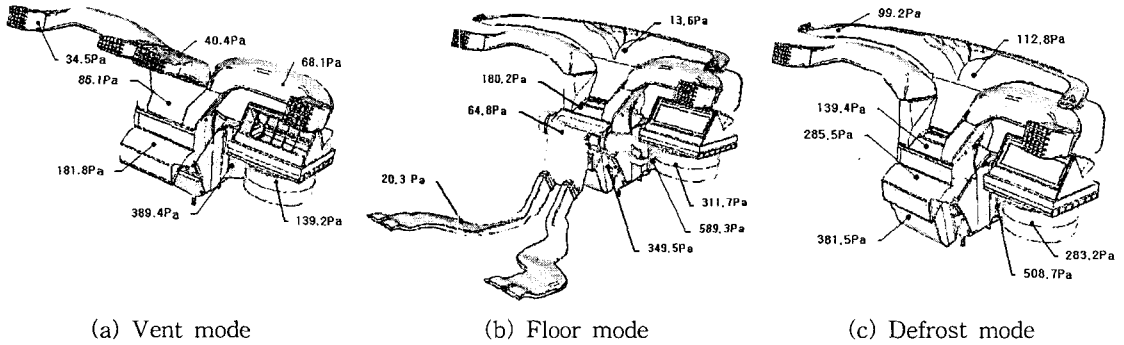


Fig. 3 Pressure contour of HVAC system.

이 풍량을 증가시키는 것이다. 따라서 주어진 공조시스템에서 바람의 양은 가급적이면 크게 토출될 수 있도록 설계되고 있다. 풍량배분은 차 실내에서 운전자와 승객을 기준으로 볼 때 좌우가 균일한 양으로 바람이 토출되어야만 탑승자 간에 느끼는 쾌적성은 동일할 것이다. 또한 발로 토출되는 공기가 얼굴로 토출되는 공기온도보다 높아야 하며, 만약 반대로 된다면 운전자는 직접 얼굴에 부딪히는 더운 공기로 인하여 불쾌감을 느끼게 된다.⁽¹¹⁾

Fig. 3은 얼굴 방향, 발 방향, 제상모드에서 유동해석한 압력장의 결과를 보여주고 있다. 압력장은 시로코펜에서 증발기를 지나기 전까지 높은 압력이 형성되며, 바람이 증발기만 통과하는 얼굴 방향 모드보다는 증발기와 히터 코아를 모두 통과하여 통기저항이 높은 발과 제상 방향에서 압력은 더욱 높게 나타나고 있다.

Table 1에 얼굴 방향, 발 방향, 제상모드에서 토출되는 풍량의 해석결과를 정리하였다. 토출되는 바람의 양은 온도제어성과 연관되어 차 실내에서의 쾌적성을 결정하게 되며, 토출풍량은 사용모드에 따라 공조시스템에서 통기저항이 달라지기 때문에 토출풍량도 각기 다르게 된다. 얼굴 방향 모드에서는 바람이 증발기만 지나기 때문에 상대적으로 통기저항이 작아 514.4 m³/h의 풍량이 해석되었으나, 바람이 증발기와 히터 코아를 지나는 발 방향과 제상모드에서는 통기저항이 증가하여 각각 372.3 m³/h 과 356.6 m³/h의 풍량이 해석되었다. 해석조건으로 사용된 팬의 회전수는 얼굴 방향, 발 방향, 제상모드에서 각각 2782, 3070, 3076 rpm이 사용되었다.

Fig. 4는 얼굴 방향 모드에서 좌우로 토출되는 바람의 배분율과 발 방향, 제상모드에서 상하로 토출되는 바람의 배분율을 나타낸 것이다. 먼저 얼굴 방향으로 토출되는 바람의 배분율을 보면 각 4군데 토출구로 25% 내외의 비교적 고른 배

Table 1 Analysis results of air volume flow

Intake air	Temp. control	Mode	Opening	Air volume (m ³ /h)
Recirculation	Max. cool	Vent	Left	122.4
			L/Center	133.7
			R/Center	135.4
			Right	122.9
Fresh	Max. hot	Floor	Floor	200.7
			Defrost	103.2
			Side vent	68.3
Fresh	Max. hot	Defrost	Defrost	221.1
			Demist	68.5
			Side vent	67.0

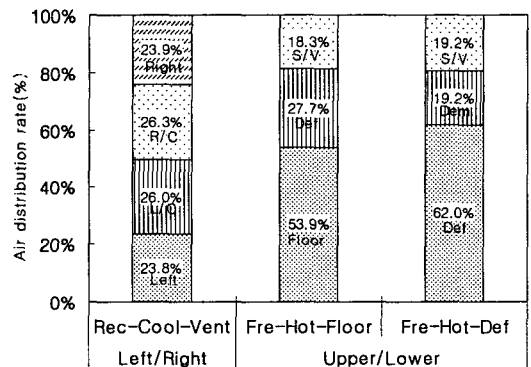


Fig. 4 Air volume flow distribution rate.

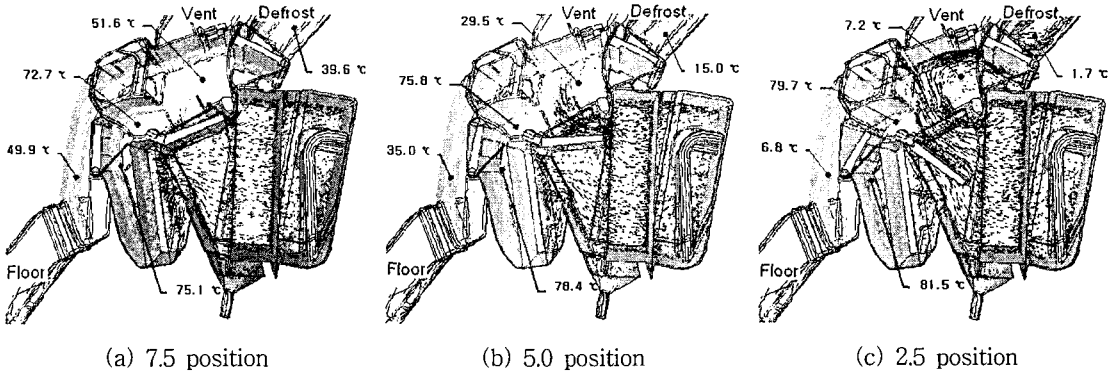


Fig. 5 Temperature contour of HVAC system at floor mode.

람이 토출되고 있는 것을 볼 수 있다. 발 방향 모드에서는 난방을 목적으로 하기 때문에 전면유리창 방향과 얼굴 방향으로 토출되는 바람보다는 상대적으로 발 방향으로 많은 바람이 토출되고 있으며, 제상모드에서는 대부분의 바람이 유리창 방향으로 토출될 수 있도록 설계되었다. 원하는 방향으로의 바람 토출량은 공기조절 도어의 적절한 조합과 히터 유닛의 형상 변경으로 최적화하였다.

Fig. 5는 발 방향모드에서 각 온도조절 도어의 위치에 따라 히터 유닛 내에서의 온도장의 변화를 보여주고 있다. 온도조절 도어가 7.5위치에서는 증발기를 지난 대부분의 공기가 히터 코어를 통과하여 보다 온도가 상승한 더운 공기가 발 방향과 유리창 방향으로 토출되고 있으며, 온도조절 도어가 5.0위치에서는 증발기를 지나가는 차가운 공기와 히터 코어를 통과한 더운 공기가 적절

하게 혼합되어 발 방향과 유리창 방향으로 고르게 빠져나가고 있다. 온도조절 도어가 2.5위치에서는 증발기를 지난 대부분의 차가운 유동이 곧장 유리창 방향으로 빠져나가며, 일부만이 히터 코어를 지나면서 데워진 공기가 발 방향으로 빠져나가는 것을 볼 수 있다.

Fig. 6은 Fig. 5에 나타난 발 방향모드에 대해서 온도조절 도어를 최대난방에서 최대냉방으로 이동하면서 온도조절 도어의 위치가 Hot, 7.5, 5.0, 2.5, Cool일 때 발 방향과 전면 유리창 방향으로 토출되는 각 공기의 온도변화를 나타내고 있다. 해석된 전 영역에서 발 방향으로 토출되는 공기 온도가 유리창 방향으로 토출되는 공기온도보다 높게 나타나며, 온도조절 도어가 Hot으로 열리는 위치가 커질수록 토출되는 공기온도도 점차로 높아지고 있다. 발 방향과 전면 유리창 방향으로 토출되는 공기의 최대 온도차는 온도조절 도어 위치가 5.0일 때 약 18°C 정도로 나타났다.

Fig. 7은 얼굴 방향모드에서 시로코팬의 각 단면별로 속도백터를 보여주고 있다. 시로코팬과 하우징에서 LDV로 측정된 속도백터의 실험과 비교해 보면, 정량적인 비교는 힘들지만 시로코팬 유동특성 실험에서 나타난 것처럼 속도백터의 방향과 설부 근처에서 교란되는 유동을 관찰할 수 있다.⁽¹²⁾ 이때 시로코팬의 각 단면은 (f)에 나타난 것처럼 팬의 폭 b 를 일정길이 Δb 로 나누어 표시하였다. 실험에서와 같이 유동은 팬의 하단면인 $\Delta b/b=0.88$ 에서 속도백터가 커지고 있어 스크롤의 밑면에서 팬이 효율적으로 일을 하는 것을 알 수 있으며, $\Delta b/b$ 가 증가할수록 스크롤 출구측에서 속도백터가 크게 나타나는 것을 볼 수 있다.

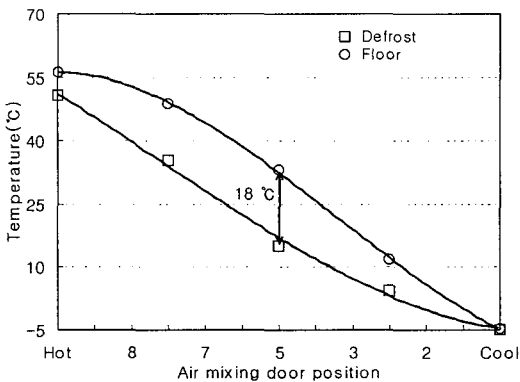


Fig. 6 Temperature control characteristics at floor mode.

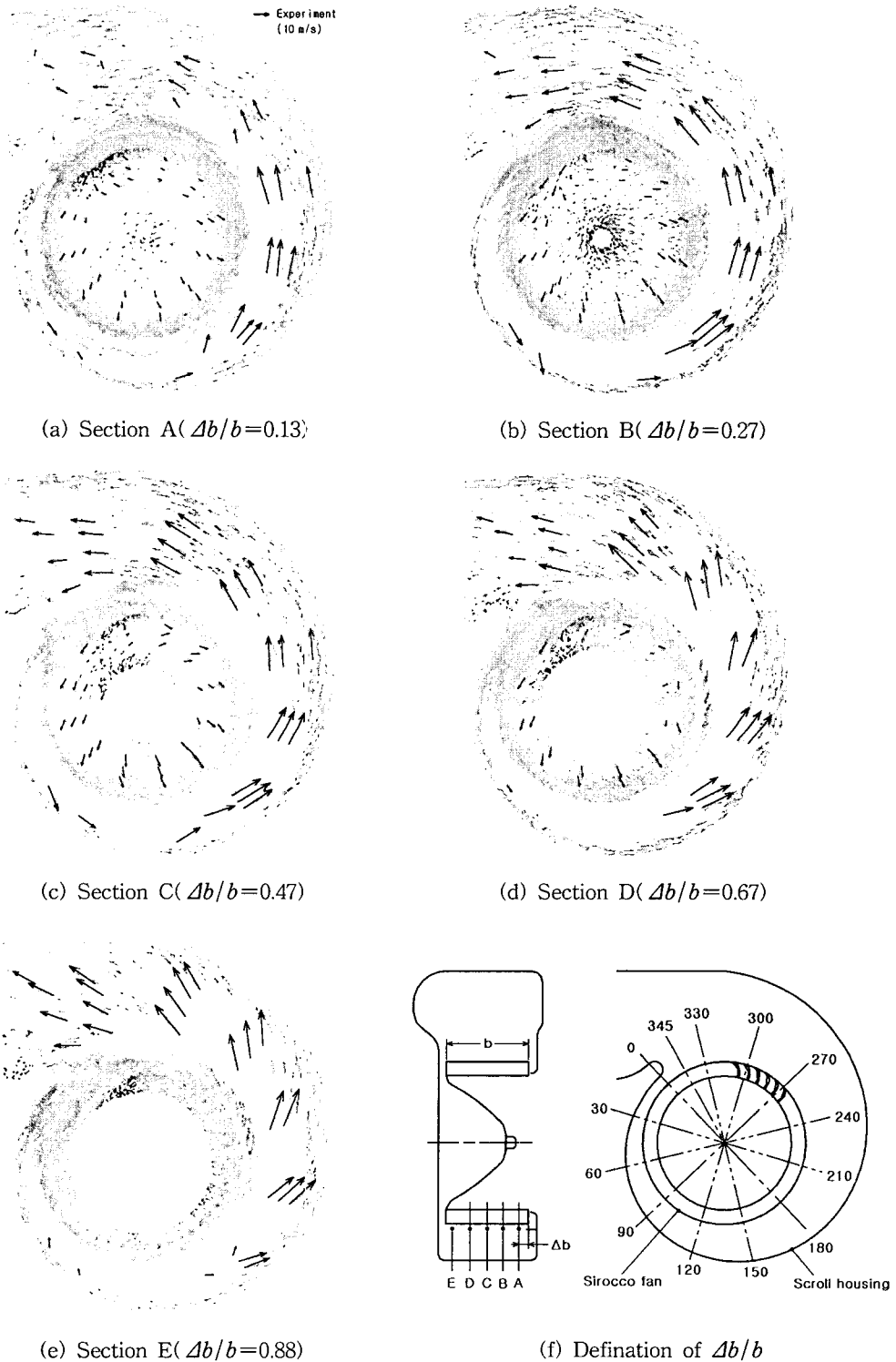


Fig. 7 Velocity vector of CFD analysis at sirocco fan.

5. 결 론

반일체형 자동차용 공조시스템에 대하여 각 사용모드별로 토출풍량, 풍량배분을 및 온도제어성을 전산해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 토출풍량은 상대적으로 통기저항이 적은 얼굴 방향모드에서 가장 높게 나타났으며, 각 사용모드에서 최대 풍량이 토출될 수 있도록 최적화되었다.

(2) 전산해석으로 토출되는 풍량이 얼굴 방향 모드에서는 좌우로, 발 방향모드와 제상모드에서는 상하로 고르게 토출될 수 있도록 설계되었다.

(3) 온도제어성은 전 영역에서 발방향 토출온도가 유리창 방향 토출온도보다 높게 나타났으며, 최대 토출온도차는 온도조절도아 5.0위치에서 18℃ 정도이다.

(4) 시로코펜에서 스크롤 벽면을 따라 출구 측으로 갈수록 $\Delta b/b$ 가 클수록 속도벡터는 크게 나타났으며, 설부 근처에서 교란되는 유동을 볼 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정, 선문대학교 공조기술 연구센터의 일부 지원에 의하여 수행되었습니다.

참고문헌

- Anderson, G., Padgaonkar, A., Ecer, A. and Didandeh, H., 1991, Computer-Aided Analysis of Airflow in the Design of Air Conditioning Systems, SAE, 910646.
- Shen, F.Z., Backer, G.P. and Swanson, D., 1995, HVAC Plenum Design Analysis, SAE, 950113.
- Werner, F. and Frik, S., 1995, Optimization of an Automotive HVAC Module by Mean of Computational Fluid Dynamics, SAE, 950439.
- Currel, J., 1996, Application of Computational Fluid Dynamics for The Optimization of Air Ducts, 29th International Symposium on Automotive Technology and Automation.
- Currie, J. and Maue, J., 2000, Numerical Study of the Influence of Air Vent Area and Air Mass Flex on the Thermal Comfort of Car Occupants, SAE, 2000-01-0980.
- Abdul Ghani, S. A. A., Aroussi, A. and Rice, E., 2001, PIV Measurement and Numerical Simulation of the Airflow Field in a Road Vehicle HVAC Splitter Duct, SAE 2001-01-1761.
- Lee, J.G., Jiang, Y., Przekwas, A.J. and Sioshansi, M., 1993, Automotive Windshield Ice-Clearing Analysis, SAE, 930289.
- Aroussi, A., Hassan, A., Clayton, B., Abdul Nour, B.S. and Rice, E., 2000, Improving Vehicle Windshield Defrosting and Demisting, SAE, 2000-01-1278.
- Skea, A.F., Harrison, R.D., Baxendale, A.J. and Fletcher, D., 2001, Comparison of CFD Simulation Methods and Thermal Imaging with Windscreen Defrost Pattern, SAE, 2001-01-1720.
- Fluent Inc., 1991, FLUENT User's Guide, Version 4.0, pp.173-174.
- Kawamoto, H., Hosokawa, Y., Suto, M. and Nakajima, K., 1986, Comfort Evaluation of Heating and Air Conditioning Systems, SAE, 860590.
- Yoo, S.Y. and Lee, D.W., 2002, An Experimental study on performance and flow characteristics of automotive sirocco fan, Korean Journal of Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol.14, No.11, pp. 954-963.