

다수의 취출구를 갖는 A/C덕트의 최적설계에 관한 연구

A Study on the Optimum Design of Air-Conditioning Duct with Multiple Diffusers

김민호*, 이대훈**
Minho Kim, Daehoon Lee

ABSTRACT

The airflow characteristics of an air-conditioning duct with multiple diffusers were investigated through one-dimensional analysis, CFD simulation and experimental measurement. One-dimensional program based on Bernoulli's equation and minor loss equations was developed in order to evaluate the air distribution rate at each diffuser. In CFD simulation, three-dimensional flow characteristics inside air-conditioning duct were computed for incompressible viscous flow, adopting the RNG k- ϵ turbulence model. Also, in an effort to equalize the discharge flow rate at each outlet, the optimization procedure has been performed to obtain the optimum diffuser area. In this process, square of difference between maximum discharge rate and minimum discharge rate is used as an object function. Diffuser area and discharge velocity are established as constraints. After optimization process, determined design variables are applied again in CFD simulation and experiment to validate the optimized result by one-dimensional program. Comparison with the experimental data of airflow rate distribution showed that the developed program seems to be acceptable and can be useful design tool for an automotive air-conditioning duct in an initial design stage.

주요기술용어 : Air-conditioning duct(에어컨 덕트), Diffuser(취출구), Air distribution rate(공기 분배율), RNG k- ϵ turbulence model(RNG k- ϵ 난류모델), Discharge rate(취출량), Object function(목적함수), Constraint(제한조건), Optimization(최적화)

1. 서론

최근에는 버스나 트럭과 같은 상용차의 경우에도 선풍기에 대한 소비자의 요구가 증대되고 있다. 특히 태양열 하중이 급증하는 무더운 여름철 쾌적한 실내환경의 유지는 차량의 상품성에 크게 영향을 미치므로 차량 메이커들은 충분한

냉방성능을 확보하기 위하여 개발 초기 단계에서부터 공조시스템의 최적화에 대한 많은 노력을 기울이고 있다.¹⁻³⁾ 버스와 같은 상용차량은 승용차에 비해 상대적으로 차량길이가 길기 때문에 승객석의 냉방을 위해 에어컨 덕트를 장착하고 있으며 냉각기를 통해 차가워진 공기를 필요로 하는 위치에 적절하게 배분해 주기위해 다수의 취출구를 갖는 구조로 되어 있다.

공기 분배 시스템에 대한 지금까지의 연구들

* 회원, 기아자동차

** 회원, 전남대학교 기계공학과 대학원

을 살펴보면 덕트내의 저항과 송풍기로부터의 유입 풍량을 조절하여 운전 비용을 최소화하는 T-method^{4,5)} 기법이 제안되었고 실제 대형 건물 시공에 적용한 바 있다. Shao와 Riffat⁶⁾ 그리고 Gan⁷⁾ 등은 CFD 코드를 이용하여 여러가지 덕트 피팅(fitting)에서의 부차 손실 계수를 예측하였고 Hillel 등은 컴퓨터를 이용하여 사각 덕트의 최적 유량 공급을 위한 덕트 설계에 대한 연구를 수행하였다.⁸⁾ 이와 같이 공기 분배 시스템에 대한 기존의 연구들은 주로 건축물에 사용되는 대형 덕트를 연구대상으로 하여 최소의 압력손실로서 적정 공간에 적정 유량을 취출할 수 있는 덕트 설계 방법에 관한 연구와 분지부나 엘보(elbow)와 같이 국부적인 압력손실이 일어나는 부분에서 마찰계수를 예측하기 위한 연구들이 주를 이루고 있다.

반면 버스 차량에 장착되고 있는 에어컨 덕트와 같이 비교적 길이가 짧고 다수의 취출구를 갖는 덕트에 대한 연구는 아직 미흡한 실정이다.

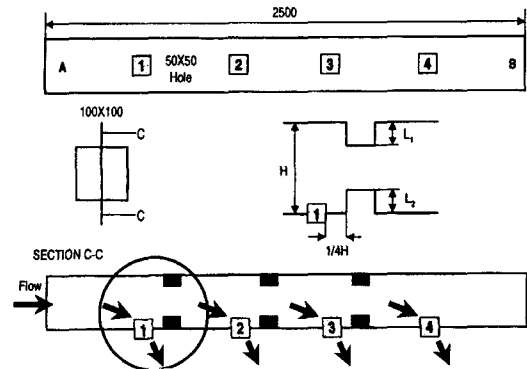
본 논문에서는 버스 차량 에어컨 덕트와 같이 다수의 취출구를 갖는 단순 직관 덕트와 Tee 분지부를 갖는 덕트를 연구대상으로 선정하였다. 베르누이식과 연속식을 이용한 1차원 해석 프로그램을 개발하여 각 취출구의 풍량 분배성을 고찰해 보았다. 실험과 1차원 해석 그리고 CFD 해석을 통해 각 취출구에서 유출되는 취출 풍량은 균등하지 않음을 확인하였고 이를 개선하기 위해 최대 풍량 산출식과 최소 풍량 산출식의 차를 제곱한 함수를 목적함수로 설정하고 취출구 면적을 설계변수로 하여 최적화 해석을 수행하였다. 개발된 프로그램의 유효성을 검증하기 위해 최적화 해석을 통해 얻은 각 취출구의 최적 단면적을 CFD해석과 실험에 재차 적용하여 각 방법에 의한 결과들을 비교하여 보았다.

2. 실험

2.1 모델 선정

버스차량의 실내 냉방을 위해 장착되고 있는

다출구 덕트의 풍량 분배성과 유동특성을 고찰하기 위해 Fig.1과 같은 단순모델을 선정하였다. 버스차량의 경우 레이아웃에 따라서 차량 후미와 중앙에서 송풍하는 두가지 방식을 사용하고 있는데 Fig. 1(a)와 같은 직관 덕트 모델은 차량 후미에서, Fig. 1(b)와 같은 Tee형 덕트 모델은 차량 중앙에서 공기가 유입되는 방식에서 흔히 볼 수 있는 형태이다. Fig. 1(a)의 직관 모델은 1개의 유입구와 4개의 취출구를 갖으며 유입구 반대편 끝단이 막혀있는 구조로 되어 있으며 Fig. 1(b)의 Tee형 덕트 모델은 유입된 공기가 Tee 분지부를 통해 나뉘어지며 차량 전방인 B방향으로 2개의 취출구가 후방인 C방향으로는 5개의 취출구가 있는 형상이다.



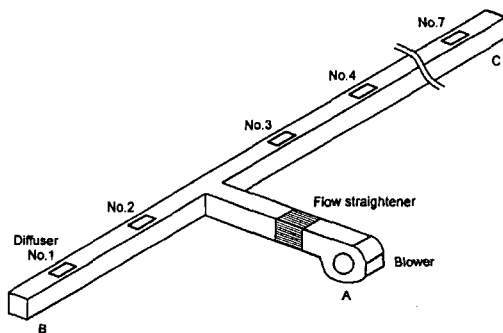
Base Model : Without Blocks

CASE 1 : Tapered Model(B/A=80%) CASE 2 : $L_1=L_2=1/4H$ (for all holes)

CASE 3 : $L_1=1/4H, L_2=1/8H$ (for holes No.1), $L_1=L_2=1/4H$ (for hole No.2 & No.3)

CASE 4 : $L_1=L_2=1/8H$ (for hole No.1), $L_1=L_2=1/4H$ (for hole No.2 & No.3)

(a) Straight duct model with multiple diffusers



(b) T-type duct with multiple diffusers

Fig. 1 Considered duct models

2.2 실험 장치

본 연구를 위한 실험 장치는 덕트, 송풍기, 피토포관(pitot tube), 마노미터(manometer) 및 이송장치 등으로 구성하였다. 덕트는 투명 아크릴로 제작하였고 최대 풍량이 15m³/min까지 풍량을 조절할 수 있는 다익형 송풍기를 사용하였다. 또한 송풍기로부터 유입된 공기는 불균일한 속도분포를 가지므로 적정 입구 길이를 갖도록 하기 위해 직속계를 사용하여 입구길이를 보정하였고 덕트 내부 및 취출구에서 풍속 측정을 위해 직선형과 L자형의 피토포관을 사용하였다.

2.3 실험 방법

송풍기로부터 유입되는 풍량은 10m³/min로 일정하게 유지하였다. 공기 유입초기에는 입구 영역과 Tee분지에서 불안정한 유동이 형성되기 때문에 공기 유입 후 일정 시간이 경과한 후 다관 마노미터를 이용하여 정압을 측정하였다. 덕트 내 풍속계산을 위해 덕트 단면을 16등분하여 L자형 피토포관을 이동시키면서 먼저 단면 각 지점에서 동압을 측정하였다. 측정된 동압의 평균값을 구한 후 동압에서 속도값을 구할 수 있는 식 (1)을 이용하여 풍속을 계산하였다. 취출 풍량 측정은 직선형 피토포관을 사용하였고 취출 풍속을 구한 후 이를 단면적에 대하여 적분하여 풍속을 계산하였다.

$$Q_{out} = A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \overline{P_v}}{\rho}} \quad (1)$$

여기서 Q, A, $\overline{P_v}$, ρ 는 각각 풍량, 취출 단면적, 평균 동압 및 공기의 밀도이다.

3. 수치해석

3.1 1차원 해석

3.1.1 1차원 해석의 수식화

덕트의 풍량 분배특성을 고찰하기 위해 1차원 해석 프로그램을 개발하였으며 1차원 해석에 적

용된 이론은 다음과 같다.

1) 식 (2)와 같이 송풍기 A로부터 유입되는 유량과 7개의 취출구로 배출되는 취출 유량의 합은 항상 일정하다.

$$Q_A = \sum_{i=0}^7 Q_i \quad (2)$$

2) 덕트내 유체의 속도나 압력 분포를 구하기 위해서는 식 (3)과 같이 벽면마찰과 부차손실이 고려되어야 한다. 덕트 단면적 및 유동방향의 변화 때문에 발생하는 손실을 마찰손실과 구분하여 부차적 손실이라 하며 부차 손실 계수를 구하여 이를 유체의 속도와 밀도의 관계에 의해 부차 압력 손실에 의한 압력강하를 나타낸다. 압력손실은 각각의 입구와 출구에서의 유체 속도의 제곱의 차에 비례하며, 벽면 마찰과 덕트 피팅(fitting)과 같은 국부적 손실에 의한 두 가지 요인으로 발생한다.

$$\Delta P_m = \zeta \frac{\rho V^2}{2} \quad \Delta P_i = \frac{\rho(V_{i+1}^2 - V_i^2)}{2} - \Delta P_m \quad (3)$$

여기서 ΔP_m 은 부차손실에 의한 압력강하를 ζ 는 부차 손실 계수를 의미하고 V_i 는 각 절점에서의 속도값을 나타낸다.

3) 덕트 전구간에서 식 (4)와 같은 벽면 마찰이 발생된다.

$$\frac{1}{f_i^{1/2}} = -2.0 \log \left(\frac{\epsilon/D_h}{3.7} + \frac{2.51}{Re_i f_i^{1/2}} \right) \quad (4)$$

여기서 f 와 ϵ 는 각각 덕트 관로 마찰계수와 조도이며 D_h 는 수력직경이고 Re 는 Reynolds 수를 의미한다.

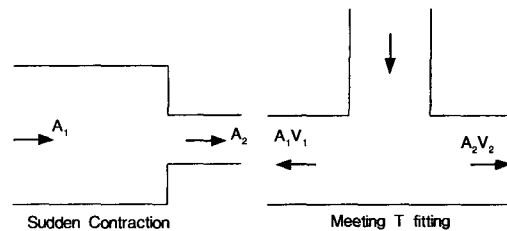


Fig. 2 The types of minor loss in a duct

4) Fig. 2에 도시한 바와 같이 Tee분지와 취출구에서는 국부압력 손실이 발생한다. Tee분지에서 압력 손실은 다음의 식 (5)를 적용하였으며, 취출구에서 발생하는 국부압력 손실은 돌연 축소 형상으로 간주하여 식 (6)을 적용하였다.

$$\zeta_{tee} = 2.5 \frac{A_2}{A_1} \left(\frac{V_2}{V_1} - 1.33 + 0.95 \frac{A_2}{A_1} \right)^2 + 0.63 - 0.1 \frac{A_2}{A_1} \quad (5)$$

$$\zeta_{diffser} = 0.15 \left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right) \quad (6)$$

3.1.2 계산 절차

앞 절에서 기술한 수식들을 Tee형 덕트 모델에 적용하면 각 구간에서 연속식 8개, 덕트내 압력 손실에 관한 식 7개, 취출구에서 압력손실에 관한 식 7개, Tee 분지와 취출구의 부차 손실계수에 관한 식 9개, 그리고 벽면 마찰계수를 구하기 위한 8개의 Colebrook's 식⁹⁾ 등으로 총 39개의 비선형 연립 방정식으로 표현할 수 있다. 비선형 연립 방정식 계산을 위해 Newton-Rapson 방법¹⁰⁾을 이용하여 각각의 변수에 대한 비선형 방정식의 근사해를 구하였다.

각 구간의 길이, 유입속도, 취출구에서의 압력, 취출구의 면적, 유입유체의 특성값 등을 지정한 후 각 구간에서 임의로 지정한 벽면 마찰계수를 초기값으로 하였다. 각 구간의 벽면 마찰계수 계산은 Colebrook's 식을 이용하였으며 비명시적으로 구해진 벽면마찰계수와 이를 만족하는 레이놀드 수를 결정하였다.

또한 구간의 수력 직경과 유체의 특성값을 이용하여 풍속을 계산하였고 계산된 풍속을 베르누이식에 대입하여 구간의 압력을 구하였다. 부차손실이 예상되는 구간에서는 압력 손실항에 부차 손실항을 추가하여 Colebrook's 식에서 계산되어진 풍속을 적용하였다. 해의 수렴조건은 덕트 내 풍속과 취출 풍속을 각 구간의 8개의 연속식에 대입하여 유입 풍량과 취출 풍량의 차가 10^{-6} 이하이면 조건을 만족한 것으로 하였다. Fig. 3

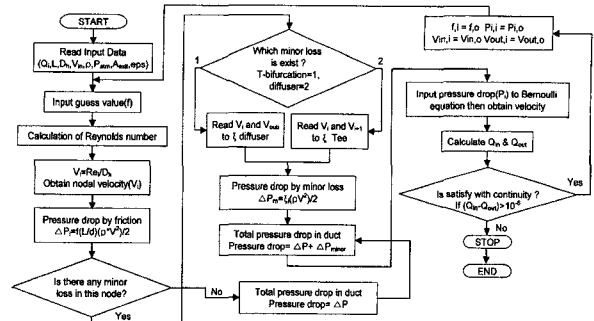


Fig. 3 The flowchart for the one-dimensional analysis

에는 1차원 해석 프로그램의 계산 과정을 도시하였다.

3.2 CFD 해석

3.2.1 지배방정식 및 난류모델

본 연구에서는 일반 좌표계에서의 지배방정식인 연속 방정식, Navier-Stoke 방정식, RNG k-ε 난류 모델¹¹⁾ 방정식 등을 사용하였다. 본 연구에서 사용된 RNG k-ε 난류 모델은 일반적으로 난류 유동장 해석에 사용되는 표준 k-ε 난류 모델의 소산율 방정식에 추가적인 생성항인 $-ρ$ 항이 첨가된 모델로써 압력 구배 영향이 큰 유동에서 실험값과 수치해석 결과에 많은 오차를 보이는 표준 k-ε 난류 모델의 단점을 보완한 모델이다. 부가된 R항은 변형율(rate of strain)을 의미하며 다음의 식 (7)과 같이 정의된다.

$$R = 2 \frac{\mu}{\rho} S_{ij} \frac{\partial u_i \partial u_j}{\partial y_i \partial y_j}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial y_j} + \frac{\partial u_j}{\partial y_i} \right) \quad (7)$$

또한 위의 R항은 다음의 식 (8)과 같이 표현할 수 있다.

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (8)$$

여기서 x 는 난류 운동에너지이며, ϵ 는 난류 운동에너지 소산율을 의미한다. $\eta = Sx/\epsilon$ 는 난류와 평균 변형율의 시간 척도이며 $S^2 = 2S_{ij}S_{ij}$ 는 변형율의 크기를 나타낸다. 식 (8)의 경험상수는 다

음과 같다.

$$C_\mu=0.085, \beta=0.012, C_{e1}=1.42, C_{e2}=1.68,$$

$$\eta_0 = \sqrt{\frac{C_{e2}-1}{C_\mu(C_{e1}-1)}}$$

3.2.2 해석 방법

전산 해석을 위해 3차원 선도 및 격자를 생성한 후 STAR-CD¹²⁾를 이용하여 해석을 수행하였으며 정상상태 압력 수정 기법인 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation) 알고리즘과 대류항 계산을 위한 상류 차분법(upwind differencing scheme)을 사용하였다. 입구조건으로는 덕트 단면에 수직하게 균일한 유속이 가해지도록 하였다. 입구에서의 난류강도는 5%로 간주하였으며 혼합길이는 입구 수력지름의 10%로 하였다. 각각의 취출구에는 모두 압력 경계조건을 사용하였으며 압력 값으로는 대기압을 부여하였다. 벽면에서는 점착조건(no-slip condition)을 벽면에 인접한 난류량 처리를 위해서는 벽함수(wall function)를 사용하였다. 사용된 격자수는 각각 14,000여개와 26,000여개였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 직관 덕트의 풍량 분배성과 유동특성

요철이 없는 단순 직관 모델과 테이퍼진 모델(tapered model) 그리고 취출구 뒤쪽에 요철을 설치한 모델 등에 대한 유동특성과 유동저항 변화에 따른 각 취출구의 풍량 분배성을 고찰하여 보았다. Fig. 4부터 Fig. 7까지는 유동저항 변화에 따른 직관 덕트의 풍량 분배성을 도시하였다. Fig. 4는 단순 직관 모델과 테이퍼진 모델의 결과를 도시하였다. 전반적으로 취출구가 유입부와 멀어질수록 풍량 분배율이 증가하였고, 테이퍼 효과에 따른 풍량 분배율 변화는 약 1% 이내로 거의 미비함을 알 수 있었다. 1차원 해석 결과는 4번 취출구에서 약 4%정도 과도하게 예측되었으나 전반적으로 유입부와 멀어질수록 풍량 분

배율이 증가하여 CFD 해석결과와 유사한 경향을 보였다. 취출구 뒤에 요철을 부착하여 유동저

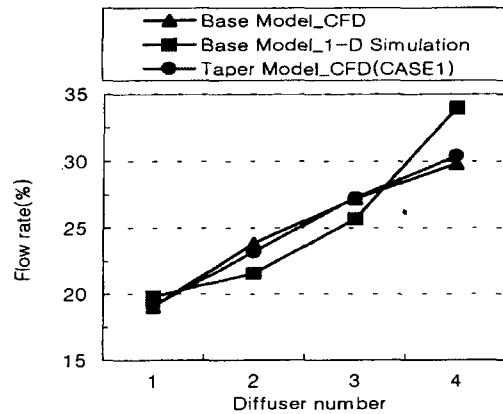


Fig. 4 Air distribution rate of straight duct without block

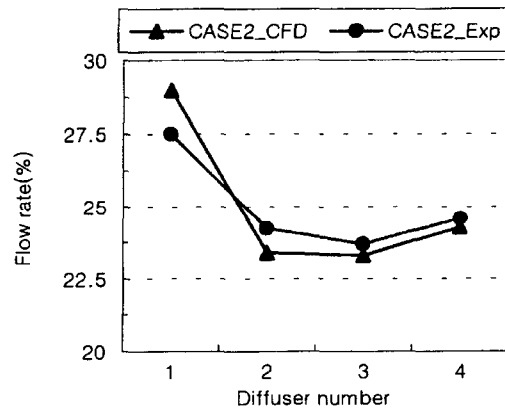


Fig. 5 Comparison of air distribution rate in CASE 2

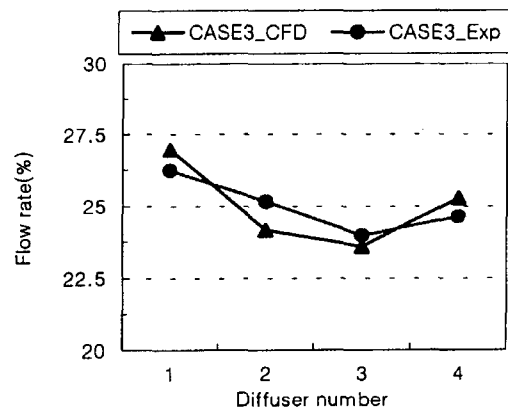


Fig. 6 Comparison of air distribution rate in CASE 3

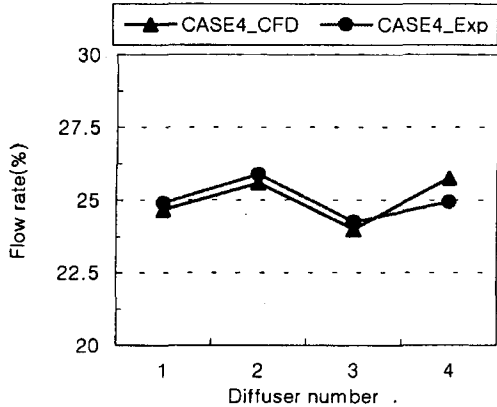


Fig. 7 Comparison of air distribution rate in CASE 4

항을 준 CASE 2와 CASE 3의 해석결과, 단순 직관과는 반대로 가장 취약하였던 1번 취출구의 풍량이 가장 큰 값을 보였고 3번 취출구까지는 풍량이 감소하다가 4번 취출구에서 재차 증가하는 경향을 보였다.

또한 CASE 3과 같이 1번 취출구 뒤의 유동저항이 감소함에 따라 1번 취출구의 풍량은 감소하고 4번 취출구의 풍량은 증가함을 알 수 있었다. 1번 취출구 뒤의 유동저항을 보다 감소시킨 CASE 4의 경우는 최적 분배율인 25%의 $\pm 2\%$ 이내로 보다 근접해 있음을 볼 수 있다. 실험결과와의 비교에서도 전반적으로 동일한 경향을 나타내었고 최대 약 4% 이내의 오차를 보여 1차원 해석과 CFD 해석을 통한 예측이 유효함을 알 수 있었다. Fig. 8과 Fig. 9에는 단순 직관 모델과 CASE 4에 대한 압력분포를 도시하였다. 단순 직관 모델에서는 주유동 방향과 각 취출구에서의 유동

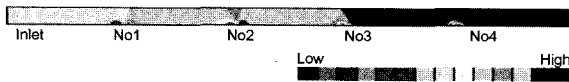


Fig. 8 Pressure distribution of base model at the center section

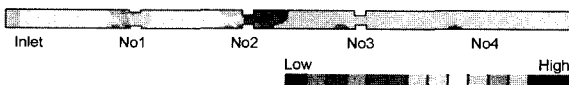


Fig. 9 Pressure distribution of CASE 4 at the center section

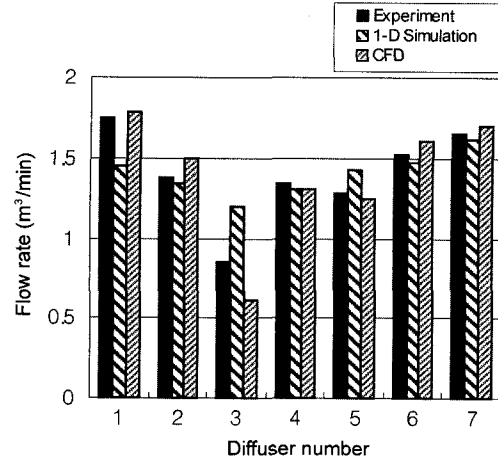


Fig. 10 Comparison of flow rate at each diffuser

방향이 서로 직각이기 때문에 Fig. 4에 도시한 바와 같이 압력이 높게 형성되는 끝 단으로 갈수록 배출되는 유량이 증가하였으며 취출구 주위에서 급격한 압력변화가 발생함을 볼 수 있다. 그리고 CASE 4의 압력 분포결과와 비교해 볼 때 고압력부와 저압력부가 서로 반대임을 알 수 있다.

4.2 Tee형 덕트의 풍량 분배성과 유동특성

송풍기로부터 일정 풍량이 유입될 때 Tee형 덕트에 대한 각 취출구의 풍량 분배성과 분지부의 유동특성에 대하여 고찰하였다. Fig. 10에는 1차원 해석, 3차원 CFD 해석, 그리고 실험에 의한 결과들을 도시하였다. 실험결과 Tee 분지를 통과한 후 차량 전방으로 전체 유입 풍량의 약 32%인 $3.13\text{m}^3/\text{min}$ 이 차량 후방으로 약 68%인 $6.64\text{m}^3/\text{min}$ 가 분배되어 차량후방의 분배량이 전방으로 분배되는 풍량의 약 2.1배로 나타났다.

1번 취출구에서 최대 풍량인 $1.75\text{m}^3/\text{min}$ 가 3번 취출구에서는 최소 풍량인 $0.85\text{m}^3/\text{min}$ 가 취출되어 최대 약 9%정도의 불균일한 풍량 분배가 발생하고 있음을 알 수 있었으며 Tee분지에서 멀어질수록 풍량 분배율이 점차 증가하는 경향을 보였다. 1차원 해석결과 3번 취출구에서 실험과 가장 큰 오차가 발생하였고 분지부와 멀어질수록 오차가 줄어들고 있음을 볼 수 있다.

이는 1차원 해석에 쓰인 베르누이 방정식이 일정한 유선을 따라 변화하는 압력과 속도의 관계를 나타내기 때문에 2번과 3번 취출구와 같이 Tee 분지 이후의 심한 불균일한 유동을 모사하지 못했기 때문으로 사료된다. 또한 1번 취출구의 경우 실험에 의해 측정된 풍량 보다 적은 양이 예측되었는데 이는 상류부인 분지부의 영향뿐만 아니라 1차원 식들이 덕트벽면과 유체의 충돌에 의한 유체의 속도변화를 반영하지 못하기 때문으로 판단된다.

그렇지만 불균일 유동이 감소하고 있는 4, 5, 6, 7번 취출구에서는 오차가 점차 감소하고 있고 분지부에서 멀어질수록 풍량이 증가하는 실험결과와 유사한 경향을 나타내어 1차원 해석에 쓰인 식들이 난류 유동이 예상되는 부근에서도 유동 특성을 반영하고 있는 것을 의미한다. 또한 CFD 해석 결과 차랑 전방과 후방으로 각각 34%와 66%의 분배율을 보였고 실험결과와 비교해 볼 때 3번 취출구를 제외하고 오차가 약 8%이하로 비교적 잘 일치하였다.

Fig. 11에는 CFD 기법을 이용한 압력과 속도

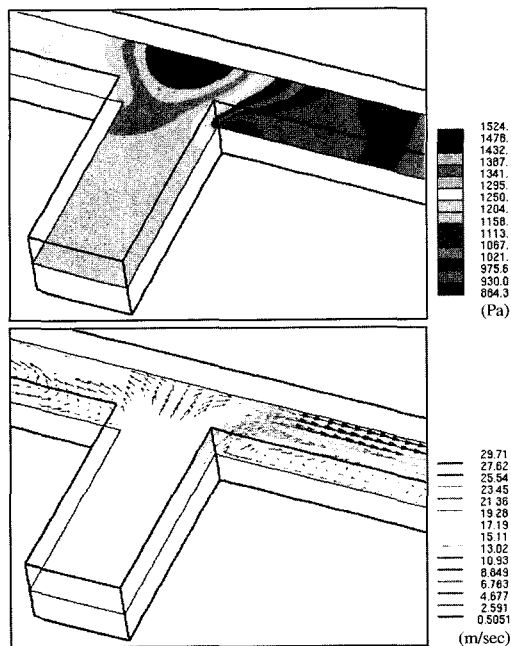


Fig. 11 Pressure and velocity distribution at bifurcated region in a T-type duct

분포 결과를 도시하였다. 분지부 주위의 유동특성은 Tee 분지를 지나면서 유동 방향이 90도 전환되면서 재순환 영역(recirculation zone)이 형성되었고 주 유동 방향으로 큰 압력 구배를 보이고 있다. 덕트 내부의 흐름은 분지부의 오른쪽에 위치한 3번 취출구에서 극심한 유동 편중 현상이 발생하였고 왼쪽 분지관에서는 분지된 유동이 2번 취출구와 1번 취출구로 취출되고 미처 취출되지 못한 유동은 왼쪽 끝단에 이른 후 벽면을 타고 흐르면서 일부는 재차 1번 취출구로 취출되고 일부는 벽면을 타고 분지부 쪽으로 역류하여 2번 취출구로 취출되므로 3번 취출구에 비해 2번 취출구에서의 풍량이 상대적으로 큰 값을 나타내었다.

1차원 해석의 경우 이러한 형태의 재순환 유동과 역흐름 등의 유동특성이 반영되지 못하므로 분지부와 가장 근접한 취출구의 오차값을 크게 만드는 원인으로 사료된다.

5. 풍량분배 최적화

송풍기로부터 유입되는 풍량의 균등한 배분을 위해 Tee형 덕트 모델에 대해 취출 단면적을 설계 변수로 한 최적화 해석을 수행하여 최적 단면적을 도출하였고 CFD해석과 실험을 통해 최적 단면적의 유효성을 확인하여 최적화 해석의 타당성을 제시하였다.

5.1 최적 설계 기법

이전 하 최측 다머점은 가는 다축구 덕트류 연구대상으로 실험과 1차원 해석 그리고 3차원 전산 유체역학적 해석을 통해 얻은 각 취출구의 취출 풍량은 모두 불균일한 취출 풍량을 나타내고 있음을 확인하였다. 따라서 각 취출구에서 균등한 풍량을 얻기 위한 방법으로 취출구 단면적을 조절하는 방법을 고려하였다.

연구 대상 덕트는 모두 7개의 취출구가 있으므로 7개의 변수를 조절하여 균등분배를 이루는 최적화 문제로 볼 수 있다. 최적화를 위한 목적함수는 다음의 식 (9)와 같이 최대 및 최소 취출 유

량의 차를 제공한 값으로 설정하여 이 값을 최소화하였다.

$$\text{Minimize Object} = (Q_{\max} - Q_{\min})^2 \quad (9)$$

Subject to $0 < x_i \leq 100$ $0 < \nu_i \leq 10$ $i = 1, \dots, 7$

설계 변수 x_i 는 취출구의 단면적을 결정할 수 있는 인자이며 덕트 길이방향으로 100mm범위를 가지고 조절되었고 ν_i 는 취출구에서의 취출 풍속을 나타내며 10m/s를 최대 풍속으로 제한하였다.

5.2 최적 취출 단면적 도출

Fig. 12는 1차원 최적화 해석을 통해 계산된 균일 유량 분배를 위한 최적설계변수를 나타내고 있다. 최적 취출 단면적 계산 결과 7번 취출구에서 54.06mm² 정도의 면적이 가장 적게 나타나며 일정 단면적에 대한 해석 결과에서 가장 적은 유량이 취출된 3번 취출구의 단면적이 80.05 mm²로 가장 큰 값으로 조절되었다.

이는 Fig. 11에 도시한 바와 같이 일정 단면적 해석에서 분지부와 3번 취출구 주위에서 약 19m/sec의 최대 풍속을 나타내어 목적함수의 제한조건인 10m/sec 이상의 풍속이 발생하므로 최적화 과정시 이를 만족시키기 위해 가장 큰 값으로 변경된 것으로 사료된다. Fig. 13과 Table 1은 1차원 식에서 얻은 최적 취출 면적을 재차 실험과 3차원 CFD 해석에 적용하여 얻은 취출 유량과 1차원 최적화 해석에서 실현된 균일유량을 기준으로 한 오차를 나타내었고 오차계산은 다음의 식 (10)과 (11)을 이용하였다.

$$\epsilon_{EXT} = \frac{\text{discharge}_{1-Dim} - \text{discharge}_{EXP}}{\text{discharge}_{1-Dim}} \times 100 \quad (10)$$

$$\epsilon_{CFD} = \frac{\text{discharge}_{1-Dim} - \text{discharge}_{CFD}}{\text{discharge}_{1-Dim}} \times 100 \quad (11)$$

1차원 최적화 해석 결과와 실험결과를 비교해 볼 때 취출구 1번과 7번에서 약 9%정도로 가장 큰 오차를 보였고 나머지 취출구에서는 약 6%

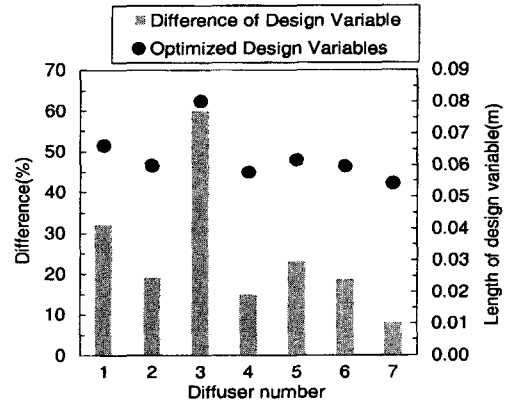


Fig. 12 Results of design variables calculated from the one-dimensional optimization analysis in a T-type duct

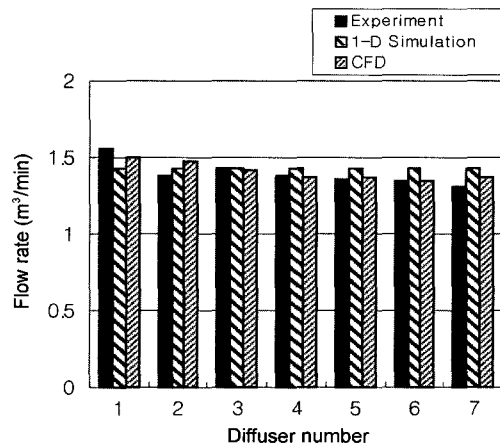


Fig. 13 Comparison of flow rate in a T-type duct model with optimized diffuser area

Table 1 Results of the flow rate after optimization and the error against result of one-dimensional optimization analysis

Outlet no.	Flow rate(m ³ /min)			Error(%)	
	EXP.	1-Dim.	CFD	ε EXP	ε CFD
1	1.557	1.43	1.497	-8.9	-4.7
2	1.384	↑	1.474	3.2	-3.1
3	1.428	↑	1.412	1.4	1.3
4	1.377	↑	1.374	3.7	3.9
5	1.353	↑	1.367	5.4	4.4
6	1.347	↑	1.347	5.8	5.8
7	1.306	↑	1.370	8.7	4.2

이내의 오차가 발생하였다. CFD 해석 결과와는 전반적으로 약 6% 이내의 오차를 나타내어 1차원 해석을 이용한 최적 설계의 적용이 타당함을 알 수 있었다.

6. 결론

버스 차량에 장착되는 다수의 취출구를 갖는 에어컨 덕트의 풍량 분배 특성을 고찰하고자 단순화한 사각 직관 덕트와 분지부를 갖는 Tee형 덕트를 고려하여 베르누이식을 근간으로 하는 1차원 해석과 CFD 해석 그리고 실험을 수행하였다. 또한 각 취출구로 유출되는 공기의 균등한 풍량 배분을 위해 취출구 단면적을 설계 변수로 한 최적화 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 끝단이 막힌 단순 직관 덕트의 경우 유입부와 멀어질수록 취출 유량이 점차 증가하였으며 균일 유량 배분을 위해 취출구 주위에 요철을 부착하여 압력변화를 도모한 결과 최대 $\pm 2\%$ 이내의 균일한 풍량 분배를 실현할 수 있었다.

2) Tee형 덕트의 경우 분지부에 인접한 3번 취출구에서 가장 적은 풍량이 배분되었고 분지부에서 멀어질수록 취출 풍량이 증가하는 경향을 보였다. 분지부 주위의 유동은 유동 방향이 90도 전환되면서 급격한 압력강하가 발생하며 분지부 주위에 형성된 재순환 유동으로 인해 풍량 분배성에 악영향을 미침을 알 수 있었다.

3) 일정 단면적에 대한 해석에서 가장 적은 풍량이 배분된 3번 취출구가 최적화 해석시에 약 60%정도 증가하였으며 7번 취출구의 경우 약 8%정도의 가장 적은 변화를 보였다.

4) 최적화 이론을 이용하여 균일한 유량을 분배할 수 있는 취출구 면적을 선정함으로써 이론적인 균일 유량 분배 시스템을 실현하였으며 최적설계변수를 적용한 CFD 해석 및 실험결과 최대 9%이내의 오차 범위내에서 균일하게 풍량 분배가 됨을 알 수 있었다.

참고 문헌

- 1) 김학준, 정동수, 김중보, 김기효, 강정길, "자동차 에어컨 컴퓨터 시뮬레이션," 공기조화 냉동공학 논문집, 제8권 제2호, 1996.
- 2) 윤팔주, 이형규, 권길식, "자동차용 공조장치 성능해석 및 실내온도 예측에 관한 연구," 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, 943926, 1994.
- 3) D.-Y. Han, Y.-D. Cho, "Simulation and Analysis of an Automotive Air-Conditioning System," Journal of Air-Conditioning and Refrigerator, Vol.4, pp.78-91, 1996.
- 4) 이승철, 문종선, 이재현, "확장 T-method에 의한 환상식 덕트 시스템 해석," 공기조화 냉동공학회 논문집, 제10권 제4호, pp.389-397, 1996.
- 5) 이승철, 이재현, "복합 덕트 시스템의 유량 분배에 관한 1차원 해석의 적합성," 공기조화 냉동공학회 논문집, 제11권 제5호, pp.579-587, 1999.
- 6) L. Sho, S. B. Riffat, "CFD for Prediction of k-Factors of Duct Fitting," International Journal of Energy Research, Vol.19, pp.83-93, 1995.
- 7) S. B. Riffat, G. Gan, "CFD Prediction of k-Factor of Duct Elbows," International Journal of Energy Research, Vol.21, pp.675-681, 1997.
- 8) H. Arkin, A. Shitzer, "Computer Aided Optimal Life-Cycle Design of Rectangular Air Supply Duct Systems," ASHRAE Transactions, Vol.85, Part.1, pp.197-213, 1979.
- 9) F. M. White, Fluid Mechanics, McGraw-Hill, 2nd Edition, p.313, 1996.
- 10) J. S. Arora, Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill, pp.278-346, 1989.
- 11) S. Thamgam, C. G. Speziale, "Turbulent Flow Past a Backward-Facing Step: A Critical Evaluation of Two-Equation Models," AIAA Journal, Vol.3, No.5, pp.1314-1320, 1992.
- 12) STAR-CD Users' Manual, Ver. 3.1, Computational Dynamics Ltd., 1995.