

중형버스 다출구 덕트의 최적설계에 관한 해석적 고찰

A Numerical Analysis on the Optimum Design of a Duct with Multiple Outlets in a Medium Bus

김민호*, 천인범*, 이대훈**
Minho Kim, Inbum Chyun, Daehoon Lee

ABSTRACT

The air distribution duct with multiple outlets is an essential part of automotive air-conditioning system in a bus. The estimation of airflow rate in an automotive air-conditioning duct is typically very complicate due to large variations in cross-sectional area and abrupt changes in flow direction, as well as unbalanced distribution of the flow. In this paper, the flow characteristic in a duct with multiple outlets is investigated through experiment, CFD simulation and a one-dimensional simulation. Numerical simulations have been performed for two simplified air conditioning ducts with multiple outlets used in a medium bus. The three dimensional Navier-Stokes code was used to evaluate the overall pressure, velocity field, and distribution rate at each diffuser according to the change of various design parameters such as ratio of cross-sectional area and radius of bifurcated region. In addition, a one-dimensional program based on Bernoulli equation was developed to obtain optimum diffuser area required to equalize discharge flow rate at each outlet. As a result of this study, optimized diffuser area of design variable by one-dimensional program was very reasonable as compared to the trend deduced from CFD Simulation. Therefore, the simple and convenient one-dimensional analysis developed in this study can be applied in practical design procedure for air-conditioning duct.

주요기술용어 : Air-conditioning duct(에어컨 덕트), Distribution rate(분배율), Bernoulli equation(베르누이 방정식), Diffuser(취출구), One-dimensional analysis(1차원 해석), Design parameters (설계변수), Bifurcated region(분지영역)

1. 서론

최근 자동차 문화가 대중화 되면서 자동차는 일상 생활 중 많은 시간을 보내는 제 3의 공간으로 인식되고 있으며 사용자의 편의성 추구에 대한 욕구가 높아짐에 따라 안락한 승차감과 더불어

어 쾌적한 운전환경이 날로 중요시 되고 있다. 따라서 냉난방 성능, 환기성능 등을 증대시키기 위한 고효율, 고성능의 공조시스템이 요구되며 차량의 상품성에 미치는 영향은 대단히 크므로 이에 대한 많은 연구가 진행되고 있다.¹⁻¹⁰⁾

상용 버스의 경우도 승용차와 같이 차체 디자인의 유선화 경향 및 시안성 확보 측면에서 점차 차체 표면에 유리창이 차지하는 면적이 넓어지

* 회원, 기아자동차

** 회원, KMW(주)

고 있고 이로 인한 태양열 하중(solar heat load)이 증가됨에 따라 A/C (air conditioning) 덕트 최적설계의 중요성이 대두되고 있다. 승용차는 1979년 포드사에서 제안한 8개의 환기구(전방공조 용 4개, 윈드 실드 용 2개, 측면 유리창 용 2개)를 사용하고 있으며 설계 표준화가 이루어져 있는 반면 상용 버스 차량의 경우는 상대적으로 차량 길이가 길기 때문에 전방 환기구 이외에 승객석의 냉난방을 위하여 A/C 덕트와 히팅 시스템이 추가되어 있다. 이중 난방을 위한 A/C 덕트의 경우는 냉각기를 통해 차가워진 공기를 송풍기를 이용하여 필요로 하는 위치에 적정량의 공기를 공급시키는 구조로 되어 있다.

현재까지 통용되고 있는 덕트 설계법으로는 토출구의 전압이 고르게 전달되도록 설계하는 전압법(total pressure method)과 임의의 풍속을 선정하여 덕트 치수를 선정하는 등속법(equal velocity method), 단위 길이당 마찰손실이 일정하도록 덕트 형상을 결정하는 등압법(equal friction method) 등이 있으며 최근에는 H. F. Behls, R. J. Tsai¹¹⁻¹³⁾에 의해 1차원 Darcy-Weisbach 방정식을 이용한 T-method 시뮬레이션에 대한 연구와 주덕트와 분지덕트를 인위적으로 분리하여 개별적으로 해석하는 복합 격자망 해석 기법¹⁴⁾ 등이 보고된 바 있다. Shao와 Riffat¹⁵⁾ 그리고 Gan¹⁶⁾ 등은 CFD 코드를 이용하여 여러가지 덕트 피팅(fitting)에서의 부차 손실 계수를 예측하였고 Hillel¹⁷⁾ 등은 컴퓨터를 이용하여 사각 덕트의 최적 유량 공급을 위한 덕트 설계에 대한 연구를 수행하였다.

이와 같이 공기 분배 시스템에 대한 기존의 연구들은 주로 건축물에 사용되는 대형 덕트를 연구 대상으로 하여 최소의 압력손실로서 적정 공간에 적정 유량을 취출할 수 있는 덕트 설계 방법에 관한 연구와 분지부나 엘보(elbow)와 같이 국부적인 압력손실이 일어나는 부분에서 마찰 계수를 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. 덕트 내의 유동은 단면적의 변화, 내부표면의 거칠기 유동형태 등에 의해 유동손실을 수반하게 되며 내부의 복잡한 난류 유동과 압력 분포의 불균일로 인하여 각 취출구로 균등하게 배분된 공기가 차 실내로 유입되도록 하는 것은 어려운 문제이다.

따라서 설계 초기 단계에서 소요 정압을 정확히 예측하고 적절한 송풍기의 선정이 이루어져야 하며 아울러 단면 변화 및 급격한 곡률변화에 따른 각 취출구의 분배성 및 난류유동 특성을 철저히 분석하는 것이 선행되어야 할 것이다. 덕트 내 유동특성을 파악하기 위한 연구방법 중 실험에 의한 방법은 실제값을 얻을 수 있어 가장 신뢰할 수 있지만 시제품 제작 및 반복적인 실험에 따른 많은 시간과 과도한 비용을 필요로 한다. 반면 컴퓨터를 이용한 기법은 소요경비와 시간을 절약할 수 있고 가시화 능력이 뛰어나기 때문에 최근 여러 분야에서 활발히 이용되고 있다.

본 연구에서는 중형버스 차량에 장착되는 A/C 덕트를 연구 대상으로 하여 CFD 기법을 통해 유동특성을 고찰하였고 설계 초기 단계에서 간단한 유동정보를 얻을 수 있는 1차원 해석 프로그램을 개발하였다. 1차원 해석 기법은 CFD 해석과 달리 유동박리나 재순환 영역 등의 상세한 유동특성을 파악하는 것은 불가능하나 앞에서 기술한 설계 방법들처럼 개략적인 결과를 얻기에는 매우 유용한 방법이다.

연구모델로는 실제 모델을 모사하는 다수의 출구를 갖는 직관 모델과 분지부를 갖는 T형 모델을 고려하였으며 직관 모델의 경우는 유동저항 변화를, T형 덕트 모델의 경우에는 단면적 비와 분지영역의 곡률변화 등을 변경인자로 하여 각 취출구의 풍량 분배성 및 유동 특성을 고찰하였다. 또한 Bernoulli 방정식을 근간으로 하는 1차원 최적화 해석을 통해 균일한 풍량 분배를 위한 각 취출구의 최적 단면적을 도출하였고 여기서 구한 최적 취출 단면을 CFD 해석에 재차 적용하여 1차원 해석의 타당성을 제시하였다.

2. 수치해석

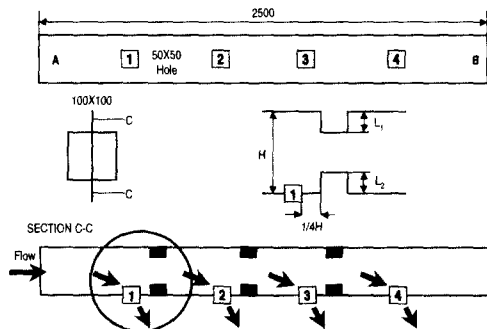
본 단원에서는 1차원 해석기법과 전산 유체 역학 코드인 STAR-CD¹⁸⁾를 이용하여 중형 버스 A/C 덕트의 풍량 분배성 및 3차원 유동특성을 고찰하였다. 특히 전산 유체역학 기법에 의한 덕트 내부 유동 가시화를 통해 1차원 해석결과에 대한 원인분석 및 설계 기초 자료를 제시하였다.

2.1 1차원 해석

2.1.1 모델 선정

버스차량의 실내 냉방을 위해 장착되고 있는 다출구 덕트의 유동 분배성을 고찰하고 1차원 해석의 유효성을 검증하기 위해 Fig. 1과 같은 직관 덕트와 Fig. 2와 같은 분지부를 갖는 T자형 모델을 고려하였다. 버스차량의 경우 레이아웃에 따라 차량 후미와 중앙에서 송풍하는 두가지 방식을 사용하고 있는데 Fig. 1과 같은 직관 덕트 모델은 차량 후미에서 Fig. 2와 같은 T형 덕트 모델은 차량 중앙에서 공기가 유입되는 방식에서 흔히 볼 수 있는 형태이다. 본 연구에서 선정한 직관 덕트 모델은 한 개의 유입구와 네 개의 취출구를 갖으며 유입구 반대편 끝단이 막혀있는 형상이다.

단면크기는 100mm×100mm이며 전체 길이는



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)
 Fig. 1 Straight duct model with multiple diffusers

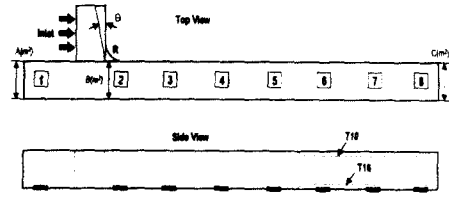


Fig. 2 T-type duct with multiple diffusers

2,500mm이다. 취출구는 동일한 간격으로 위치에 있으며 취출구의 면적은 덕트 단면적의 1/2배인 2,500mm²이다. 또한 T형 덕트 모델은 한 개의 유입구와 8개의 취출구를 가지고 있는데 이중 운전자쪽으로 1개의 출구가 있고 승객쪽으로 7개의 출구가 있다. 앞쪽 끝 단으로부터 약 640mm 떨어진 위치에 분지영역이 있어 유입된 공기가 분지부를 통과한 후 전후방으로 나누어지는 구조로 되어 있다.

2.1.2 1차원 해석의 수식화

덕트의 풍량 분배특성을 고찰하기 위해 1차원 해석 프로그램을 개발하였으며 1차원 해석에 적용된 이론은 다음과 같다.

1) 식 (1)과 같이 송풍기 A로부터 유입되는 유량과 8개의 취출구로 배출되는 취출 유량의 합은 항상 일정하다.

$$Q_A = \sum_{i=1}^8 Q_i \quad (1)$$

2) 덕트내 유체의 속도나 압력 분포를 구하기 위해서는 식 (2)와 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.

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

3) 덕트 전구간에서 식 (3)과 같은 벽면 마찰이 발생된다.

$$\frac{1}{f_i^{1/2}} = -2.0 \log \left(\frac{\epsilon/D_h}{3.7} + \frac{2.51}{Re_i f_i^{1/2}} \right) \quad (3)$$

4) Fig. 3에 도시한 바와 같이 Tee 분지와 취출구에서는 국부압력 손실이 발생한다. Tee 분지에서의 압력 손실은 다음의 식 (4)를 적용하였으며, 취출구에서 발생하는 국부압력 손실은 돌연 축소 형상으로 간주하여 식 (5)를 적용하였다.

$$\zeta_{tee} = 2.5 \left(\frac{A_2}{A_1} \right) \left(\frac{V_2}{V_1} - 1.33 + 0.95 \frac{A_2}{A_1} \right)^2 - 0.1 \frac{A_2}{A_1} \quad (4)$$

$$\zeta_{diffuser} = 0.15 \left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right) \quad (5)$$

2.1.3 계산 절차

앞 절에서 기술한 수식들을 Tee 형 덕트 모델에 적용하면 각 구간에서 연속식 9개, 덕트내 압력 손실에 관한 식 8개, 취출구에서 압력손실에 관한 식 8개, Tee 분지와 취출구의 부차 손실계수에 관한 식 9개, 그리고 벽면 마찰계수를 구하기 위한 9개의 Colebrook's 식¹⁹⁾ 등으로 총 43개의 비선형 연립 방정식으로 표현할 수 있다. 비선형 연립 방정식 계산을 위해 Newton-Rapson 방법²⁰⁾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 벽면 마찰계수와 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 적용하였고 수렴조건은 덕트내 풍속과 취출 풍속을 각 구간 연속식에 대입하여 유입 풍량과 취출 풍량의 차가 10^{-6} 이하이면 조건을 만족한 것으로 하였다. Fig. 4에는 1차원 해석 프로그램의 계산 과정을 도시하였다.

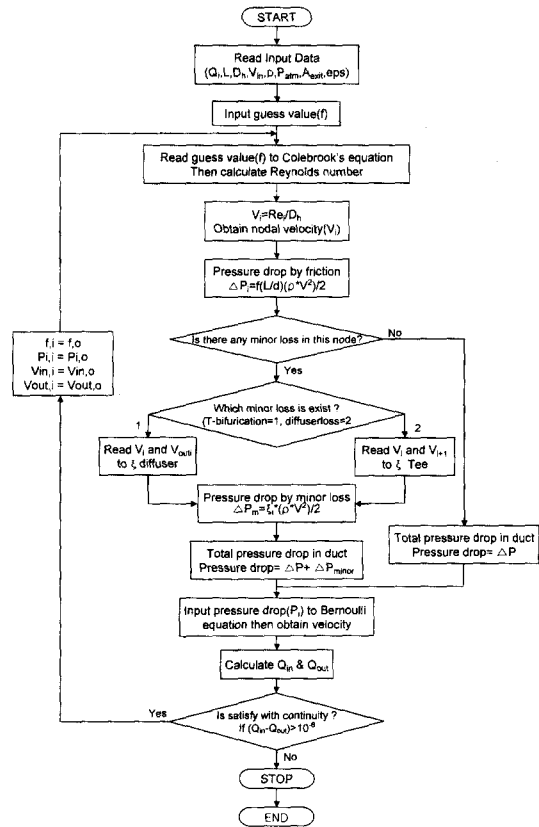


Fig. 4 The flowchart for the one-dimensional analysis

2.2 CFD 해석

2.2.1 지배방정식 및 난류모델

정상, 비압축성, 난류 유동장에 대한 연속 방정식과 운동량 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial X_i} (\rho U_i) = 0 \quad (6)$$

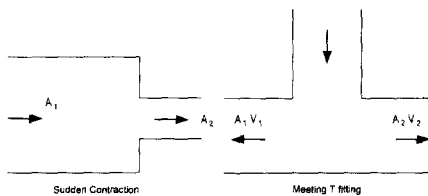


Fig. 3 The types of minor loss in a duct

$$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \mu \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) - \frac{\partial}{\partial X_j} \overline{\rho u_i u_j} \quad (7)$$

여기서 ρ 는 평균 밀도, U_i 는 평균 속도, μ 는 층류 점성 계수 그리고 P 는 평균 압력을 의미한다. Boussinesq의 제안에 의하면 레이놀즈 응력은 다음식으로 근사될 수 있다.

$$-\overline{\rho u_i u_j} = -\frac{2}{3} \rho x \delta_{ij} + \mu_t \left[\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right] \quad (8)$$

여기서 μ_t 는 와점성 계수로 Prantl-Kolmogorov 관계에 의해 식 (4)와 같이 표현되며 난류 길이 척도(l)는 난류 운동 에너지(turbulent kinetic energy, k)와 이의 소산율(dissipation, ϵ)에 의해 아래의 식 (5)와 같은 형태를 취한다.

$$\mu_t = \rho k^{1/2} l \quad (9)$$

$$l = C_\mu k^{3/2} / \epsilon \quad (10)$$

또한 와점성 계수는 다음과 같이 표현된다.

$$\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \epsilon \quad (11)$$

여기서 C_μ 는 실험으로 결정된 상수이다.

$\kappa - \epsilon$ 난류 모형은 난류 운동 에너지와 난류 운동 에너지 소산율의 전달 방정식을 이용하여 와점성 계수를 구하게 되며 와점성 모형을 사용하여 난류 점성 계수를 표현하면 충분히 큰 레이놀드수에서 다음과 같이 표현할 수 있다.

- 난류 운동 에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial X_j} \right] + \rho G - \rho \epsilon \quad (12)$$

- 난류 운동 에너지 소산율

$$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho U_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j} \right] + \rho \frac{\epsilon^2}{k} [C_{1\epsilon} G / \epsilon - C_{2\epsilon}] \quad (13)$$

여기서 난류 운동 에너지 생성율(production rate, G)은 다음의 식 (9)와 같으며 모형 상수¹⁰⁾ 값들은 아래에 나타내었다.

$$G = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial X_j} \quad (14)$$

$$C_\mu = 0.92, C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

2.2.2 해석방법 및 경계조건

정상상태 압력 수정 기법인 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation) 알고리즘과 대류항 계산을 위한 상류 차분법(upwind differencing scheme)을 사용하였다. 수렴 판정조건으로는 입구에서 운동량과 정규화 한 각 셀에서의 운동량 유수의 합과 연속방정식의 유수의 합이 모두 10^{-4} 이하일 때로 하였고 계산에 사용된 격자수는 각각 14,000여개와 26,000여개였다.

덕트 시스템의 입구조건으로는 덕트 단면에 수직하게 균일한 유속이 가해지도록 하였다. 입구에서의 난류강도는 5%로 간주하였으며 혼합 길이 l 은 입구 수력지름의 10%로 하였다. 각각의 취출구에는 모두 압력 경계조건을 사용하였으며 압력값으로는 대기압을 부여하였다. 벽면에는 점착조건(no-slip condition)을 벽면에 인접한 난류량 처리를 위해서는 벽함수(wall function)를 사용하였다.

3. 해석 결과 및 고찰

3.1 직관 덕트의 유동특성

Fig. 5에는 요철이 없는 단순 직관 모델과 테이퍼진 모델(tapered model) 그리고 취출구 뒤쪽에 요철을 설치한 모델 등에 대한 유동특성과 유동 저항 변화에 따른 각 취출구의 풍량 분배성을 고찰하였다. 단순 직관 모델과 테이퍼진 모델은 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 분배율이 증가하여

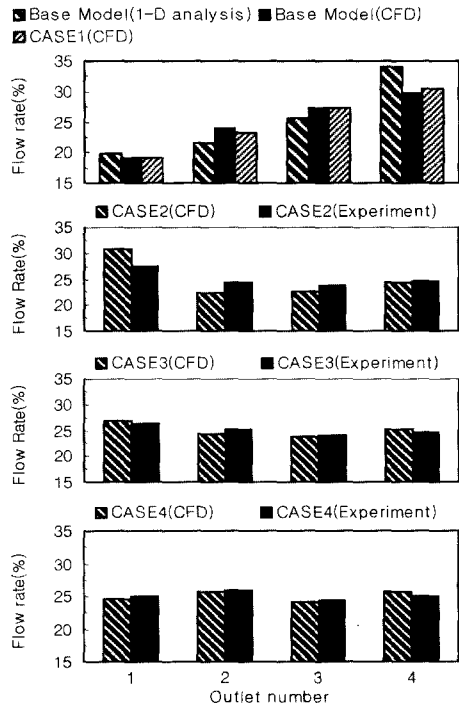


Fig. 5 Air distribution rate of straight duct according to the variation of step dimension

CFD 해석결과와 유사한 경향을 보였다.

Fig. 1에 도시한 바와 같이 CASE 1의 경우는 입구부 단면적과 입구 반대편 단면적의 비가 0.8로써 입구부와 멀어질수록 단면적이 점차 감소하는 테이퍼진 모델이고 CASE 2, 3, 4는 모두 취출구 뒤에 요철을 부착한 모델이다. CASE 2의 경우 요철의 높이 L_1 과 L_2 가 모두 동일하고 CASE 3과 CASE 4의 경우는 취출구 2번과 3번 뒤에 부착한 요철은 CASE 2와 동일하나 취출구 1번 뒤에 부착한 요철에 변화를 준 모델이다. 취출구 뒤에 요철을 부착하여 유동저항을 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. 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 CASE 3에 비해 보다 근접해 있음을 볼 수 있다. 실험과의 비교에서도 전반적으로 동일한 경향을 나타내었고 최대 약 4% 이내의 오차를 보여 1차원 해석과 CFD 해석을 통한 예측이 유효함을 알 수 있었다.

3.2 Tee형 덕트의 풍량 분배성과 유동특성

송풍기로부터 일정 풍량이 유입될 때 Tee형 덕트에 대한 각 취출구의 풍량 분배성과 분지부의 유동특성에 대하여 고찰하였다. Fig. 6에는 1차원 해석과 CFD 해석에 의한 결과들을 도시하였다. CFD 해석결과 Tee 분지를 통과한 후 차량 전방으로 전체 유입풍량의 약 16%인 $2.4\text{m}^3/\text{min}$ 이, 차량 후방으로 약 84%인 $12.6\text{m}^3/\text{min}$ 의 분배율을 나타내어 차량후방의 분배량이 전방으로 분배되는 풍량의 약 5.3배로 나타났다.

1번 취출구와 2번 취출구에서는 각각 최대 최소 풍량이 취출되어 최대 약 9%정도의 불균일한 풍량 분배가 발생하고 있음을 알 수 있었으며 Tee분지에서 멀어질수록 풍량 분배율이 점차 증가하는 경향을 보였다. 1차원 해석결과 차량 전방과 후방으로 각각 14%와 86%의 풍량 분배율을 보여 CFD 해석결과에 비해 약 2%정도 차이를 보였고 CFD 해석결과 최대 풍량이 취출된 1번 취출구에서는 보다 적게 예측되었고 최소 풍량이 취출된 2번 취출구에서는 보다 많은 양이 예측되었으며 CFD해석과 동일하게 Tee분지에서 멀어질수록 풍량 분배율이 점차 증가하는 결과를 나타내었다. 1차원 해석결과 1번과 2번 취출구에서 CFD해석과 비교적 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 1번과 2번 취출구와 같이 Tee 분지 이후의 심한 불균일한 유동을 모사하지 못했기 때문으로 사료된다.

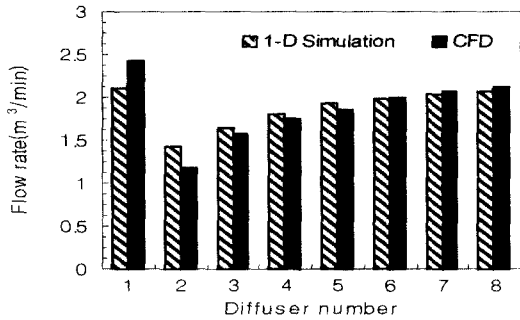


Fig. 6 Comparison of flow rate at each diffuser

1번 취출구의 경우 CFD해석에서 예측된 풍량보다 적은 양이 계산되었는데 이는 상류부인 분지부의 영향뿐만 아니라 1차원 식들이 덕트벽면과 유체의 충돌에 의한 유체의 속도변화를 제대로 반영하지 못하기 때문으로 판단된다. 그렇지만 불균일 유동이 감소하고 있는 3번 이후의 취출구에서는 오차가 점차 감소하고 있고 분지부에서 멀어질수록 풍량이 증가하는 CFD해석결과와 동일한 경향을 나타내어 1차원 해석에 쓰인 식들이 난류 유동이 존재하는 덕트내 유동특성을 반영하고 있는 것을 의미한다.

Fig. 7에는 CFD 해석을 통해 얻은 압력과 속도 분포 결과를 도시하였다. 덕트 분지부 주위의 유동특성은 Tee분지를 지나면서 유동 방향이 90도 전환되면서 재순환 영역(recirculation zone)이 형성되었고 주 유동 방향으로 큰 압력 구배를 보이고 있다. 이러한 형태의 재순환 영역의 형성은 1차원 해석시 분지부와 가장 근접한 취출구의 오차값을 크게 만드는 원인으로 사료된다.

4. 최적화

유입된 공기의 균등한 배분을 위해 Tee형 덕트 모델의 기하학적 형상변경에 따른 해석을 수행하여 각 부분의 형상 변경이 취출구 풍량 분배성에 미치는 영향을 파악하였고 취출 단면적을 설계 변수로한 최적화 해석을 수행하여 균일 풍량 배분을 이룰 수 있는 최적 단면적을 도출하였다. 더불어서 여기서 구한 최적 취출 단면적을 재

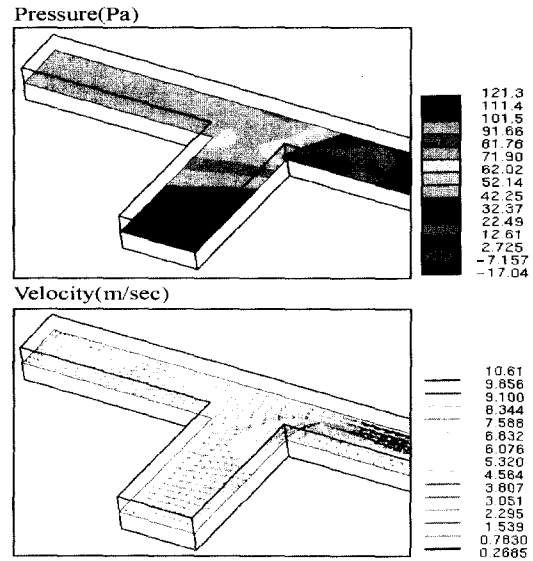


Fig. 7 Pressure and velocity distribution at the horizontal section of the bifurcated region in a T-type duct

차 CFD 해석에 적용하여 최적 단면적의 유효성을 검증하였다.

4.1 형상변경에 따른 풍량분배 최적화

형상변경에 따른 각 설계 인자들의 기여도를 파악하고 취출구의 풍량분배 특성을 고찰하기 위하여 Fig. 2에 도시한 바와 같이 단면적 비와 입구부의 곡률 반경과 각도 등을 임의로 변경한 모델들을 생성하였으며 Table 1에 변경된 내용을 나타내었다.

단면적 변화가 운전자쪽 취출구 풍량에 미치는 영향을 고찰해 보기 위해 단면적 비 A/B의 변화에 따른 운전자쪽 취출구의 풍량 분포를 Fig. 8에 도시하였다. 운전자쪽 취출구의 풍량은 단면적 비에 따라 선형적으로 변화하지 않음을 알 수 있으며 근사적으로 단면적 비가 0.1(10%)일 때 취출구가 8개인 덕트의 균일한 배분을 위한 풍량 비율인 12.5%에 근접함을 알 수 있었다. Fig. 9에는 Fig. 2에 도시한 입구부 각도 θ 와 곡률반경 R에 따른 풍량 변화 결과를 나타내었다. 입구부 각도 θ 에 따른 각 취출구의 풍량 변화는 거의 미비

하고 분지부 곡률반경 R이 커짐에 따라 취출구 2번에서의 풍량은 증가하였고 운전자쪽은 감소하였으며 영향을 미치는 부위는 취출구 1번, 2번 그리고 3번임을 알 수 있었다.

또한 T5모델과 T14모델과 같이 단면적 비가 같고 연결 방식이 다르더라도 Fig. 10에 도시한 바와 같이 큰 차이가 나타나지 않았다. Fig. 2의 T10모델과 T16모델과 같이 취출구 5번 이후의 단면적을 줄인 경우와 T8모델과 같이 승객쪽 덕

Table 1 Model description

Name	A/B	C/B	R(mm)	θ °
BASE	1	1	0	0
T1	1	1	0	5
T2	0.9	1	0	0
T3	0.8	1	0	0
T4	0.7	1	0	0
T5	0.6	1	0	0
T6	0.2	1	0	0
T7	0.1	1	0	0
T8	0.1	0.8	0	0
T9	0.1	0.64	0	0
T10	0.1	0.9	0	0
T11	0.1	0.8	0	0
T12	0.2	1	30	0
T13	0.2	1	30	5
T14	0.6	1	0	0
T15	0.2	1	60	5
T16	0.1	0.9	0	0
T17	0.2	0.9	60	5
T18	0.2	0.9	60	10

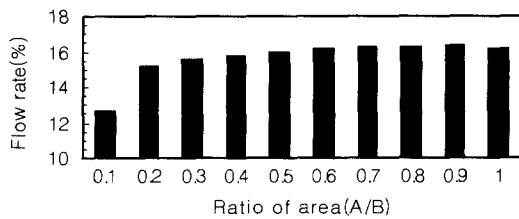


Fig. 8 Distribution rate of driver side according to the ratio variation of section area

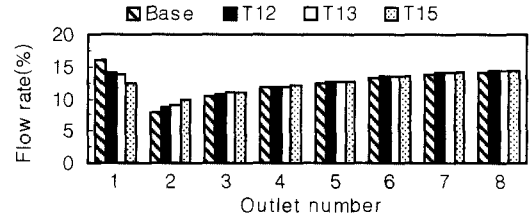


Fig. 9 Flow rate variation according to change of bifurcated region

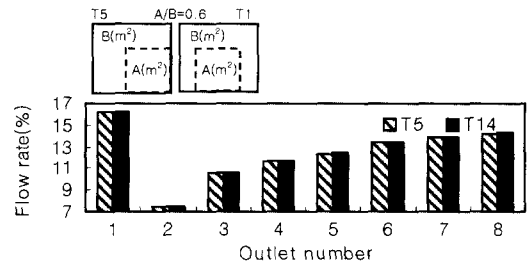


Fig. 10 Flow rate according to change of connection type of driver side

트에 테이퍼를 준 모델의 경우에도 단순직관의 해석결과에서 알 수 있었듯이 풍량 분포의 변화가 거의 없음을 예측할 수 있었다. 따라서 덕트 설계시 각 취출구의 풍량 분포 개선을 위해서는 분지부 이후의 부분적인 변경으로는 한계가 있으며 분지부 형상설계가 가장 민감하게 영향을 미치는 중요한 설계 요소임을 확인할 수 있었다.

4.2 균일 풍량 분배를 위한 취출구 최적화

4.2.1 최적 설계 기법

일정한 취출 단면적을 갖는 다출구 덕트를 연구 대상으로 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 8개의 취출구가 있으므로 8개의 변수를 조절하여 균등분배를 이루는 최적화 문제로 볼 수

있다. 최적화를 위한 목적함수는 다음의 식 (15)와 같이 최대 및 최소 취출 풍량의 차를 제공한 값으로 설정하여 이 값을 최소화하였고 최적화 알고리즘은 BFGS(Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno Method)를 이용하였다.

$$\begin{aligned} \text{Minimize } \text{Object} &= (Q_{max} - Q_{min})^2 & (15) \\ \text{Subject to } & 0 < x_i \leq 100 \quad 0 < v_i \leq 6 \quad i = 1, \dots, 8 \end{aligned}$$

설계변수 x_i 는 취출구 면적을 결정하는 가로방향과 세로방향의 길이중 덕트 주 유동 방향인 가로방향의 변화를 의미하며 최대 100mm 범위를 가지고 조절되었고 v_i 는 취출구에서의 취출 풍속을 나타내며 6m/s를 최대 풍속으로 제한하였다.

4.2.2 최적 취출 단면적 도출

Fig. 11은 1차원 최적화 해석을 통해 계산된 균일 유량 분배를 위한 최적설계변수를 나타내고 있는데 전반적으로 취출구 단면이 증가하였다. 최적 취출 단면적 계산 결과 8번 취출구에서 63mm로 단면의 변화가 가장 적게 나타났고 일정 단면적에 대한 해석 결과에서 가장 적은 유량이 취출된 2번 취출구의 단면이 89mm로 가장 큰 값으로 조절되었다. 이는 일정 단면적 해석에서 알 수 있었듯이 2번 취출구에서 가장 적은 풍량

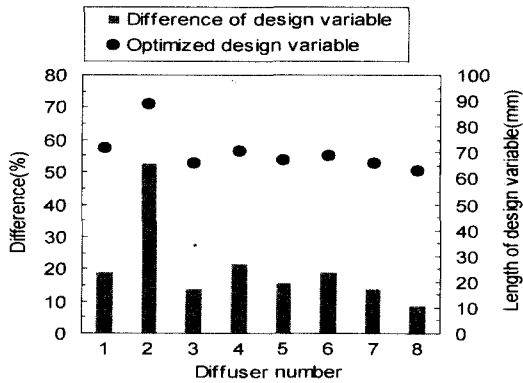


Fig. 11 Results of design variables calculated from the one-dimensional optimization analysis in a T-type duct

이 분배되는 것 뿐만 아니라 최대풍속이 발생하기 때문에 최적화시 상한 제한조건을 만족시키기 위해 가장 크게 증가한 것으로 판단된다. 또한 최적화 해석시 최대유량과 최소유량의 차를 제공한 값으로 설정한 목적함수는 최적화전에는 0.476에서 최적화 후 0.002로 감소함을 볼 수 있었다.

Fig. 12와 Table 2는 1차원 해석에서 얻은 최적 취출구 면적을 재차 CFD 해석에 적용하여 계산된 취출 유량과 1차원 최적화 해석시 균일한 취출유량을 기준으로 한 오차를 나타내었다. 1차원 최적화 결과와 CFD 결과를 비교해 볼 때 취출구 1번에서 약 7%정도의 오차를 보였고 전반적

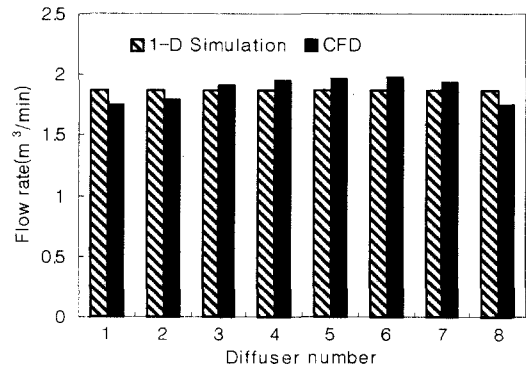


Fig. 12 Comparison of flow rate in a T-type duct model with optimized diffuser area

Table 2 Flow rate from CFD simulation with optimum diffuser area and the error against the result of one-dimensional optimization

Diffuser no.	Flow rate(m ³ /min)		Error(%)
	1-Dim.	CFD	
1	1.875	1.753	6.5
2	1.875	1.794	4.3
3	1.875	1.897	-1.2
4	1.875	1.949	-3.9
5	1.875	1.959	-4.5
6	1.875	1.969	-5.0
7	1.875	1.936	-3.4
8	1.875	1.761	5.8

으로 약 6%이내의 오차를 보여 최적설계변수의 적용이 유용함을 알 수 있었다.

5. 결론

다수의 취출구를 갖는 중형버스 에어컨 덕트의 풍량분배 특성을 고찰하고자 단순화한 사각 직관 덕트와 분지부를 갖는 Tee형 덕트를 고려하였다. 단순화한 직관 덕트의 풍량 분배성 해석과 실험을 통해 개발된 프로그램의 유효성을 검증하였다. 또한 Tee분지부를 갖는 다출구 덕트의 분지부 형상변경과 덕트 단면적 비 변화 등이 풍량 분배성에 미치는 영향을 고찰하였고 균등한 풍량 분배를 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 증가하였으나, 취출구 주위에 유동저항을 주어 압력변화를 도모한 결과 최대 $\pm 2\%$ 이내의 균일한 풍량 분배를 실현할 수 있었고 해석과 실험이 최대 4%이내의 오차를 보여 해석을 통한 예측이 유효함을 알 수 있다.

2) Tee형 덕트의 경우 분지부에 인접한 2번 취출구에서 가장 적은 풍량이 배분됨을 알 수 있었으며 분지부에서 멀어질수록 취출 풍량이 증가하는 경향을 보였으며 분지부의 형상이 각 취출구의 풍량분배에 가장 민감하게 영향을 미치는 설계 인자임을 알 수 있었다.

3) 일정한 취출구를 갖는 덕트해석에서 가장 적은 풍량이 배분된 2번 취출구가 최적화 해석시 약 53%정도 증가하였고 8번 취출구의 경우 약 9%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 CFD해석결과 약 7% 정도의 오차 범위내에서 균일하게 풍량 분배가 됨을 알 수 있었다.

5) 본 연구에서 적용한 1차원 해석 틀은 CFD 해석 결과에 비해 약 0.6시간정도 계산 시간을 단축할 수 있으므로 많은 모델을 구성해야 하는 설계 초기단계 및 덕트 표준화 과정에서 신속히 대응할 수 있는 설계 틀로써 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

참고 문헌

- 1) J. Giardino, C. Archibald, "Multi-Zone HVAC System," IMechE, C496/086, 1995.
- 2) D. Han, T. Cho, "Simulation and Analysis of an Automotive Air Conditioning System," Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol.4, 1996.
- 3) N. Cho, M. Kim, "Numerical Investigation of Fluid Flow in an Automotive HVAC Module," SAE 971778, 1997.
- 4) D. C. Huang, E. Oker, S. L. Yang, O. Arici, "A Dynamic Computer-Aided Engineering Model for Automobile Climate Control System Simulation and Application Part 1: A/C Component Simulation and Integration," SAE 1999-01-1195, 1999.
- 5) D. Fischer, "Airflow Simulation through Automotive Blowers using Computational Fluid Dynamics," SAE 950438, 1995.
- 6) T. Karbach, "Determination of Air Side Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics in Heat Exchangers using CFD," SAE 971847, 1997.
- 7) C.-H. Lin, T. Han, V. Sumantran, "Experimental and Computational Studies of Flow in a Simplified HVAC Duct," Int., J. of Vehicle Design, Vol.15, 1994.
- 8) S. C. Lee, J. H. Lee, "Characteristics of Flow Distribution in a Complex Duct System," Proceedings of KSME, pp.90-95, 1998.
- 9) 김학준, 정동수, 김중보, 김기효, 강정길, "자동차 에어컨 컴퓨터 시뮬레이션," 공기조화 냉동공학 논문집, 제8권 제 2호, 1996.
- 10) 윤팔주, 이형규, 권길식, "자동차용 공조장치 성능해석 및 실내온도 예측에 관한 연구," 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp.360-365, 1994.

- 11) R. J. Tsal, M. S. Adler, "Evaluation of Numerical Methods for Duct Work and Pipelines Optimization," ASHRAE, Trans., 93 Part 1, pp.17-34, 1987.
- 12) R. J. Tsal, H. F. Behls, M. S. Adler, "T-method Duct Design, Part 1, Optimization Theory, Part 2 : Calculation Procedure and Economic Analysis," ASHRAE Transactions, Vol.96, Part 2, pp.3-31, 1988.
- 13) R. J. Tsal, H. F. Behls, "Evaluation of Duct Design Method," ASHRAE Transactions Vol.92 Part 1A, pp.347-361, 1986.
- 14) 전용덕, 이재현, "다출구 덕트 유동을 위한 복합 격자망 해석 방법의 제안," 대한 기계학회 논문집, 제20권 제4호, 1996.
- 15) L. Shao, S. B. Fiffat, "CFD for Prediction of k-Factors of Duct Fitting," International Journal of Energy Research, Vol.19, pp.83-93, 1995.
- 16) S. B. Riffat, G. Gan, "CFD Prediction of k-Factor of Duct Elbows," International Journal of Energy Research, Vol.21, pp.675-681, 1997.
- 17) H. Arkin, A. Shitzer, "Computer Aided Optimal Life-Cycle Design of Rectangular Air Supply Duct Systems," ASHRAE Transactions, Vol.85, Part1, pp.197-213, 1979.
- 18) STAR-CD Users' Manual, Ver.3.1, Computational Dynamics Ltd., 1995.
- 19) F. M. White, Fluid Mechanics, McGraw-Hill, 2nd Edition, pp.313, 1996.
- 20) J.-S. Arora, Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill, pp.278-346, 1989.