

지하철 환기시스템의 최적화에 관한 연구

Study on optimization technique for the design of ventilation system of subway

김 광 용*, 조 재 형**, 리 슈 밍***, 양 태 윤****
K. Y. Kim, J. H. Cho, S. M. Li, T. Y. Yang

Key words : Subway(지하철), Ventilation system(환기시스템), Optimal design(최적설계), Model experiment(모형실험), Flow analysis(유동해석)

Abstract

The present research aimed at development of a computer code for the optimal design of ventilation system based on one-dimensional analysis of the air flow. Model experiment and three-dimensional flow analysis have been implemented to determine loss coefficients that were needed for the optimization technique. A research on optimum shape of ventilation shaft has been also carried out through the three-dimensional analysis of the flow.

1. 서 론

대도시의 주요교통수단인 지하철은 대량승객운송능력과 안정성이 인정되어 최근 급격한 증가 추세에 있다. 지하철의 주요구성요소인 환기시스템의 효과적인 설계 및 가동은 최근 사회적으로 부각되고 있는 문제로써 시민들의 생활수준이 향상되면서 그 중요성이 높아지고 있다.

지하철 수송인원의 증가에 따른 열차운행 횟수의 증가와 열차편성량의 증가는 지하터널내의 열축적현상을 심화시키게 된다. 한 예로 서울의 1호선 종로3가역 대합실에서 측정된 온도의 평균치를 비

교해 보면 89년의 연평균 온도가 23.1℃였는데 반하여, 90년의 연평균 온도는 27.9℃로서 매년 온도가 상승함을 알 수 있다.⁽¹⁾ 아울러, 지하철 터널 구간에는 레일과 차륜의 마찰과 공급전선과 판토틀라프(Pantograph)의 마찰에 의해 발생하는 먼지들이 상존하게 된다.

이러한 지하공간에서의 환기시스템은 일반 건축물내의 환기와는 달리 다양한 운행조건에 따른 정밀한 유동해석 및 모형실험을 바탕으로 하지 않으면 최적설계가 불가능하다. 그러나, 선진 외국과는 달리 국내 지하철 건설시에는 이러한 환기시스템의 최적설계가 제대로 이루어지지 않아 날로 증가하는 지하철 이용시민들의 건강이 우려되고 있다.

그간의 연구들을 살펴보면 Sajben⁽²⁾은 원형단면의 채널에서 열차의 이동에 따른 기류의 특성을 파악하기 위하여 1차원, 비압축성유동에 대한 이론적

* 정회원, 인하대학교 기계공학과

** 인하대학교 대학원

*** 중국 화중대

**** 범창종합기술

인 연구를 수행하였고, Sugihara등⁽³⁾은 승강장으로 유입되는 열차풍을 감소시키기 위해 터널과 승강장사이의 공간에 송풍기를 설치하는 방법을 제안하였고, 이에 대한 실지실험을 수행하였다. Sockel과 Kronke⁽⁴⁾는 열차풍감소를 위한 연구에서 1/80의 모형 열차를 구동시켜 압력과 속도등을 측정하였다. 미국 교통부 보고서⁽⁵⁾에서는 지하터널내 환기구 주변에서의 유동특성을 파악하기 위해 송풍기로 열차풍을 구현하여 여러 가지 환기구 모형에 대해 실험을 수행하였다. 이춘식등⁽⁶⁾은 지하터널내 환기구의 최적위치를 검토하기 위하여 지하공간내의 기류에 대한 2차원과 3차원 비정상 유동해석을 한 예가 있다.

지하철 환기시스템에 관한 가장 체계적이고 종합적인 연구는 미국 Urban Mass Transportation Administration의 주관하에 1970년대초 지하철환기시스템의 계획, 설계 및 건설을 지원하기 위한 프로젝트로 수행되었다. 이 프로젝트를 통해 개발된 SES(subway environment simulation)⁽⁷⁾는 지하철환기시스템 설계를 위한 방대한 소프트웨어로서 그간 미국은 물론 선진 외국의 새로운 지하철 건설 및 기존 지하철의 확장을 위해 널리 사용되어 왔다. 그러나, 국내에서는 아직 이러한 설계소프트웨어가 지하철환기시스템의 설계에 활용되지 못하고 있는 실정이다.

본 연구⁽⁸⁾에서는 SES코드를 바탕으로 지하철 환기시스템의 최적설계를 위한 소프트웨어(SSAD)를 개발하였으며, 이를 위해 급기와 배기 환기구유동에 대한 모형실험을 수행하였다. 아울러, 환기실의 기하학적 최적형상에 관한 연구를 삼차원 유동해석을 바탕으로 수행하였다.

2. 최적설계프로그램

지하철 시스템의 최적설계프로그램은 열차운행 프로그램과 공기역학 프로그램으로 구성되며, 이 두 프로그램은 서로 연결되어 지하철 시스템내의 비정상 유동현상을 해석한다.

Fig.1에서 열차운행 프로그램은 연속적으로 시스템내의 모든 열차의 속도, 가속도, 위치 등을 결정한다. 공기역학 프로그램은 여기서 계산된 값들

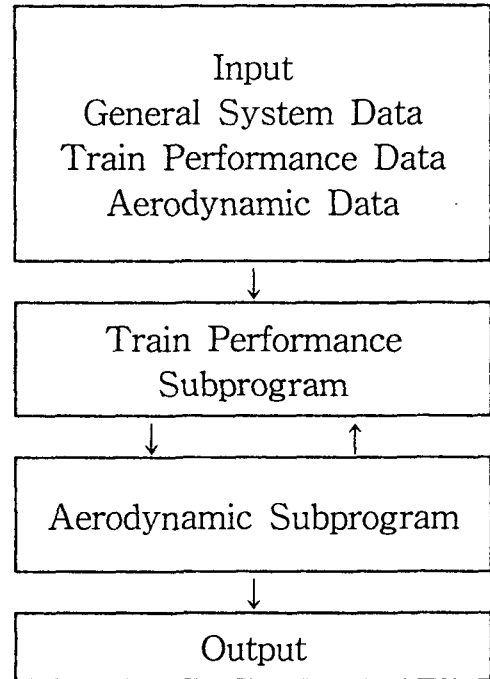


Fig.1 Organization for SSAD Program

을 이용하여 모든 역과 터널, 환기구에서의 공기속도를 계산한다. 공기역학 프로그램에서 계산된 공기속도는 열차운행 프로그램으로 되돌려져 열차주위의 공기유동을 계산하는데 이용된다.

지하터널내의 공기유동은 열차운행에 따른 피스톤 효과와 팬에 의한 강제적인 환기에 의해 발생된다. 지하철의 운행에 의해 발생하는 지하터널내의 유동은 지하터널의 높은 단면계색율로 인하여 지하터널 대부분의 영역에서 1차원성이 매우 강하다고 가정할 수 있다. 그러므로, 본 연구에서는 지하터널망의 공기유동을 묘사하기 위해 비정상, 난류, 비압축성, 1차원유동으로 가정한 수학적 모델을 사용하였다. 그러나, 열차와 환기구 주위에서의 유동은 3차원성이 강하므로 이를 보완하기 위해서 모형실험으로부터 얻은 실험적인 계수들을 최적설계 프로그램에 적용하였다.

특히, 기존 SES코드는 직선형의 단순화된 환기구 모형을 사용하는데 반해, 본 연구에서는 국내 지하철 환기구의 실제 형상에 대해 손실계수를 직접 실험을 통해 측정하여 그 실험식을 코드에 삽입함

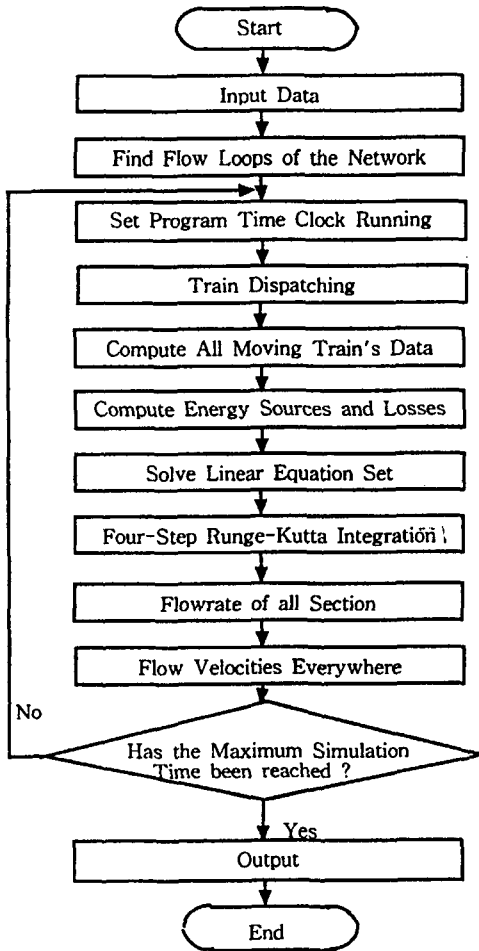
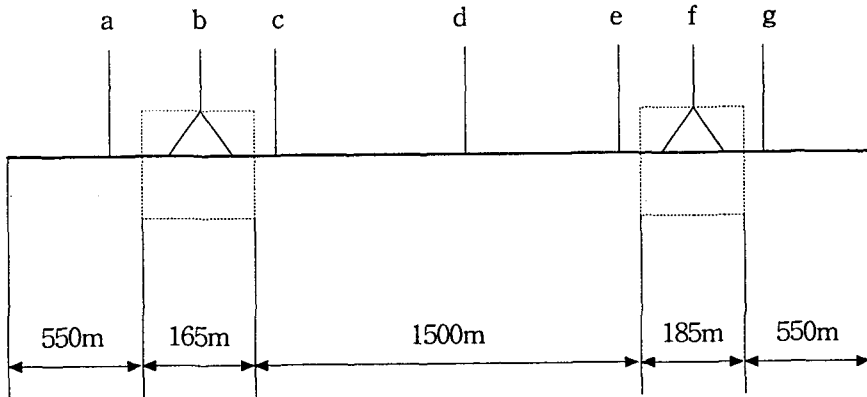


Fig.2 Flowchart of the SSAD Program

으로써 해석의 정확성을 높였다. 해석에 관한 보다 상세한 내용에 대해서는 참고문헌⁸⁾을 참고하기 바란다.

Fig.2는 본 프로그램의 순서도를 나타낸다.

개발된 코드의 시험을 위해 자연환기 상태에서 지하터널내 환기실 위치에 따른 영향을 계산해 보았다. 대상이 된 지하철 시스템은 Fig.3에 나타난 바와 같다. Fig.3에서 점선으로 나타낸 부분은 지하철 역을 의미하며, 계산 시스템내에 위치한 2개의 역 사이의 구간을 포함한 모든 터널구간은 복선구간으로 설정하였다. Fig.3에서 역을 제외한 지역에 수직으로 나타낸 선은 환기구를 나타내며, 역에 수직으로 나타낸 선은 지하역과 지상을 연결하는 계단부를 나타낸다. 환기실 위치에 따른 효과를 비교하기 위해서 역 주위에 위치한 환기실(a, c, e, g)과 역과의 거리를 20m, 50m, 100m로 변경하였다. 열차는 복선구간의 양쪽에서 서로 마주 보고 운행되며 열차의 운행간격은 각방향 공히 90초이다. 좌측에서 우측으로 운행되는 열차는 좌측 터널시작지점의 500m전에서 출발한다. 우측에서 좌측으로 운행되는 열차도 역시 우측 터널시작지점의 500m전에서 출발하며 반대방향의 열차가 출발한 20초후에 출발하게 하였다. 각 환기실은 팬의 가동이 없는 자연환기상태로 설정하였다. 그리고 비정상계산 시간 간격은 0.1초이고, 전체 계산시간은 70초이다.



a, c, d, e, g : ventilation shaft, b, f : stairways

Fig.3 Subway System Tested

3. 모형실험

3.1 상사성

실제의 지하철 터널 내면에는 레이등 구조물이 설치되어 있어, 벽면마찰계수의 값은 대략적으로 0.028정도가 된다.⁽⁹⁾ Moody chart를 살펴보면, 마찰계수의 값은 Re수가 증가함에 따라 일정한 값에 점근적으로 접근하는 경향이 있다. 실제 가동되는 열차의 운행속도를 기준으로 계산한 지하철 터널 내의 Re수가 대략적으로 10^6 정도인 것을 고려하면 모형실험에서는 Re수가 1.0×10^5 이상이면 역학적상사가 성립한다.⁽⁹⁾

지하철터널의 단면은 시공의 방법에 따라 개착식의 경우에는 사각형이고, 굴착식의 경우에는 반원형이다. 그러나, 사각형과 반원 및 원형의 단면들에 대해 시행된 기존의 환기 구모형실험⁽⁵⁾에서 세 가지 단면이 역학적 상사성을 보였기 때문에 본 실험모형의 터널단면형상은 원형으로 선택하였다.

3.2 배기모델

배기의 경우 환기구 주위의 유동에 대한 모델은 Fig.4와 같다.

지하철터널 내에서의 유동은 높은 단면폐색율로 1차원성이 매우 강하므로 환기구상류(①지점)와 하류(②지점)에서의 유동을 1차원 균일유동으로 가정 하였으며, ①지점과 ②지점사이의 유동은 비균일 유동이다. 이 모델에서는 환기구상류의 유동중 일부만이 하류로 전달되고, 상하류의 터널 단면적과

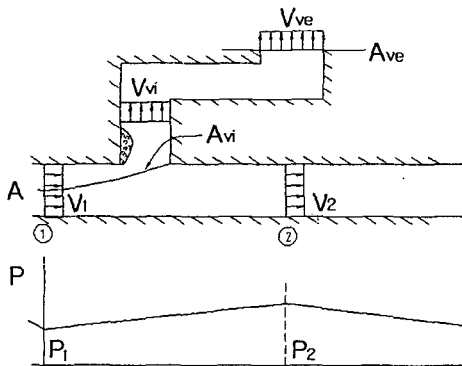


Fig.4 Model for Outflow Vent Shaft

양쪽의 전수두는 일정하다. 그러므로, 유동의 확산 효과에 의해 ①지점에서의 평균유속 V_1 이 ②지점에서의 평균유속 V_2 보다 크며 따라서 정압 P_2 는 P_1 보다 높다.

유량비와 합류점 압력계수 $C_{\Delta px}$ 는 다음과 같이 정의한다.

$$C_m = \frac{Q_{vi}}{Q_1} = \frac{A_{vi} V_{vi}}{A V_1} \quad (1)$$

$$C_{\Delta px} = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (2)$$

여기서 각 단면적과 속도의 위치는 Fig.4에 표시된 바와 같다.

유량비 C_m 과 합류점 압력계수 $C_{\Delta px}$ 사이의 관계는 베르누이 방정식과 연속방정식으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} C_{\Delta px} &= \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} = \frac{V_1^2 - V_2^2}{V_1^2} \\ &= C_m(2 - C_m) \end{aligned} \quad (3)$$

위와 같은 이론적인 해석을 통하여 배기의 경우 환기구가 위치한 터널내에서 발생하는 정압상승과 관련된 합류점압계수($C_{\Delta px}$)는 유량비(C_m)의 2차함수로 표현됨을 알 수 있다.

3.3 급기모델

급기의 경우 환기구주위의 유동에 대한 모델은 Fig.5와 같다.

급기의 경우에 유량비(C_m)와 합류점 압력계수 ($C_{\Delta px}$)를 다음과 같이 정의한다.

$$C_m = \frac{Q_{vi}}{Q_2} = \frac{A_{vi} V_{vi}}{A V_2} \quad (4)$$

$$C_{\Delta px} = \frac{p_1 - p_2}{\frac{1}{2} \rho V_2^2} \quad (5)$$

여기서 각 단면적과 속도의 위치는 Fig.5에 표시된 바와 같다. 이 경우 합류점 압력계수 $C_{\Delta px}$ 는 터널

단면(Fig.5) ①과 ②사이의 운동량방정식으로부터 다음과 같이 얻어진다.

$$C_{\Delta px} = 2C_m(2 - C_m) \quad (6)$$

급기의 경우에도 합류점의 압력계수 $C_{\Delta px}$ 는 유량비 C_m 의 2차 함수로 나타내어짐을 알 수 있다.

3.4 실험장치 및 방법

본 연구에서는 지하철 터널에서 급·배기환기구에 대한 모형실험을 수행하기 위해서 송풍기로 열차풍을 구현하였다. 송풍기에서 다양한 유량을 얻기 위해서 인버터를 사용하여 송풍기의 회전수를 변화시켰다. 터널부와 환기구의 모형은 가공이 용이한 아크릴로 제작하였으며, 터널부의 내경은 240mm로

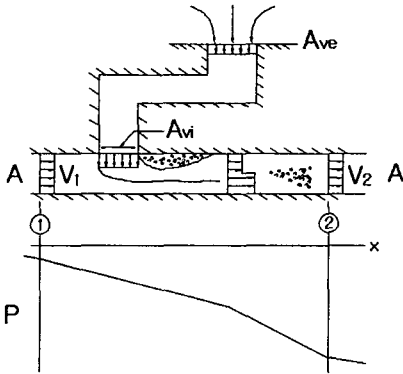


Fig.5 Model for Inflow Vent Shaft

하였다. 환기구 상류측단면과 하류측단면에서의 유량을 측정하기 위해서 전압평균기를 제작하여 사용하였고, 전압평균기는 피토판을 이용하여 보정하였다. 전압평균기는 한 개의 관에 설치된 5개 정압홀에서 측정되는 전압을 평균하는 장치로서 측정단면에서의 속도분포에 관계없이 비교적 정확한 값을 얻을 수 있다. 전압평균기에 관한 구체적인 내용은 참고문헌⁽⁸⁾에 수록되어 있다. 환기구 주변 터널단면에서의 정압변동값을 측정하기 위해서 터널직경의 1/4이하 간격으로 직경 1mm의 정압홀들을 위치시켰고, 각 단면마다 4개의 정압홀에서 나오는 평균값을 읽었다. 압력의 측정은 마이크로마노메터(Furness사의 Fco510모델)를 이용하여 측정하였다. 실험조건은 배기의 경우 환기구 상류측에서, 급기의 경우에는 환기구 하류측에서의 Reynolds수가 1×10^5 이상이 되게 하였다.

환기구모형은 실제로 사용되고 있는 기본 환기구모양에 기초하여 Fig.6과 같이 설계하였다. Fig.6이하 그림들내 길이의 단위는 모두 mm이다.

3.4.1 급기실험장치

급기실험장치의 개략도는 Fig.7에 나타내었다. 급기의 경우에는 환기구가 설치된 덕트를 송풍기의 흡입구와 연결하여 환기구에서 공기가 흡입되도록 하였다. 터널의 입구(환기구 상류쪽)에는 하니콤(honeycomb)을 설치하여 유동이 균일하게 들어오도록 하였으며 시험단면에서 발달된 유동을 얻기 위해 시험단면 상류쪽 직관부의 길이를 터널직경의

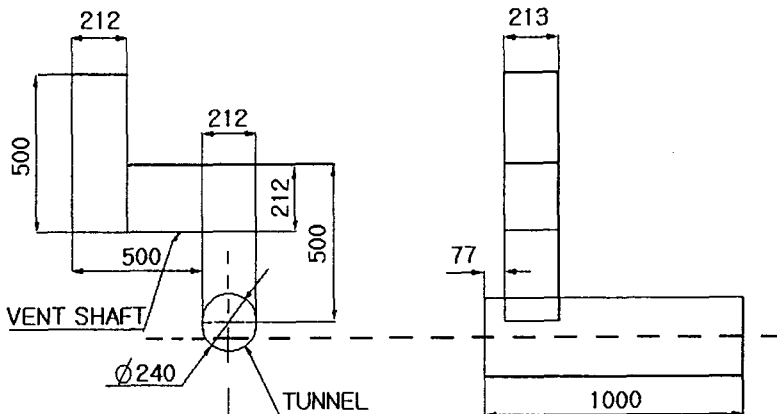


Fig.6 Schematic View of Vent Shaft
[unit : mm]

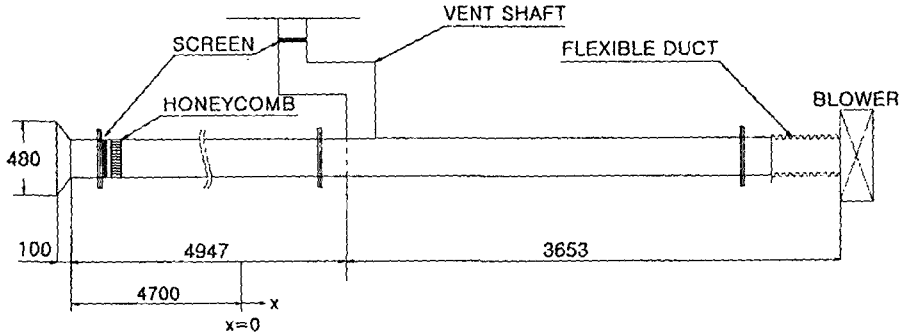


Fig.7 Schematic View of Inflow Test Apparatus[unit : mm]

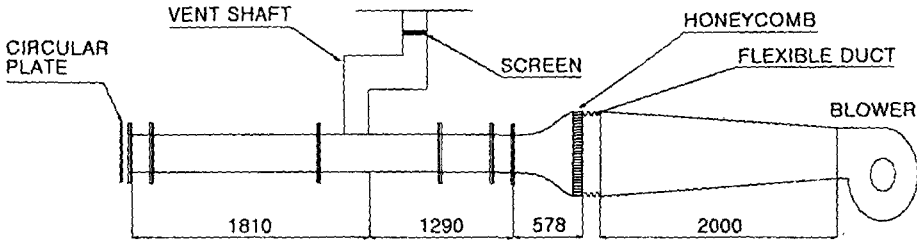


Fig.8 Schematic View of Outflow Test Apparatus[unit : mm]

약 19배로 하였다.

유량은 시험단면 상류(Q_1)와 시험단면 하류(Q_2)에서 측정하며 환기구를 통한 유량(Q_{vi})은 두 유량의 차($Q_2 - Q_1$)로부터 구할 수 있다. 다양한 유량비 ($0 \leq C_m \leq 1$)에 따른 압력손실계수를 얻기 위해 유량비의 조절이 필요하며, 낮은 유량비를 얻기 위하여 환기구내에 스크린을 설치하였다. 이것은 환기구내의 손실로 간주한다. 유량비는 터널의 입구와 하니콤 사이에 스크린을 설치하여 스크린의 개수를 증감하여 조절한다.

환기구를 지나면서 교란된 유동이 다시 안정될 수 있도록 환기구 후방에서 유량측정지점까지 터널직경의 11배에 해당하는 직관부를 두었다. 환기구 우측의 유량측정지점에서 송풍기의 입구까지의 거리는 직경의 4.6배에 해당된다. 송풍기의 진동이 터널부로 전달되지 않게 하기 위하여 유연한 덕트로 송풍기와 터널부를 연결하였다.

3.4.2 배기실험장치

배기실험장치의 개략도를 Fig.8에 나타내었다.

배기의 경우에는 덕트를 송풍기의 토출부와 연

결하여 환기실을 통해 외부로 공기가 배출되도록 하였다. 송풍기에서 토출된 공기는 확대부와 진동방지를 위한 유연한 덕트를 지난후 균일한 유동을 발생시키는 하니콤과 면적비 5의 수축부를 지나게 된다. 상류측 유량(Q_1)은 수축부 하류에서 측정이 되며 하류측 유량(Q_2)은 환기구를 지나며 교란된 공기가 다시 안정될 수 있도록 환기구로부터 좌측으로 터널직경의 8.7배정도되는 지점에서 측정한다.

Q_1 과 Q_2 가 결정되면 환기구에서의 유량(Q_{vi})은 두 유량의 차이로부터 구할 수 있다. 유량비를 조절하기 위해 터널의 출구에 출구와의 거리를 조절할 수 있는 원판을 설치하여 유량비(C_m)를 조절하였다.

4. 유동해석

환기구 모형에 대한 3차원 유동해석을 위해 영국의 AEA사에서 개발한 범용 전산유체역학 코드인 FLOW-3D를 사용하여 레이놀즈평균 Navier-Stokes방정식을 계산하였다. 해석코드에서는 복잡

한 경계조건을 처리하기 위해 지배방정식들을 비직교곡선좌표계로 변환하여 이산화하며, 이산화방법으로는 유한체적법(finite volume method)이 사용된다.

환기구 하류측에 환기구로의 유량을 제어하기 위하여 질량유량값을 입력하고 동시에 완전발달된 유동조건을 부과하였다. 환기구측에 대해서는 환기구가 대기중에 노출되어 있다는 조건을 부과하였다. 모형실험에서와 같이 급기시에는 환기구 하류측, 배기시에는 환기구 상류측에서의 Re수가 1×10^5 이상이 되게 하고, 다양한 유량비값에 대하여 계산을 수행하였다.

Figs.9와 10은 3차원계산을 수행한 두 가지 환기구 주변의 표면격자계를 나타낸다.

Case 1은 모형실험에서의 환기구와 같은 형상의 경우이며, Case 2는 터널과의 연결부에 45°의 경사를 준 경우이다. 격자의 수는 Case 1의 경우 급기 30,200개, 배기 20,200개이고, Case 2의 경우 급기 30,400개, 배기 20,400개이다.

5. 결과 및 검토

모형실험과 3차원유동해석의 결과를 비교하기 위

해 급기 유량비 0.30에 대해 터널에서의 압력변화를 Fig.11에 나타내었다. 이 그림에서 계산결과와 실험치와 유사한 경향을 나타냄을 알 수 있다. 급기의 경우 모형실험에서 구한 각 유량비(C_m)에 대한 합류점 압력계수($C_{\Delta px}$)를 Fig.12에 나타내었다.

Fig.12에서 합류점 압력계수곡선은 실험 결과를 기초로 Least Square Method를 이용하여 2차함수로 나타낸 것이며 함수의 형태는 다음과 같다.

$$C_{\Delta px} = -2.1933C_m^2 + 4.3212C_m - 0.0816 \quad (7)$$

Fig.12에서 유량비와 합류점 압력계수의 관계는 운동량방정식에서 도출한 이론식과 유사한 경향을 보이고 있음을 알 수 있다.

배기의 경우 터널에서의 압력변화에 대한 계산치를 유량비가 0.13인 Case 1에 대하여 Fig.13에 나타내었다. 하류에서 다소의 정량적 차이가 있지만 두 결과가 유사함을 알 수 있다.

배기의 경우 모형실험에서 구한 각 유량비(C_m)에 대한 합류점 압력계수($C_{\Delta px}$)는 Fig.14에 나타내었다.

Fig.14에서의 합류점 압력계수곡선은 급기의 경우와 마찬가지로 실험 결과를 기초로 Least Square

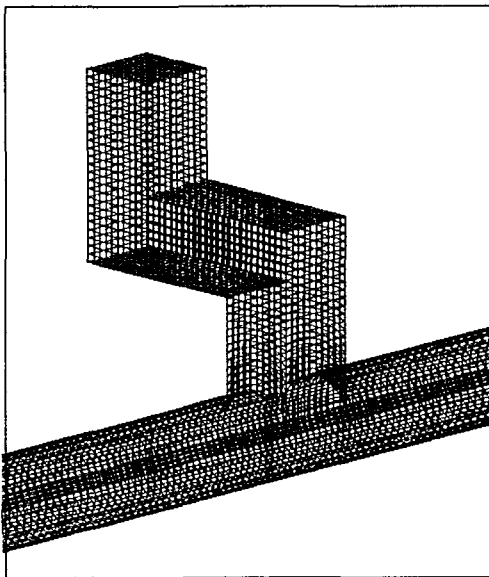


Fig.9 Grid System(Case 1)

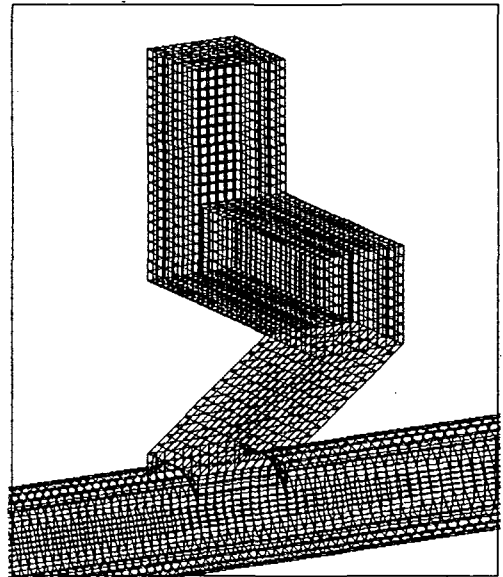


Fig.10 Grid System(Case 2)

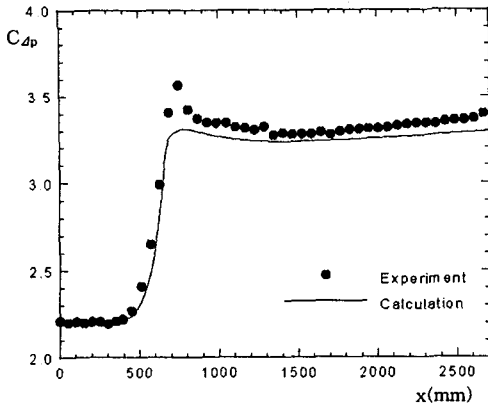


Fig.11 Static Pressure Variation(Inflow, $C_m=0.30$)

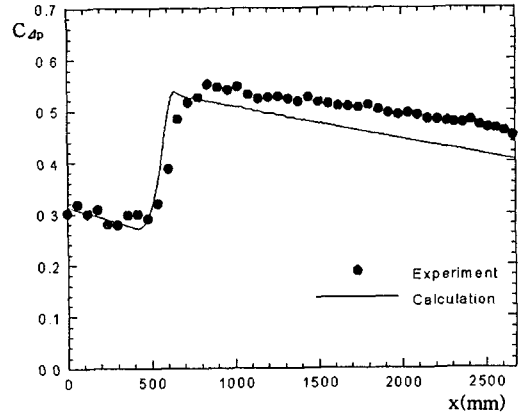


Fig.13 Static Pressure Variation(Outflow, $C_m=0.13$)

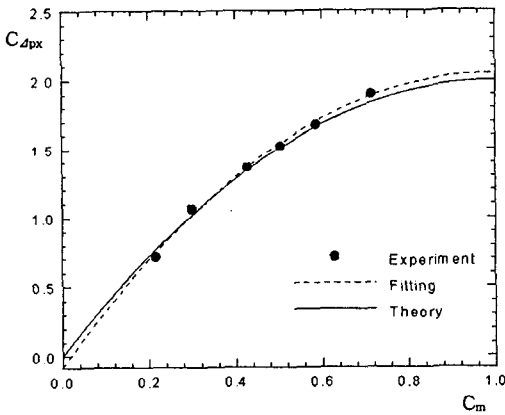


Fig.12 Pressure Loss Coefficients(Inflow)

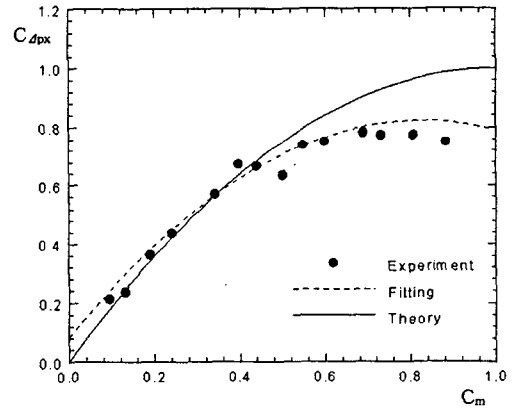


Fig.14 Pressure Loss Coefficients(Outflow)

Method를 이용하여 2차함수로 나타낸 것이며 함수의 형태는 다음과 같다.

$$C_{dpx} = -1.4468C_m^2 + 2.0967C_m - 0.0185 \quad (8)$$

배기의 경우 유량비와 합류점 압력손실계수의 관계는 유량비가 작은 경우에는 베르누이식을 바탕으로 한 이론식과 유사한 경향을 보이거나 유량비가 커지면서 차이가 크게 나타난다. 이는 유동의 혼합에 의한 손실을 고려하지 않았기 때문에 생기는 차이인 것으로 생각되어진다.

Fig.15는 배기의 경우에 대해 3차원 유동해석을 통해 계산한 배출 유량비와 환기구 손실과의 관계

를 나타내었다. 여기서 두 환기구의 손실을 비교해 보면 큰 차이를 보이지는 않았으나, Case 2의 환기구의 경우가 Case 1에 비해 환기구로의 배출유량비가 같을 때 환기구 내부에서의 손실이 작음을 알 수 있다.

자연환기상태에서 지하터널내 환기실 위치의 변화에 따른 영향을 검토하기 위해 Fig.16과 17에 개발된 설계코드(SSAD)로 계산한 계단부 b(Fig.3)에서의 속도변화를 나타내었다. Fig.16에서 역과 환기구 사이의 거리가 20m, 50m, 100m인 경우 전체적으로는 비슷한 경향의 속도변화를 보이고 있음을 알 수 있으나, Fig.17과 같이 확대해 보면, 20m인 경우에 속도의 변동폭이 가장 작고 최고 속

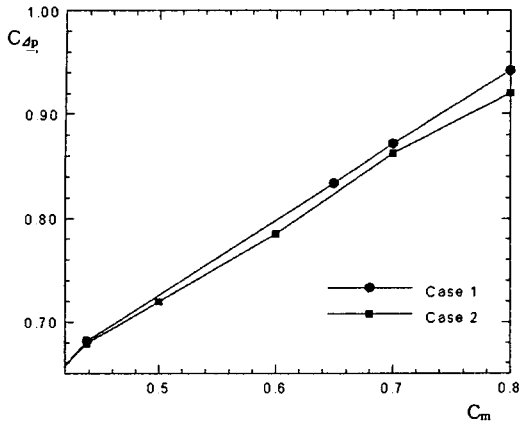


Fig.15 Comparison between Two Vent Shafts

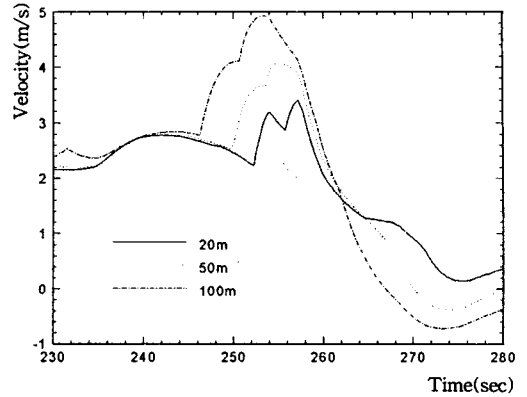


Fig.17 Time Dependent Velocities at Stairway b

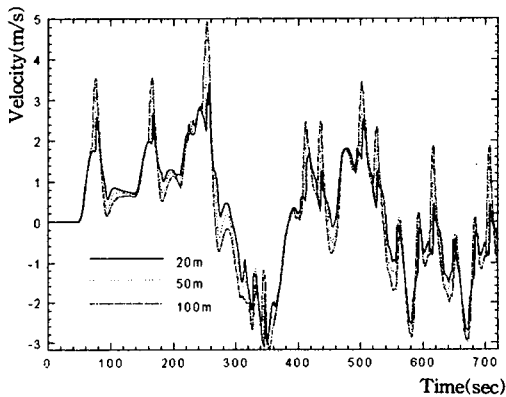


Fig.16 Time Dependent Velocities at Stairway

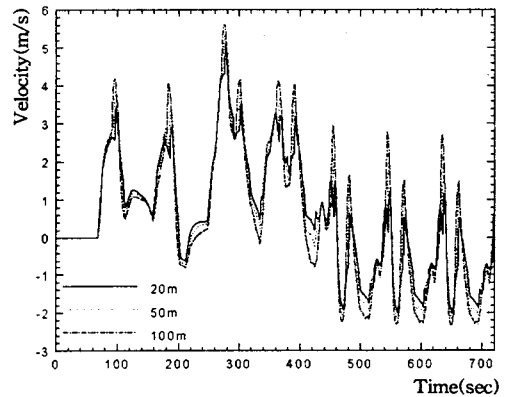


Fig.18 Time Dependent Velocities at Stairway f

도치도 작음을 알 수 있다. Fig.18에는 계단부 f (Fig.3)에서의 속도변화를 나타내었다. 이 경우 역시 환기구의 거리가 20m인 경우가 나머지 두 경우보다 속도의 변동폭이 가장 작고 계산시간내의 최고 속도치도 작음을 알 수 있다. 이러한 결과는 결국 환기구가 역에 가장 근접한 경우가 역사내의 열차풍이 최소화된다는 것을 의미한다. 이는, 예를 들어, 역사로 진입하는 열차의 경우 열차의 선두부가 환기구를 지난 후, 피스톤 효과로 인한 선두부의 높은 압력이 터널내의 공기를 상대적으로 압력이 낮은 역사내로 밀어낼 때 환기구와 역사사이의 거리가 멀 경우, 더 많은 풍량이 역사내로 진입할 수 있음을 나타낸다. 이 결과는 앞선 이춘식등⁽⁶⁾의 연구결과와도 일치하고 있다. 그러나, 세 가지 위치에

대한 계산결과만으로 환기구의 위치가 역사에 근접할수록 열차풍이 최소화된다는 일반적인 결론을 내리는 것은 무리이며, 최적의 환기구 위치는 보다 체계적인 최적화과정을 통해 결정되어야 할 것이다. 본 연구에서 개발된 코드(SSAD)는 이러한 최적설계를 위한 효과적인 수단이 될 수 있을 것이다. 이상은 공기역학적 측면에서의 결과만을 다룬 것으로 최적적인 환기구의 위치는 환기실로 인한 역사내의 소음문제등을 종합해 결정되어야 할 사항이다.

6. 결 론

본 연구에서는 지하철환기시스템의 최적설계를 위한 설계코드를 개발하고 환기실의 형상최적화에

대해 연구하였다. 실제적인 환기구 형상에 대한 손실계수들을 급기와 배기 각각의 경우에 대해 실험을 통해 결정하였으며 이를 설계코드에 사용하였다. 배기의 경우 베르누이방정식을 바탕으로 한 이론식은 큰 유량비에 대해 실험치와 큰 차이를 보임을 알 수 있었다. 시험가동을 위해 두 개의 지하철역이 복선으로 연결되어 있는 임의의 지하철시스템에서 세 가지 환기실의 위치에 대해 지하역 계단부에서의 속도변동을 계산해 본 결과 환기실이 역의 승강장 끝에서 가까이 위치한 경우가 나머지 두 경우보다 계단부에서의 공기속도 저하가 큰 것으로 나타났다. 그러나, 특정한 입력조건에 대한 공기역학적인 면에서 최적의 환기실 위치는 최적화 알고리즘을 사용한 체계적인 반복계산을 통해 결정되어야 할 것이며, 최종적인 환기실 위치는 소음의 영향등을 종합해 결정하여야 할 것이다.

3차원 유동해석을 통하여 2가지 형상의 환기구에 대한 성능을 비교해 본 결과 배기의 경우에는 수직으로 설치된 환기구보다 45° 경사져 있는 환기구의 성능이 더 좋다는 것을 알 수 있었으며, 환기구 입구형상이 환기구 내부에서의 손실에 영향을 미침을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. 김홍민, 1991, "지하철 온열화 현상 및 환경기준," 냉동공조기술, Vol. 8, No. 6, pp. 40~43.
2. Sajben, M., 1971, "Fluid mechanics of train-tunnel systems in unsteady motion," Vol. 9, No. 8, AIAA, pp. 1538~1545.
3. Sugihara, Y., Shiratori, T., Matudaira, Y., 1995, "Train wind reduction in subway station by blower control," Vol. 61, No. 586, JSME, pp. 177~182.
4. Sockel, H., Kronke, I., 1995, "Draught reduction in subway systems," 5th International Symposium on the Aerodynamics & Ventilation of Vehicle Tunnels, pp. 139~154.
5. United States Department of Transportation, Urban Mass Transportation Administration, "Vent and station test(VST) facility-station testing," Report No. UMTA-DC-MTD-7-71-35, Oct. 1971.
6. 이춘식 등, 1996, "제3기 서울지하철 10, 11호선 기계설비 기본설계 공기오염방지 개선방안 연구," 서울특별시 지하철건설본부.
7. Transit Development Co., Inc., "Subway environmental design handbook," Vol. II - Subway Environment Simulation Computer Program (SES), Part 2, Report No. UMTA-DC-06-0010-75-2, 1975.
8. 김광용 등, 1995, "지하철 환기시스템의 최적화 기술 개발," 건설교통부.
9. Transit Development Co., Inc., "Subway environmental design handbook," Vol. I - Principles and Applications, Report No. UMTA-DC-06-001-76-1, 1976.