

## 도로터널의 환기(Ⅱ)

### Road tunnel ventilation system design(Ⅱ)

조 용 철  
Y. C. Cho

인하대학교 공과대학 명예교수



- 1928년생
- 도로터널의 환기계산 및 설계에 관심을 가지고 있다.

유 지 오  
J. O. Yu

신흥전문대학 건축설비과



- 1961년생
- 유동층 열전달 및 터널, 지하철 환기, 공조설비에 관심을 가지고 있다.

남 창 호  
C. H. Nam  
(주)범창종합기술



- 1959년생
- 건축설비 및 터널환기에 관심을 가지고 있다.

#### 4. 환기방식

전장에서 설명한 바와 같이 터널환기방식의 선정은 먼저 소요환기량을 결정하고 여러 가지 환기방식에 대한 개략적인 비교·검토를 통하여 에너지 절약효과와 터널내 차량의 주행 및 작업환경 및 주위환경에 대한 요구를 충족할 수 있는 환기방식을 최종적으로 결정한다. 환기방식이 결정되면 승압력을 계산하여 소요기계설비의 용량을 결정한다.

본 장에서는 터널내 설치되는 환기설비에 의한 승압력 및 마찰저항에 대해서 기술하고 환기방식에 따른 계산과정에 대해서 설명하고자 한다.

##### 4.1 터널에서 승압력과 환기저항

터널내 흐름은 터널내 공기에 작용하는 각종 힘에 의해서 발생하는데 이를 환기력 또는 승압력이라한다. 환기류의 흐름을 야기시키는 힘으로는 피스톤효과에 의한 교통환기력, 잭트팬의 승압력, 송배기노즐에 의한 승압력등이 있으며, 일반적으로 환기에 저항으로 작용하는 힘으로는 자연풍에 의한 환기저항 및 터널내부의 마찰저항을 들 수 있다. 다만 자연풍에 의한 환기저항은 자

주) 본 원고는 1997년 12월호에 이어서 연재된 원고로 다음호까지 연재될 예정입니다.

연풍의 방향이 터널내 풍향과 같은 경우에는 한 기력으로 작용한다.

4.1.1 교通风기력

터널을 주행하는 자동차의 피스톤효과에 의해서 발생하는 것으로 주행속도가  $U_i$ 이고 터널내 풍속이  $U_r$ 인 경우에 교通风기력( $\Delta P_i$ )은 다음식으로 주어진다.

$$\Delta P_i = N_i \frac{A_m \rho}{A_i} \frac{\rho}{2} |U_i - U_r| (U_i - U_r) - N_i \frac{A_m \rho}{A_i} \frac{\rho}{2} |U_i + U_r| (U_i + U_r) \quad (26)$$

여기서,  $N_i$ 는 터널내 차량수로 식(27)로 계산하며, +부호는 주행방향과 환기류의 방향이 같은 경우이며, -부호는 반대인 경우이다.

$$N_i = n \cdot L_i \cdot N_{i, lane} = \frac{N_{veh} \cdot L_i}{U_i} \quad (27)$$

여기서,  $n$ 은 단위길이당 교통량(대/km),  $L_i$ : 터널길이(km),  $N_{i, lane}$ : 차선수,  $N_{veh}$ : 시간당 통과하는 교통량(대/hr)이다.

또한  $A_m$ 은 차량의 등가저항면적으로 식(28)로 계산하며, 터널의 단면적과 차량의 대소관계에 따라서 다르며, 표 13으로 주어진다.

$$A_m = A_s C_{Ds} (1 - \varphi) + A_l C_{Dl} \varphi \quad (28)$$

여기서,  $\varphi$ 는 대형차 혼입율이다.

4.1.2 켓트팬 승압력

대기중에서 켓트팬에 의해서 얻어지는 추진력(impulse force)은 식(29)로 표시된다.

$$F = \rho Q U_r = \rho A_i U_r^2 \quad (29)$$

여기서,  $U_r$ : 켓트팬 출구풍속(m/s),  $Q_r$ : 켓트팬의 풍량( $A_i \times U_r$ ,  $m^3/s$ ),  $A_i$ : 켓트팬 출구 단면적( $m^2$ )이다.

또한 일정한 풍속( $U_r$ )의 기류중에 놓여 있는 켓트류에 의한 추진력은 상대속도를 고려하여 식(30)과 같이 쓸수 있다.

$$F_i = \rho Q_r (U_r - U_i) = F \left( 1 - \frac{U_i}{U_r} \right) \quad (30)$$

또 터널내 설치되는 켓트팬의 추진력은 켓트팬의 설치위치, 즉 터널의 천장 및 터널내벽과의 이격거리에 의해서 영향을 받으며, 식(30)에 설치효율(install efficiency,  $K$ )을 고려하여 다음식으로 구한다.

$$F_i = F \left( 1 - \frac{U_i}{U_r} \right) K \quad (31)$$

따라서 켓트팬에 의한 승압력( $\Delta P_i$ )은 식(32)가 된다.

$$\Delta P_i A_i = \rho A_i U_r^2 \left( 1 - \frac{U_i}{U_r} \right) K$$

이므로

$$\Delta P_i = \rho \frac{A_i}{A_i} U_r^2 \left( 1 - \frac{U_i}{U_r} \right) K \quad (32)$$

설치효율( $K$ )에 대한 연구는 J.Diaz의 연구등 다수의 연구결과가 발표되었으며<sup>2,3,4)</sup>, 그림 10은  $Z/D$ ( $Z$ : 팬의 중심선과 터널천장과의 거리) 및

표 13 터널단면적에 따른 차량의 등가저항면적<sup>1)</sup>

터널단면적( $m^2$ )	143		98		75		58		42	
차 종	대형	소형	대형	소형	대형	소형	대형	소형	대형	소형
자동차의 투영면적(A)	7.11	2.31	7.11	2.31	7.11	2.31	7.11	2.31	7.11	2.31
항 력 계 수( $C_D$ )	0.74	0.48	0.92	0.53	1.09	0.59	1.31	0.66	1.68	0.78
등 가 저 항 면 적( $A \cdot C_D$ )	5.26	1.11	6.54	1.22	7.75	1.36	9.31	1.52	11.95	1.80

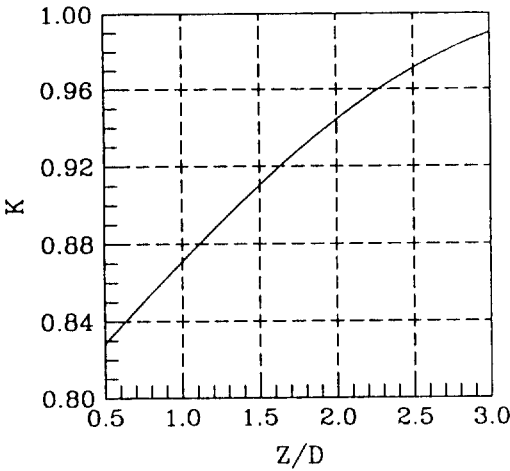


그림 10 젯트팬 이격거리와 설치효율

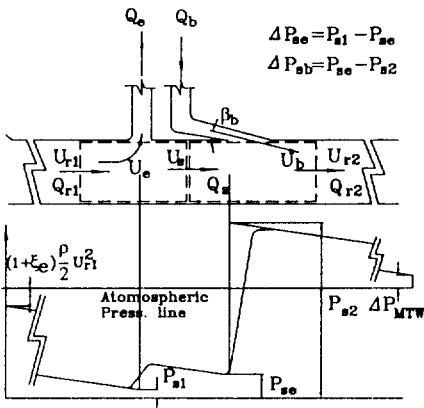


그림 11 송기노즐과 배기구의 압력관계

차도풍속을 변수로하여 설치효율 K를 나타낸 것이다.<sup>3)</sup>

4.1.3 송기노즐 및 배기구의 송압력

집진기, 수직갱 및 샤프카르트방식은 그림 11과 같이 송기노즐이나 배기구가 설치되며 이들에 의한 송압력은 다음과 같이 계산된다.

(1) 송기노즐의 송압력

그림 11에서 점선으로 표시한 송기노즐을 포함하는 제어체적에 대한 운동량 방정식 및 연속 방정식은 식(33), (34)와 같다.

$$(P_w + \rho U_e^2)A_e + K_w \rho Q_b U_e \cos \beta = (P_{s2} + \rho U_{s2}^2)A_s \quad (33)$$

$$A_s U_{s2} = A_b U_b + A_s U_s \quad (34)$$

따라서, 송기노즐의 송압력(ΔP<sub>b</sub>)은 식(33)과 식(34)를 정리하면 식(35)가 된다.

$$\Delta P_b = 2 \left( \frac{Q_b}{Q_{r2}} \right) \left\{ \left( \frac{U_b}{U_e} \right) K_b \cos \beta - 2 + \frac{Q_b}{Q_{r2}} \right\} \frac{1}{2} \rho U_e^2 \quad (35)$$

(2) 배기구에 의한 송압력

그림 11에서 배기구를 포함하는 제어체적에 대한 운동량 방정식 및 연속방정식은 식(36)과 (37)이 된다.

$$(P_{s1} + \rho U_{s1}^2)A_r = (P_w + \rho Q_w U_s^2)A_r + K_r \rho Q_w U_e \quad (36)$$

$$A_r U_{r2} = A_r U_s + U_r A_r \quad (37)$$

따라서, 배기구에 의한 송압력은 식(38)로 정리된다.

$$\Delta P_r = 2 \left( \frac{Q_r}{Q_{r1}} \right) \left\{ K_r + \frac{Q_r}{Q_{r1}} - 2 \right\} \frac{1}{2} \rho U_{s1}^2 \quad (38)$$

(3) 송배기 노즐의 송압력계수 K<sub>b</sub>, K<sub>r</sub>의 관계  
K<sub>b</sub> 및 K<sub>r</sub>는 송배기노즐의 형상 및 유량에 관계되는 값으로 실험적으로 각각 0.85~1.15와 0.7~1.1의 범위로 알려져 있으며 일반적으로 터널 설계에서는 1로 하여 계산하고 있다.<sup>2)</sup>

4.1.4 자연풍에 의한 환기저항

자연풍에 의한 환기저항(ΔP<sub>MTW</sub>)은 자연풍에 의한 압력차, 터널 입 출구간의 압력차, 터널의 온도차에 의한 압력차등에 의해서 발생하나 실제의 경우 각각을 구분하는 것이 곤란하므로 이들을 총괄하여 입 출구간의 압력차로 나타내며 다음식으로 표시할 수 있다.

$$\Delta P_{MTW} = \left( 1 + \zeta_e + \lambda \frac{L_t}{D_t} \right) \frac{\rho}{2} U_n^2 \quad (39)$$

여기서, U<sub>n</sub>은 터널을 통과해서 부는 자연풍의 속도이다.

따라서 윗식은 U<sub>r</sub>의 속도로 자연풍이 터널내를 통과할 때 발생하는 마찰손실을 의미하며, 현재 도로터널의 설계시 자연풍의 풍속은 안전측면에서 차량에 대한 역풍으로 생각하여 2.5m/s로 하고 있다.<sup>2)</sup>

표 14 마찰계수에 따른 속도 및 실측값

마찰계수 젯트팬수	0.025	0.030	0.034	0.035	0.040	측 정 치
2	3.08	2.91	2.79	2.76	2.64	2.70
4	4.30	3.90	3.92	3.88	3.70	3.85
6	5.22	4.92	4.72	4.66	4.45	4.80

4.1.5 터널의 마찰저항

마찰저항은 터널의 벽면마찰 및 교통표시판등 제 설치물에 의해서 발생하는 것으로 터널내 풍속이 U일 때 다음식으로 표시한다.

$$\Delta P_f = \left(1 + \zeta_r + \lambda \frac{L_r}{d}\right) \frac{\rho}{2} U^2 \quad (40)$$

여기서,  $\lambda$ 은 도로터널의 벽면마찰계수로 무디(moody)선도에서 구해지는 값으로 일반적으로 0.025로 하고 있다.

도로터널의 벽면마찰손실에 대한 연구로 H. Ohashi의 연구등<sup>6,7)</sup>이 있으며, 터널의 실제풍속과 이론계산에 의해서 구한 풍속을 비교한 결과, 표 14와 같이 나타나고 있으며, 표에 의하면  $\lambda$ 은 0.034일 때 실제 측정값과 가장 근사한 풍속이 계산됨을 알 수 있다. 그러나 풍속의 측정시 터널에 투입된 계측장비등의 마찰손실( $\lambda=0.009$ )을 고려하면 터널의 마찰계수는 0.025로 볼 수 있다고 보고하고 있다.

4.2 자연환기방식

도로터널은 자연풍에 의한 자연환기력과 차량의 피스톤효과에 의한 교통환기력이 항상 존재한다. 따라서 동력의 투입에 의한 별도의 환기력이 없어도 일정량의 환기량이 확보되게 되는데 이를 자연환기라 한다. 터널의 환기를 계획함에 있어서 에너지 절약측면에서 사전에 자연환기의 가능성여부를 평가하여 자연환기만으로 소정의 환기가 이루어지지 않는 경우에는 기계환기시스템을 도입하게 된다.

자연환기의 가능성여부는 식(41)과 같이 자연풍에 의한 환기저항( $\Delta P_{MTW}$ )과 교통환기력( $\Delta P_f$ ) 및 도로터널의 마찰저항( $\Delta P_r$ )의 대소관계에 의

해서 결정된다.

$$\begin{aligned} \Delta P_{MTW} + \Delta P_f < \Delta P_r & \dots\dots \text{자연환기 가능} \\ \Delta P_{MTW} + \Delta P_f > \Delta P_r & \dots\dots \text{자연환기 불가} \end{aligned} \quad (41)$$

4.2.1 피스톤 속도

피스톤 속도란 기계적인 송압력없이 교통환기력만으로 얻어지는 터널내 풍속으로 식(41)에 의해서 구해지는 속도이며 이 속도에 의해서 자연환기량이 결정된다. 피스톤 속도는 단위길이당 차량의 수가 동일한 경우에는 주행속도 및 대형차 혼입율이 클수록 피스톤 속도가 증가하는 경향을 가지며 또한 터널의 길이가 증가하면 피스톤 속도도 증가하나 길이가 어느정도 이상이 되면 거의 일정한 값을 보이게 된다. 그림 12는 터널의 길이에 따른 피스톤 속도를 나타낸 것이다.

4.2.2 자연환기 방식에서 터널내 오염농도  
자연환기 방식에서 터널내 오염물질 내로의 농

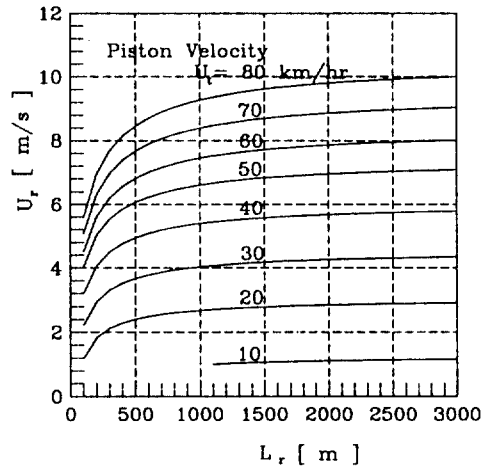


그림 12 주행속도에 따른 피스톤 속도 (Ar=64m, 혼입율=40%)

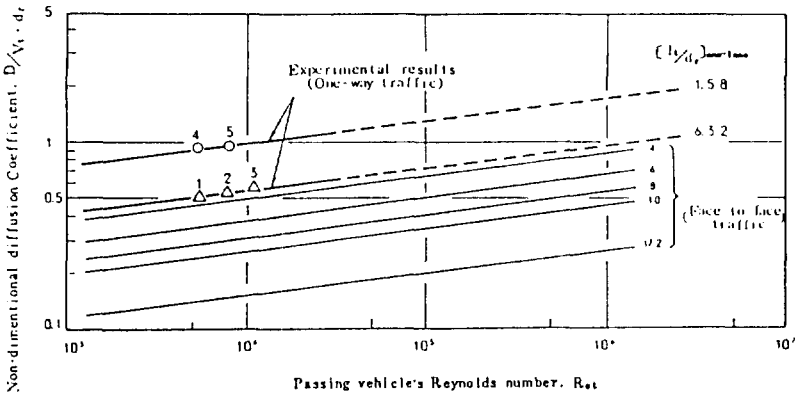


그림 13 터널에서의 확산계수

도분포는 축방향의 기류가 있는 경우와 없는 경우가 서로 다르며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

(1) 축방향의 기류가 없는 경우(대면교통인 경우)

$$C(x) = \frac{w}{2A_r D} (L_r x - x^2) \quad (42)$$

이 경우 최대농도점은  $x = \frac{1}{2} L_r$  인 위치, 즉 터널의 중간위치에서 발생하며 최대농도( $C_{max}$ )는 다음과 같다.

$$C_{max} = \frac{w}{8A_r D} L_r^2 \quad (43)$$

여기서, D는 축방향의 오염물질 확산계수( $m^2/s$ )로 N. Sato<sup>8)</sup>의 연구결과를 소개하면 그림 13과 같다.

(2) 축방향의 기류가 있는 경우

$$C(x) = \frac{w x}{A_r U_r} \quad (44)$$

이 경우에 최대 농도는 터널의 출구점에서 나타나게 되며 최대농도는 다음과 같다.

$$C_{max} = \frac{w L_r}{A_r U_r} \quad (45)$$

여기서, w는 단위길이, 단위시간당 오염물질의 발생량[CO :  $m^3/(s \cdot m)$   $K_{vi}$  :  $m^3/(s \cdot m)$ ]이다.

4.2.3 자연환기의 한계터널길이

자연환기방식의 가능성 여부는 도로의 연장, 구배, 통과차량수에 의존하며, 자연환기방식의 한계터널길이는 식(43)과 (44)에  $C_{max}$ 의 값에 허용농도( $C_{lim}$  또는  $K_{lim}$ )를 대입하여 다음식으로 구한다.

(1) 대면 교통의 경우

$$L_{max} = \sqrt{\frac{8C_{lim} D A_r}{w}} \quad (46)$$

(2) 일방향 교통의 경우

$$L_{max} = \frac{C_{lim} A_r U_r}{w} \quad (47)$$

따라서 자연환기의 한계길이는 환기대상물질에 따라서 달라지며 일반적으로 차량의 속도가 저속인 경우에 CO를 대상으로하는 경우에 한계길이가 가장 짧게 나타난다. 표 15는 일방향 교통의

표 15 자연환기방식의 한계길이

주행속도 (km/h)	혼입율 (%)	피스톤속도 (m/s)	구 배			
			0.0이하	0.5	1.0	1.5
10	25	0.8	544	482	415	410
	30	0.86	587	539	491	438
	35	0.9	607	564	523	482
	40	0.94	618	577	538	501

경우에 다음 조건에서 주행속도 및 구배에 따른 자연환기 한계길이를 나타낸 것으로 한계길이는 차량의 주행속도와 종단구배에 크게 영향을 받는 것을 알 수 있다.

차량의 주행속도가 10km/h인 경우에 자연환기의 한계길이는 구배 및 대형차 혼입율에 따라서 대략 410m에서 618m 정도가 된다.

- [조건] 터널단면적 : 64m<sup>2</sup>
- 터널내 주행차량의 수 : 2,280PCU대/h
- 2lane(일방향교통, 주행속도 10km/h)
- 표 고 : 400m
- 터널직경 : 8.085m
- 출구자연풍의 속도 : 2.5m/s
- 허용 CO농도 : 150ppm

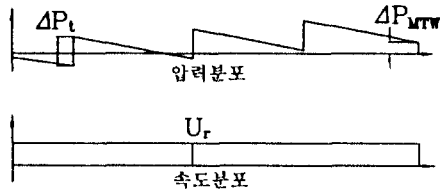
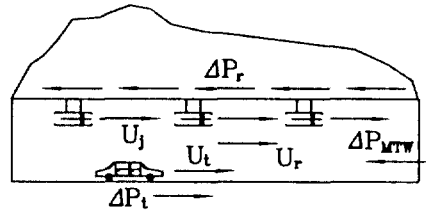


그림 14 제트팬 방식의 개요도

### 4.3 종류식 환기 시스템

이 방식은 교통환기력 및 환기기에 의해서 발생하는 승압력에 의한 환기풍이 터널의 축방향으로 흐르는 방식으로 교통환기력을 최대한 이용할 수 있기 때문에 에너지효율성은 우수한 반면에 제트팬 및 샤프트 방식의 터널에서는 오염물질의 전량이 터널출구를 통해서 배출되므로 이에 대한 배려가 있어야 한다.

장대터널의 경우는 터널입구로부터 유입되는 신선공기만으로 터널내의 적정오염도를 유지할 수 없기 때문에 전기집진기 방식이나 수직갱 방식등을 조합하여 오염물질을 제거함으로써 소정의 환기목적을 달성할 수 있다.

종류식 환기방식에서는 차도내 풍속은 소요환기량에 의해서 결정되며 일반적으로 차도내 최대 풍속은 유지관리. 화재시의 대피등 사용자가 차도공간으로 노출될 경우를 고려하여 10~12m/s 이하로 할 것을 권장하고 있다.

#### 4.3.1 제트팬 방식

이 방식은 그림 14와 같이 터널의 천정부에 제트팬을 설치하여 제트류의 분류효과에 의한 승압력을 발생하여 소요환기량을 만족하도록 하는 방식이다. 제트팬 방식의 일반적인 특징은 전회의 표 1에 기술한 바와 같으므로 본 절에서는 설계 계산과 장착간격에 대해서 기술하기로 한다.

#### (1) 제트팬 소요대수 계산

터널내 소요환기량을 만족시키기 위해서 필요로 하는 소요승압력(ΔP<sub>req</sub>)은 차도내 마찰저항, 자연풍에 의한 승압력, 교통환기력과 관련하여 다음의 식으로 표현된다.

$$\Delta P_{req} = \Delta P_i + \Delta P_{MTW} - \Delta P_t \quad (48)$$

따라서 제트팬 일대당 승압력을 ΔP<sub>i</sub>라하면, 설치대수는 i는 식(49)로 계산된다.

$$i = \frac{\Delta P_{req}}{\Delta P_i} = \frac{\Delta P_i + \Delta P_{MTW} - \Delta P_t}{\Delta P_i} \quad (49)$$

#### (2) 제트팬의 설치

제트팬을 설치함에 있어 천장과의 이격거리가 제트팬의 승압력에 영향을 미치기 때문에 일반적으로 0.5D이상의 간격을 유지하는 것을 표준으로 하고 있으며, 또 터널 종방향으로의 제트팬의 간격은 분류효과가 충분히 소실된 후에 다음 제트팬이 위치하도록 하기 위해서 터널직경의 12~14배를 유지할 것을 권장하고 있으며, 일본의 자료에 의하면 설치간격을 표 16와 같이 제시하고 있다. 또한 여러대의 제트팬을 설치하는 경우에는 터널의 입구쪽에 설치하는 것이 화재시 소산 가능성이 작기 때문에 효과적인 것으로 보고되고 있다.<sup>2)</sup>

표 16 젯트팬의 설치 간격

형	구경	$U_j$	갱구에서 거리	설치간격
600	630	30	80	80
1,000	1,030		140	140
1,200	1,250		160	160
1,500	1,530		180	180

또한 E. Rohne<sup>9)</sup>는 그림 15에 보여지는 젯트류의 코어 중심상에서 속도( $U_{j,c_0}$ )와 거리가 X만큼 떨어진 지점에서의 속도( $U_{j,c_m}$ )의 관계를 다음과 같이 제시하고 있어 이식의 이용하여 젯트팬 사이의 거리(X)를 계산할 수 있다.

$$\frac{U_{j,c_m}}{U_{j,c_0}} = \left\{ 0.128 \frac{X}{D_j} + 0.663 \right\}^{-1} \quad (50)$$

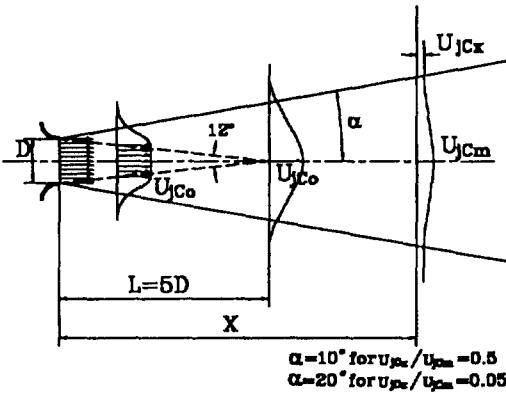


그림 15 분류의 형상 및 속도분포

4.3.2 샤카르트방식

그림 16과 같이 터널의 입구부근에 설치한 송기노즐에 신선공기를 도입.분류를 발생하여 이에 의한 승압력과 교동환기력을 이용하여 소요환기량을 만족시킬수 있는 풍속을 유지하는 방식이다.

(1) 분류장치의 승압력

분류장치(노즐)의 승압력( $\Delta P$ )은 전절에서 설명한 바와 같이 식(35)로 계산한다. 이때 승압계수는  $K_b$ 는 1로 한다.<sup>2)</sup>

(2) 분류장치에 요구되는 승압력( $\Delta P_{req}$ )

$$\Delta P_{req} = \left( 1 + \zeta_c + \lambda_l \frac{L_1}{D_l} \right) \frac{\rho}{2} U_l^2$$

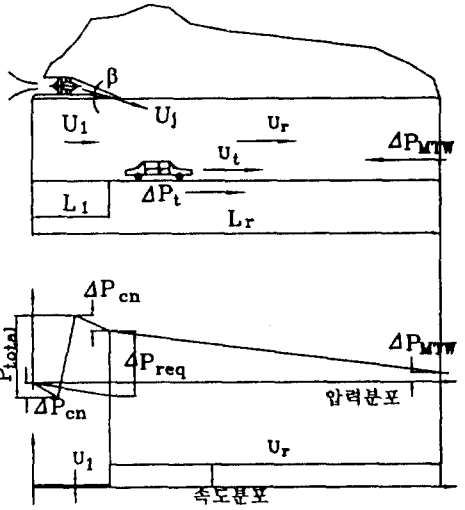


그림 16 샤카르트 방식의 개요도

$$+ \lambda_l \frac{L_1 - L_l}{D_l} \frac{\rho}{2} U_l^2 - \Delta P_l + \Delta P_{MTW} \quad (51)$$

여기서,  $L_1 \ll L_l$ 이고  $U_l \ll U_r$ 라고 볼 수 있으므로 위식은 식(52)로 나타낼 수 있다.

$$\Delta P_{req} = \lambda_l \frac{L_1}{D_l} \frac{\rho}{2} U_l^2 - \Delta P_l + \Delta P_{MTW} \quad (52)$$

따라서, 분류장치의 사양은  $\Delta P = \Delta P_{req}$ 가 되도록 결정한다.

(3) 송풍기 소요정압

송풍기의 소요정압( $\Delta P_{total}$ )은 흡입덕트의 손실, 노즐손실 등, 외부공기가 흡입되어 차도로 분출되기까지의 전압손실로 다음식으로 계산한다.

$$\Delta P_{total} = \frac{\rho}{2} (U_l^2 - U_r^2) + \Delta P_{cn} \quad (53)$$

여기서  $\Delta P_{cn}$ 은 연결덕트의 압력손실이다.

노즐에 대한 일반적인 사양으로  $U_l < 30m/s$ ,  $\beta = 15^\circ$ ,  $\frac{Q_l}{Q_r} < 1$ 이 되도록 설계하는 것이 바람직하다.

4.3.3 집중배기방식

이 방식은 그림 17과 같이 터널의 중앙부근에 수직갱(집중배기구)을 설치하여 차도내 공기를 배기하는 방식으로 종류식의 일종으로 볼 수 있

다. 이 방식은 양방향 터널에 대해서는 적용성이 좋으나 일방향 터널에서는 그림에서 보는 바와 같이 II 구간에는 교통류의 방향과 환기류의 방향이 반대가 되어 교通风력이 환기저항으로 작용하게 되기 때문에 에너지 효율이 떨어진다.

그러나 이 방식은 터널의 출구로 오염물질이 배출되는 것을 억제할 수 있으므로 오염물질이 환경에 미치는 영향이 고려되어야 하는 도시내 터널에 적합한 방식으로 생각할 수 있다.

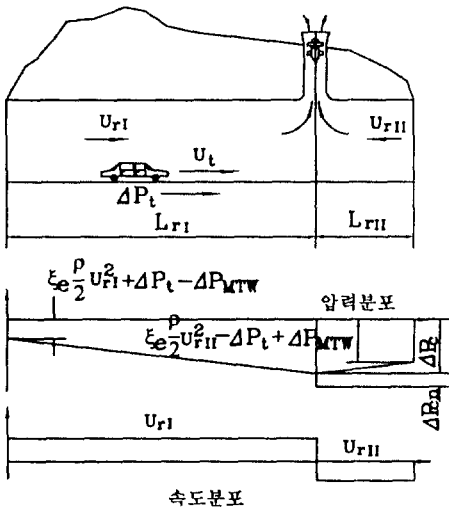


그림 17 집중배기 방식의 개요도

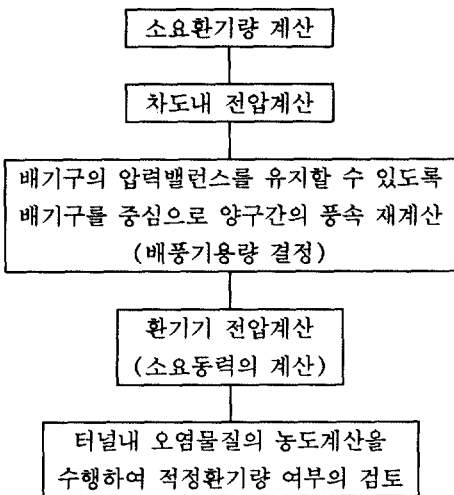


그림 18 집중배기 방식의 설계 흐름도

또 집중배기 방식에 덕트를 시설하고 여러개의 배기구를 설치하여 교통량에 따라 동력소모가 가장 적은 위치의 배기구를 열어 최적의 환기가 이루어지도록 하는 방식을 대배기구방식 또는 선택 배기종류식이라 한다.

(1) 집중배기방식의 설계

집중배기방식의 설계는 배기구에서 양방향의 압력 밸런스를 유지하기 위해서 그림 18의 흐름도와 같이 차도내 압력의 재계산이 필요하다. 따라서 이 방식은 압력밸런스를 유지하기 위하여 어느 한 구간의 유속이 증대되기 때문에 배풍기 용량이 소요환기량보다 증대하는 경향을 갖는다.

그림 19는  $L_1=1,830m$ ,  $A_1=46.7m^2$ 인 터널에서 차량의 주행속도 및 배기구의 위치에 따른 소요환기량에 대한 배풍량 증가비( $Q_e/Q_{req}$ )를 나타낸 것으로 배기구가 터널출구에 위치할 수록 유리함을 알 수 있다.

(2) 입개저부(차도부)의 전압손실

$$\Delta P_c = \left( \xi_c + \lambda \frac{L_1}{D_1} \right) \frac{\rho}{2} U_{rI}^2 \pm \Delta P_t \mp \Delta P_{MTW} \quad (54)$$

(3) 풍속의 재계산

식(54)를 이용하여 I, II구간의 압력손실  $\Delta P_{cI}$  과  $\Delta P_{cII}$ 를 계산한 다음, 배기구 저부의 압력밸런스를 유지하기 위해서 다음과 같이 압력손실이 작은 구간의 속도를 재계산한다.

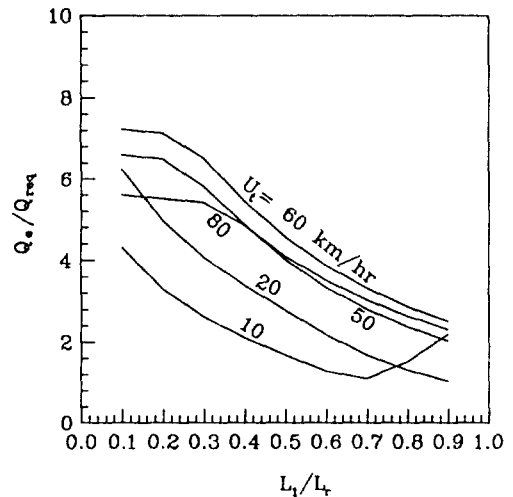


그림 19 소요환기량에 대한 배풍량 증가비



$\Delta P_{cl} > \Delta P_{cl}$ 인 경우 :

$$\Delta P_{cl} = \left( \zeta_r + \lambda_r \frac{L_{rII}}{D_r} \right) \frac{\rho}{2} U_{rII}^2 + \Delta P_{cl} - \Delta P_{MTWII}$$

$\Delta P_{cl} < \Delta P_{cl}$ 인 경우 :

$$\Delta P_{cl} = \left( \zeta_r + \lambda_r \frac{L_{rII}}{D_r} \right) \frac{\rho}{2} U_{rI}^2 - \Delta P_{cl} - \Delta P_{MTWI} \quad (55)$$

(4) 배풍기의 소요정압 ( $\Delta P_{total}$ )

$$\Delta P_{Total} = K(\Delta P_c + \Delta P_{cn}) \quad (56)$$

여기서,  $\Delta P_{cn}$ 은 연결덕트에서 압력손실이며, K는 여유율로 1.1정도를 권장하고 있다.

4.3.4 수직갱 방식

수직갱 방식은 차도에 수직갱을 설치하여 오염 공기는 배기하고 신선공기를 흡입송기하므로써 차도공기를 교환하는 방식으로 적용연장이 확대된 종류식환기 방식의 일종이다. 수직갱에서의 승압력은 송기노즐 및 교통환기력에 의해서 발생하기 때문에 교통환기력을 기대할 수 있는 일방향 교통에 적합하다. 개요도는 그림 20과 같다.

차도내 풍속은 6~8m/s정도가 경제적이다. 또 배기구의 풍속은 6m/s이하가 되도록 계획하는 것이 바람직하다.

(1) 수직갱의 위치

수직갱의 설치위치는 자연환기에 의해서 유입되는 신선공기에 의한 오염농도가 설계농도에 도달하는 지점에 위치하는 것이 이상적이며 터널입구로부터의 길이( $L_s$ )는 식(57)에 의해서 자연환기에 의한 차도내 풍속 ( $U_m$ )를 구하고 이 속도에 의한 자연환기량( $Q_n = U_m \cdot A_r$ )을 구한 후에 식(58)로 구한다.

$$\Delta P_r - \Delta P_i \pm \Delta P_{MTW} = 0 \quad (57)$$

$$L_s = \frac{Q_n}{Q_{req}} L \quad (58)$$

(2) 수직갱의 배풍량 및 송기량

일반적으로 터널설계에 있어서 수직갱의 배풍량( $Q_r$ ) 및 송기량( $Q_b$ )은 동일하게 정하고 있으며, 이 경우에 송배기량은 식(59)와 같다.

$$Q_b = Q_{req} - Q_n (= U_m \times A_r) \quad (59)$$

(3) 차도내 풍속

수직갱의 송배기량이 결정되면 차도내 풍속( $U_c$ )은  $U_c$ 에 대해 2차방정식으로 표현되는 식(60)를 풀어 구한다. 이때 일반적으로 배기에 의한 승압력( $\Delta P_{sb}$ )은 작기 때문에 무시한다.

$$\Delta P_r - \Delta P_i - \Delta P_{sb} - \Delta P_{sc} \pm \Delta P_{MTW} = 0 \quad (60)$$

여기서,  $\Delta P_{sb}$  및  $\Delta P_{sc}$ 는 송기노즐과 배기구에 의한 승압력으로 각각 식(35)와 식(38)에 의해서 구한다.

(4) 수직갱 저부에서 공기흐름

수직갱 방식의 설계시 수직갱 저부에서의 흐름은 수직갱에 의해서 분할되는 양구간의 압력상태에 따라서 송기구로부터 들어오는 신선공기가 배기구로 재순환되는 흐름이 발생할 수 있는데, 이 경우에 환기효율이 크게 저하하므로 재순환이 생기지 않도록 설계해야 된다.

차량의 수가 많고 단면적이 작으며 차량의 속도가 작은 경우에 재순환이 생기는 경향 크다고 보고되고 있다.<sup>10)</sup>

4.3.5 전기집진기 방식

정상 운행시에는 매연에 대한 환기량이 CO에 대한 환기량보다 증대하므로 매연의 처리가 문제

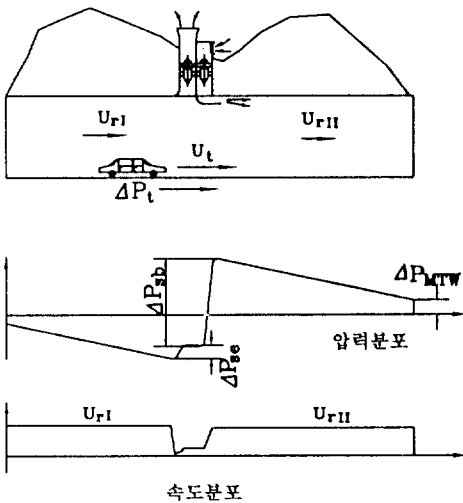


그림 20 수직갱 방식의 개요도

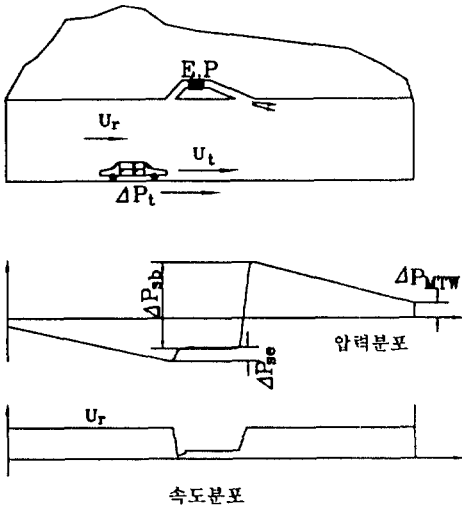


그림 21 전기집진기 방식 개요도

시 되기 때문에 전기집진기로 매연을 처리하여 연장을 확대한 종류식 환기방식이라고 할 수 있다. 전기집진기 방식의 개요도는 그림 21과 같다. 오염물질의 농도분포는 종류식환기방식과 동일한 경향을 가지며 매연의 경우에는 집진기출구 갭 부근에서 최대치를 갖게 된다.

이 환기방식의 승압효과는 수직갱 송배기방식과 같다고 볼 수 있기 때문에 집진기의 위치, 용량, 차도내 풍속은 수직갱 송배기 방식과 동일한 방법으로 결정한다.

(1) 전기집진장치의 VI개선율

전기집진장치의 효율은 매연투과율의 저하를 개선하는 비율, 즉 VI개선율로 표시한다. 이 값은 현재 일본에서의 연구결과에 의하면 80% 정도에 이르는 것으로 보고되고 있다.<sup>2)</sup>

(2) 집진공기의 재이용

매연만을 대상으로하는 전기집진기에 의해서 처리된 공기의 재이용 한도에 대해서는 명확한 보고는 없으나 CO에 대한 설계농도를 고려하여 재이용한도를 고려해야 한다.

현재 실용적인 재이용한도는 집진기 처리풍량의 합계가 터널입구에서 유입되는 풍량의 2배 정도이고 재집진처리의 횟수는 3회 이내로 하는 것이 바람직한 것으로 보고되고 있다.

(3) 전기집진기의 소비전력

전기집진기가 소비하는 전력은 30CMS당 거의 1kW정도이며 이밖에 차도내 공기를 집진기까지 송기하기 위한 송풍기의 사용전력을 고려하여야 한다. 송풍기 설계시 전기집진기의 압력손실은 15mmAq 정도로 하고 있다.

(4) 기 타

현재까지는 전기집진기실 내로 연기를 흡입하여 운용하는 것에 대한 연구는 없기 때문에 화재가 발생하는 경우에 대처방안에 대한 자료는 없으나 일반적으로 화재가 발생하는 경우에 전기집진기는 가동을 중지하는 것으로 계획.설계하고 있으므로 전기집진기 방식에서는 별도의 화재시 배연대책이 강구되어야 한다.

또한 전기집진기는 CO나 NO<sub>x</sub>의 제거효과는 전혀 없으므로 정체시 문제가 되는 CO에 대한 처리계획이 별도로 수립되어야 한다.

4.4 반횡류식 환기 시스템

터널내에 덕트를 설치하여 송기 또는 배기하는 방식으로 전자는 송기 반횡류식라하며 후자는 배기 반횡류식이라 한다. 이 시스템은 터널의 입구나 출구 한쪽에만 환기탑을 두는 경우와 터널의 입출구 양쪽에 환기탑을 설치하여 양방향에서 송기하는 방식이 있으며 또 터널을 두 개의 구간으로 나누어 한쪽은 송기하고 다른 한쪽은 배기하는 시스템이 있다.

4.4.1 덕트 및 차도내 압력계산

(1) 차도내 압력분포

그림 22에 나타낸 바와 같이 송기덕트와 배기덕트를 포함하는 제어체적에 대해 운동량방정식 및 연속방정식을 적용하면 다음과 같다.

$$\text{운동량방정식 : } \frac{dP_1}{dx} = -k\rho \frac{d(U_1^2)}{dx} - (2k-1)\rho U_1^2 \frac{dA_1}{dx} - \frac{\lambda_1 \rho}{D_1} U_1^2 \pm \Delta P_1 \quad (61)$$

$$\text{연속방정식 : } \frac{dU_1}{dx} = \frac{1}{A_1} (q_b - q_a) \quad (62)$$

여기서,

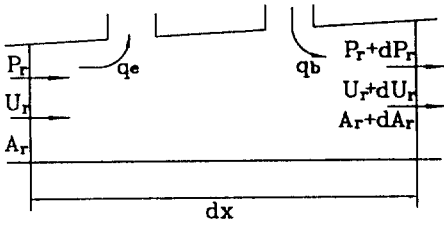


그림 22 덕트에 대한 검사체적

$$-k\rho \frac{d(U_r^2)}{dx} = -2k\rho U_r \frac{dA_r}{dx}$$

: 포트로 흡입되거나 송출되는 공기의 유속변화에 의한 운동량 변화량

$$-(2k-1)\rho U_r^2 \frac{dA_r}{dx}$$

: 단면적 변화에 의한 운동량 변화량

$$-\frac{\lambda}{d} \rho U_r^2$$

$\Delta P_r$ : 교동환기력에 의한 운동량 변화량이다.

또 윗식에서 k는 포트운동량계수( $k_b$ : 송기,  $k_r$ : 배기)로 Singstad가 적용한 식을 이용하여 구하면 다음과 같다.

송기포트(efflux or supply port)

$$k_b = \frac{1}{2} \left( \frac{3}{2+c_s} \right)$$

$$C_s = 0.25 \quad q_b > 0.31 \text{CMS/m일 때 } k_b = 0.667$$

$$C_s = 0.20 \quad q_b < 0.31 \text{CMS/m일 때 } k_b = 0.682$$

흡기포트(influx or exhaust port)

$$k_r = \frac{3-K_s}{4}$$

$$K_s = 0.616 \text{일 때 } k_r = 0.596$$

미국연방도로국에서는  $k_r$ 와  $k_b$ 를 각각 0.5, 0.5로 적용하고 있으며, 일본 수도공단 보고서에는 0.5, 1.0을 적용하고 있다.<sup>11, 2)</sup>

차도내 압력분포는 송기덕트로 부터 터널 전길이에 일정량의 신선공기( $q_b$ )가 공급되고 토출되는 공기는 터널의 종축방향에 수직인 방향으로

공급된다는 가정하에 다음과 같이 구할 수 있다.

(2) 송배기덕트의 압력분포

송배기덕트의 압력분포에 대한 미분방정식은 식(63)와 같다.

$$\frac{dP_b}{dx} = -k\rho \frac{d(U_b^2)}{dx} - (2k-1)\rho U_b^2 \frac{dA_b}{dx}$$

$$-\frac{\lambda_b}{d_b} \rho U_b^2 \tag{63}$$

#### 4.4.2 송기 반횡류방식의 계산

송기반횡류방식은 그림 23과 같이 터널에 설치된 송기덕트를 통해서 터널 단위길이당 일정량의 신선공기,  $q_b(\text{m}^3/\text{s})$ 를 송기하게 되며, 이때 송기되는 공기는 기상조건 및 터널내의 압력분포에 따라서 입·출구 어느 한쪽 방향으로 흐르거나 그림에 나타난 바와 같이 분기되어 터널의 입출구 양방향으로 흐르는 흐름이 형성된다. 따라서 송기 반횡류식 터널에서 속도분포는 일반적으로 그림 23과 같다. 이때 차도내 풍속이 0이 되는 지점을 중성점이라고 한다.

송기 반횡류식에서 중성점이 차도의 중앙에 위치하는 경우에 차도의 최대풍속은 8m/s로 권장하고 있다.

이 방식의 설계는 우선적으로 차도내 압력 분포와 덕트에서의 압력분포를 구하는 것이 중요하므로 이에 대해서 자세히 알아 보기로 하자.

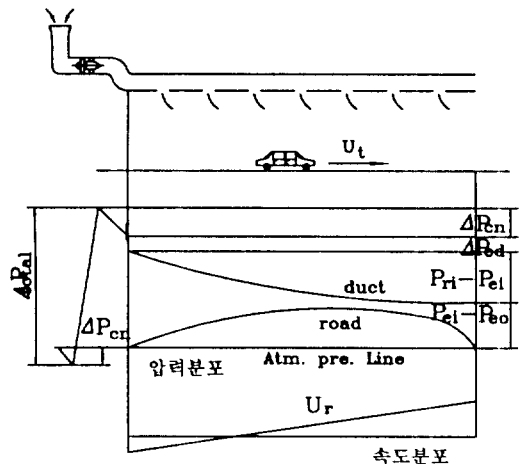


그림 23 송기반횡류식의 개요도

(1) 차도내 압력분포

차도내 압력분포는 송기덕트로 부터 터널전길이에 걸쳐 일정량의 신선공기( $q_b$ )가 공급되고 공기는 터널의 종축방향에 대해서 수직인 방향으로 토출된다는 가정하에 식(61)을 중성점을 기준으로  $x_1$ (상류방향) 및  $x_2$ (하류방향)에 대해서 적분하면 다음과 같이 구해진다.

1) 차량의 진행방향과 기류의 방향이 반대인 경우

$$P_i - P_{r(x_1)} = \left( \frac{\lambda_r x_1}{3 D_r} + 2 \right) \frac{\rho}{2} U_{r(x_1)}^2 + \alpha \frac{x_1}{L_r} \frac{\rho}{2} \left( U_i^2 + U_i U_{r(x_1)} + \frac{1}{3} U_{r(x_1)}^2 \right) \quad (64)$$

2) 차량의 진행방향과 기류의 방향이 같은 경우

$$P_i - P_{r(x_2)} = \left( \frac{\lambda_r x_2}{3 D_r} + 2 \right) \frac{\rho}{2} U_{r(x_2)}^2 - \alpha \frac{x_2}{L_r} \frac{\rho}{2} \left( U_i^2 - U_i U_{r(x_2)} + \frac{1}{3} U_{r(x_2)}^2 \right) \quad (65)$$

여기서,  $\alpha = \frac{A_m N_{veh} \cdot L_r}{A_r U_i}$ 이며,  $N_{veh}$ 는 단위시간당 통과하는 차량수(대/s)이다.

(2) 송기덕트의 압력분포 및 덕트 시작점의 동압  
송기덕트의 압력계산은 송기덕트의 설계 및 송풍기의 용량산정을 위해서 필수적인 사항으로 본 절에서는 송기덕트의 단면적이 일정하고 단위길이당 차도로 송기되는 신선공기의 량이 덕트 전길이에 걸쳐서 일정하다는 가정하에 압력분포를 계산한다. 송기계통의 압력분포는 그림 23에 나타난 바와 같으며 각 요소는 다음과 같이 계산할 수 있다.

1) 덕트 시작부분의 풍속 및 동압

덕트풍속 :  $U_b = \frac{Q_b}{A_b} \quad (66)$

덕트시작부 동압 :  $\Delta P_w = \frac{\rho}{2} U_b^2 \quad (67)$

2) 덕트의 정압차

덕트내 풍속,  $U_b$ 는 덕트말단으로 갈수록 감소하며, 임의 지점  $x$ 에서 덕트내 풍속  $U_{b(x)}$ 는 다음과 같다.

$$U_{b(x)} = U_b \left( 1 - \frac{x}{L_b} \right) = \frac{Q_b}{A_b} \left( 1 - \frac{x}{L_b} \right) \quad (68)$$

단,  $x=0$  덕트의 시작점,  $x=L_b$  덕트의 말단  
따라서 덕트의 정압차는 식(63)를 적분하여 구하며, 미국연방도로국에 의해서 유도된 식과 Holland 터널 설계시 사용한 식을 소개하면 다음과 같다.

① 미국연방도로국 :

$$P_{b(x)} - P_b = \rho \frac{U_b^2}{2} \left\{ \left( 4k_f - \frac{\lambda_b L_b}{d_b} \right) \frac{x}{L_b} + \left( 2k_b - 4k_f + \frac{\lambda_b L_b}{d_b} \right) \left( \frac{x}{L_b} \right)^2 + \left( \frac{4}{3} (k_f - k_b) - \frac{1}{3} \frac{\lambda_b L_b}{d_b} \right) \left( \frac{x}{L_b} \right)^3 \right\} \quad (69)$$

여기서,  $P_b$ 는 덕트시작점에서의 압력이며,  $k_f$ 와  $k_b$ 는 각각 덕트의 시작점과 말단에서 유효포트 운동량 계수(effective port momentum coefficient)로 덕트의 종횡비(aspect ratio)에 따라서 변하며  $k_f=0.8 \sim 0.5$ 의 범위이며,  $k_b=0.1$ 로 일정하다.

여기서 평균포트운동량 계수( $\bar{k}$ )는 식(70)와 같이 정의되며, 식(69)에서 덕트의 시단과 말단의 포트운동량계수가 같다고 가정하여 다시 쓰면 덕트내 정압분포는 식(71)과 같다.

$$\bar{k} = k_f - (k_f - k_b)/3 \quad (70)$$

$$P_{b(x)} - P_b = \rho \frac{U_b^2}{2} \left\{ \left( 4\bar{k} - \frac{\lambda_b L_b}{d_b} \right) \frac{x}{L_b} + \left( -2\bar{k} + \frac{\lambda_b L_b}{d_b} \right) \left( \frac{x}{L_b} \right)^2 + \left( -\frac{1}{3} \frac{\lambda_b L_b}{d_b} \right) \left( \frac{x}{L_b} \right)^3 \right\} \quad (71)$$

따라서, 송기덕트에서 정압차는 윗식에  $x=L_b$ 를 대입하면 다음식이 된다.

$$P_b - F_w = \rho \frac{U_b^2}{2} \left( \frac{1}{3} \frac{\lambda_b L_b}{d_b} - 2\bar{k} \right) \quad (72)$$

여기서,  $P_b$ 는 덕트말단에서의 압력이다.  
식(72)은  $\bar{k}=0.5$ 인 경우에 일본의 수도공단에

서 제시하는 식과 동일하다.

그리고  $\lambda_b$ 는 송기덕트의 마찰손실계수로 일반적으로 덕트의 유속은 차도의 유속보다 변화폭이 크기 때문에 상세계산을 위해서는 속도에 대한 고려가 있어야 하며,  $\lambda_b$ 는 풍속이 큰 덕트의 시작 부분에서는 대략 0.015 정도이며, 덕트의 말단에서는 0.04가 된다. 일본의 수도공단의 보고서에서는 0.015를 권장하고 있다.

② Singstad의 식<sup>12)</sup>

$$P_{b(x)} - P_{b0} = 12 \frac{\rho}{d_b} \left\{ U_{b0}^2 \left( \frac{a l_b Z^3}{3 d_b^3} - \frac{1}{2} (1-K) Z^2 \right) + \frac{b l_b Z}{2 d_b^3} \right\} \quad (73)$$

여기서,  $P_{b0}$ 는 덕트말단의 압력,

a: 콘크리트의 마찰계수에 관련한 값으로 0.0035

b: 콘크리트의 마찰계수에 관련한 값으로 0.01433

$$z = \frac{l_b - x}{l_b}$$

K: 0.615(난류에 관계된 계수)

이다.

3) 송기덕트의 말단압력( $P_{b0} - P_{r0}$ )

덕트의 말단압력은 차도내 압력분포나 교통상황 및 기상상황에 의해서 영향을 받기 때문에 이를 고려하여 충분한 여유를 두고 설계해야 한다. 일본의 경우 동명고속도로등의 실험결과에 의해서 15mmAq(147Pa) 정도를 권장하고 있다.

4) 송기공(slot)의 개도계산

송기공의 개구율은 설계조건에서 차도내 압력이 일정할 때 송기풍량이 터널 전연장에 걸쳐서 일정하게 유지되도록 설정되어야하며, 송기량  $q_b$ 를 얻기 위해서 송기덕트 및 차도의 정압차와 개도의 관계는 다음식과 같다.

$$\Delta P_{b,r} = (1 - \xi) \frac{\rho}{2} U_s^2 + (\xi_2 - 1) \frac{\rho}{2} U_b^2 \quad (74)$$

여기서, 교축부의 유속은  $U_s = \frac{l_b q_b}{K a_b}$

$l_b$  : 송기공의 피치

$a_b$  : 송기공의 개구면적

K : 송기공의 개구율

$K \cdot a_b$  : 교축부의 면적

$\xi$  : 교축손실계수 스롯트의 개도

$\xi_2$  : 분기손실계수, 슬롯의 개도

이다.

5) 연결덕트의 압력손실( $\Delta P_{cn}$ )

송배풍기에 외기도입을 위한 덕트 및 송배풍기에서 발생하는 공기를 터널덕트로 연결하기 위한 연결덕트의 손실로 덕트의 굴곡, 변형, 직관부의 손실등이 포함되며 소음장치나 집진장치의 압력손실도 고려해야 한다.

6) 송풍기의 소요정압

송배풍기의 소요정압은 위에서 설명한 전체 압력손실의 합이 되며 여기에 안전율을 10% 정도 고려하면 다음식으로 나타낼수 있다.

$$\Delta P_{total} = 1.1 \times \{ (P_{b0} - P_{r0}) + (P_{b1} - P_{b0}) + \Delta P_{ed} + \Delta P_{cn} + P_r \} \quad (75)$$

4.4.3 배기 반횡류방식

배기 반횡류방식의 개요도는 24와 같다. 이 방식은 배기덕트를 설치하여 오염된 공기를 흡입하여 배출하는 방식으로 터널의 입출구를 통해서 신선공기가 유입되기 때문에 터널의 출구를 통해서 배출되는 오염물질의 양을 줄일 수 있는 효과가 있다.

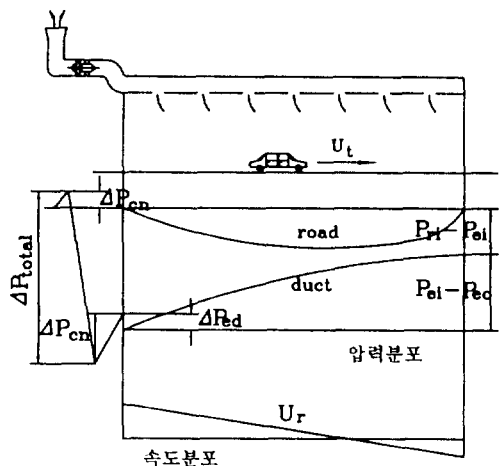


그림 24 배기반횡류방식의 개요도

이 경우에 중성점에서는 풍량이 0이 되므로 오염물질의 농도는 이론적으로는 무한대가 되나 일본의 실험결과에 의하면 목표농도의 수배정도임이 밝혀지고 있다.

본 절에서 환기계산은 터널 전길이에 걸쳐서 단위길이당  $q_e$  (m<sup>3</sup>/s)의 공기가 배기되고 터널은 일방향교통인 조건에서 수행하기로 한다.

### (1) 차도내 풍속

전술한 바와 같이 단위길이당 배기되는 풍량이  $q_e$ 로 일정하다면 중성점을 기준으로하여 차도내 풍속은 중성점에서 멀어질수록 증대하며 다음식으로 표시할 수 있다.

$$U_{r(x)} = \frac{q_e}{A_r} x \quad (76)$$

### (2) 차도내 압력분포

차도내 압력분포는 송기덕트의 경우에 같이 계산할 수 있으며 식(61)을 적분하면 다음과 같다.

#### ① 차량의 진행방향과 기류의 방향이 동일한 경우

$$P_r^* - P_{r(x1)} = -\left(\frac{\lambda_r x_1}{3D} - 1\right) \frac{\rho}{2} U_{r(x1)}^2 + \alpha \frac{x_1}{L_r} \frac{\rho}{2} \left( U_i^2 - U_i U_{r(x1)} + \frac{1}{3} U_{r(x1)}^2 \right) \quad (77)$$

#### ② 차량의 흐름과 기류의 흐름이 반대인 경우

$$P_r^* - P_{r(x2)} = -\left(\frac{\lambda_r x_2}{3D} - 1\right) \frac{\rho}{2} U_{r(x2)}^2 - \alpha \frac{x_2}{L_r} \frac{\rho}{2} \left( U_i^2 + U_i U_{r(x2)} + \frac{1}{3} U_{r(x2)}^2 \right) \quad (78)$$

### (3) 배기덕트의 압력분포

배기 반횡류식 터널에서 덕트 및 차도의 압력분포는 그림 24와 같으며, 각 압력성분은 다음과 같이 구한다.

#### 1) 배기덕트 시작단의 풍속 및 동압

$$\text{풍속} : U_\infty = \frac{Q_e}{A_r} \quad (79)$$

#### 배기덕트 시작단의 동압력 :

$$\Delta P_\infty = \frac{\rho}{2} U_\infty^2 \quad (80)$$

#### 2) 배기덕트에서 압력분포 및 정압차

배기덕트의 압력분포는 송기덕트의 경우와 같은 방법으로 구할 수 있으며 자세한 유도과정은 생략하고 미국연방도로국과 Singstad의 식을 소개하면 다음과 같다.

##### ① 미연방도로국 :

$$P_{e(x)} - P_{e0} = -\rho \frac{U_{e0}^2}{2} \left\{ 2k_B \left( \frac{x}{L_r} \right)^2 + \left[ \frac{4}{3} (k_f - k_B) + \frac{1}{3} \frac{\lambda_r L_r}{d_r} \right] \left( \frac{x}{L_r} \right)^3 \right\} \quad (81)$$

여기서,  $k_B$ 와  $k_f$ 는 전절에서 설명한 바와 같으며, 송기덕트와 마찬가지로 덕트의 정압차를 구하면 식(82)와 같다.

$$P_{e0} - P_{e\infty} = \rho \frac{U_{e0}^2}{2} \left( \frac{1}{3} \lambda_r \frac{L_r}{d_r} + 2\bar{k} \right) \quad (82)$$

여기서,  $\bar{k} = 0.5$ 이며  $P_{e\infty}$ 는 배기덕트 말단부의 압력이다. 그러나 일본 수도공단보고서에서는  $\bar{k} = 1.0$ 으로 하고 있다.

##### ② Singstad의 식

이 식은 덕트의 압력분포를 구하는 식으로 가장 오랫동안 여러개의 터널에 적용된 식으로 식(83)과 같다.

$$P_{e(x)} - P_{e(x=0)} = 12\rho \left\{ \frac{U_{e0}^2}{2} \frac{\alpha L_r}{(3+C)d_r} Z^3 + \frac{3}{2+C} Z^2 + \frac{bL_r}{2d_r^2(1+C)} Z \right\} \quad (83)$$

여기서,  $C = 0.25$ 이며, 그외의 상수는 송기덕트의 압력분포계산에 사용한 값과 동일하다.

#### 3) 배기덕트 시단의 필요압력

배기덕트의 시단압력은 이론적으로 차도의 압력보다 낮게 설정하면 되며, 배기가 원활하게 이루어 지도록 하기 위해서 차도의 압력보다 10mmAq 정도 낮게 설정하는 것이 바람직하다.

#### 4) 배기공의 개도계산

배기공의 개도는 송기덕트의 설계사와 마찬가지로 덕트의 압력과 차도의 압력차에 의해서 결정된다.

#### 5) 배풍기 소요풍압

$$P_{id} = 1.1 \times \{ (P_{in} - P_{en}) + (P_{en} - P_{en}) - \Delta P_{id} + \Delta P_{en} + P_i \} \quad (84)$$

4.5 횡류식 환기 시스템

이 방식은 1924년 Holland Tunnel에 최초로 적용된 터널환기방식중에서 가장 오래된 방식으로 시설비, 토목공사비, 유지관리비등에 있어서 가장 고가이지만 화재발생시 대응능력이 우수하고 터널의 길이에 제한을 받지 않는다.

그림 25는 터널의 차도부에 급기덕트를 설치하여 환기탑으로 부터 유입되는 신선공기를 급기하고 터널의 천장부에 배기덕트를 시설하여 배기하도록 하는 전형적인 횡류식 환기방식을 나타낸 것이다.

횡류식 환기방식에서 일반적으로 급기구는 차량에서 발생하는 매연을 즉시로 희석할 수 있다는 관점에서 터널의 하부에 설치하며, 배기구는 급기구에서 급기되는 기류가 터널을 횡단하는 흐름을 유지할 수 있도록 급기구와 마주보는 위치의 터널천정에 설치하게 된다.

차도내 풍속은 그림 25에 나타난 바와 같이 터널전체에 걸쳐서 일정하며 이때 풍속은 교통환기력에 의해서 야기된다.

또한 오염물질의 농도분포는 터널입구에서 터널의 출구까지 점차적으로 증가하며 터널 출구로 갈수록 증가율은 둔화되는 경향을 보인다. 또 일방향 교통인 경우에는 터널출구로 일정한 풍속으로 터널내 공기가 유출되기 때문에 터널갱구를

통해 오염물질의 일부가 배출되게 된다.

횡류식환기 시스템에서 가장 중요한 것은 급기덕트나 배기덕트에서 공급 또는 흡입되는 공기의 량이 덕트계 전연장에서 균일하게 되도록 설계하는 것과 송풍기의 풍량 및 풍압결정이다. 이에 대해서 자세히 알아 보기로 하자.

(1) 차도내 압력분포

단위길당의 송풍량  $q_b$ 와 배기량  $q_e$ 가 동일한 횡류식 환기방식에서 대해서는 차도내 풍속은 일정하며 다음의 압력평형식에 의해서 구할 수 있다. 또한 이 경우에는 반횡류식 환기방식에서 나타나는 중성점은 생기지 않는다.

$$\Delta P_i + \frac{\rho Q_b U_i}{A_i} = \Delta P_{MTW} + \Delta P_i \quad (85)$$

여기서,  $Q_b$ 는 송기덕트와 배기덕트를 통해 유출입되는 공기의 정미차  $Q_b = 1_n \times (q_b - q_e)$ 이다.

일반적으로 횡류식 환기방식에서  $q_e = q_b$ 이므로 차도내 풍속은 자연환기방식에서의 풍속과 일치한다.

차도내압분포는 반횡류식과 동일한 이론으로 식(86)으로 구하며 일반적으로 횡류식 설계에서 차도내압은 0로 하고 있다.

$$P_i^* - P_{i(n)} = -\frac{\lambda x_i \rho}{3 d, 2} U_{i(n)}^2 + \alpha \frac{x_i \rho}{1, 2} \left( U_i^* - U_i U_{i(n)} + \frac{1}{3} U_{i(n)}^2 \right) \quad (86)$$

(2) 덕트내 압력분포

반횡류식과 동일한 방식으로 구한다.

(3) 송풍기 및 배풍기의 풍압계산

송기 및 배기덕트의 압력분포는 전절에서 설명한 것과 같다. 따라서 송·배풍기의 소요풍압은 반횡류식의 경우와 동일하게 구해진다.

(3) 계산예

터널의 환기조건

터널의 연장 : 2,800m

송배기덕트의 연장 : 1,400m

송배기덕트의 단면적 : 16.5m<sup>2</sup>

송배기덕트의 상단직경 : 3.8m

교통량 : 3,000대/hr

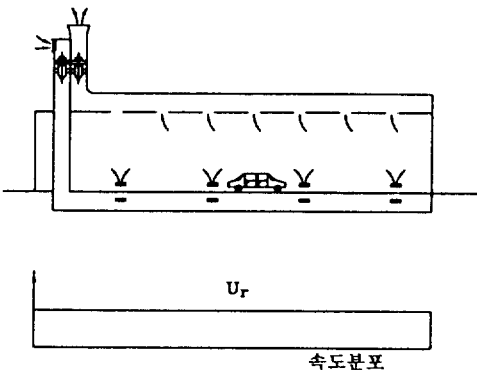


그림 25 횡류식 개요도

소요 환기량 : 700m<sup>3</sup>/s

1) 송풍기의 풍압계산

① 송기덕트의 시단풍속 및 동압

$$U_{b1} = \frac{Q}{2A_b} = 21.2\text{m/s}$$

$$\Delta P_{b1} = \frac{\rho}{2} U_{b1}^2 = 27.5\text{mmAq}$$

② 송기덕트의 정압차

$$P_{b1} - P_{b2} = \left( \frac{\lambda_b L_b}{3 d_b} - 1 \right) \frac{\rho}{2} U_{b1}^2 = 50.8\text{mmAq}$$

③ 송기덕트 필요 말단압력 :  $P_{b2} - P_{m1} = 15\text{mmAq}$

④ 연결덕트의 압력손실 : 30mmAq

⑤ 차도내압 5mmAq로 가정

⑥ 송풍기의 소요풍압

$$\Delta P_{total} = 1.1 \times \{ (P_{b2} - P_{m1}) + (P_{b1} - P_{b2}) + \Delta P_{c1} + P_r \} = 141.3\text{mmAq}$$

2) 배풍기의 소요풍압

① 배기덕트의 말단풍속 및 동압

$$U_{c1} = \frac{Q}{2A_c} = 21.2\text{m/s}$$

$$\Delta P_{c1} = \frac{\rho}{2} U_{c1}^2 = 27.5\text{mmAq}$$

② 송기덕트의 정압차

$$P_{c1} - P_{c2} = \left( \frac{\lambda_c L_c}{3 d_c} + 2 \right) \frac{\rho}{2} U_{c1}^2 = 105.7\text{mmAq}$$

③ 배기덕트의 시단압력 :  $P_{c1} - P_{m2} = 10\text{mmAq}$

④ 연결덕트의 압력손실 :  $\Delta P_{c2} = 30\text{mmAq}$

⑤ 차도내압 ( $P_r$ ) : 1.02mmAq로 가정

⑥ 송풍기의 소요풍압

$$\Delta P_{total} = 1.1 \times \{ (P_{c1} - P_{m2}) + (P_{c1} - P_{c2}) - \Delta P_{c2} + P_r \} = 192\text{mmAq}$$

### 참 고 문 헌

1. 財團法人 首都高速道路技術センター, 1984.

3. トンネル換氣設計基準に關する調査研究報告書[トンネル換氣設計指針(案)].

2. 財團法人 首都高速道路技術センター, 1993, トンネル換氣設計基準に關する調査研究報告書 [トンネル換氣設計指針(案)].

3. J.Diaz et.al., 1991, "Optimized Jet Fan Installation", Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels 6th International Sym., pp. 821-826.

4. Nico Costeris, 1991, "Impulse Fans", Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels 6th International Sym., pp. 827-846

5. Woods Air Movement, 1994, JetFoil.

6. G.Lotsberg, 1995, "Investigation of the wall friction, Pressure distribution and the Effectiveness of big Jet fans with Deflection Blades in the Fodnes Tunnel in Norway", Public Roads Administration.

7. H. Ohashi, et.al., 1976, "A study on a longitudinal ventiliation system using the enlarged jet fans", Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels 2th International Sym., pp. D2-19-D2-44.

8. N.Sato, et. al., 1985, "Discharge of exhaust pollutant from portal of on-way traffic automobile tunnel with exhaust shaft", pp. 445-460.

9. Ventilation Sirocco Howden, 1997, Tunnel Ventilation.

10. T.Konda, et. al., 1976, "Application of the longitudinal ventilation system for long tunnels", Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels 2nd International Sym., pp. D1-1-D1-18.

11. Science Application, Inc, 79, Aerodynamics and Air Quality Management of Highway Tunnels.

12. John O. Bickel, et.al., 1996, Tunnel Engineering Handbook, 2nd Ed., Chapman & Hall, New York.