

# 機械換気を行う長大トンネル内の流れ・温熱環境の予測手法

梶山 博司\* 斎藤 寛之\* 斉藤 実俊\*

## A Simulation Method on Airflow and Temperature in Long Railway Tunnel with Ventilation Fans

Hiroshi KAJIYAMA Hiroyuki SAITO Sanetoshi SAITO

As a public use of deep underground in a metropolis, stations connected with high speed railway tunnels are considered. In this case the pressure fluctuation in tunnel shafts caused by high speed trains will often exceed the operation range of conventional ventilation fans. Hence we have developed a numerical simulation program to calculate the airflow by considering that the air flows through a bypass instead of the ventilation shaft while the pressure fluctuation exceeds the operation range of fans. Applying this program, we have estimated the airflow and temperature in a long railway tunnel equipped with ventilation fans.

キーワード：トンネル，換気，圧力変動，温熱環境，数値シミュレーション

### 1. はじめに

大深度地下利用の例として、大深度高速地下鉄道が考えられる。大深度地下鉄道では長大トンネルに立坑を配置して換気することになるが、新幹線のような高速列車が走行する場合、トンネル内に大きな圧力変動が生じて既往の送風機の動作範囲を超えることになる。一方、トンネル内の温熱環境を維持するためには、送風機を用いた機械換気が重要となる。そこで、立坑に換気経路とバイパスを備えてダンパ切換により送風機へのダメージを回避するシステムを想定し、それに対応した数値シミュレーション手法を開発した。この手法の概要について述べるとともに、全長40kmの大深度地下鉄道モデルを想定して行ったトンネル内の流れと温熱環境の計算例を示す。

### 2. 圧力変動下での機械換気方法

地下鉄トンネルの機械換気は立坑に送風機を配置して排気または給気する。したがって、トンネル内に生じた圧力変動は立坑内の送風機にも伝わることになる。大深度地下鉄道では列車速度が現行地下鉄の数倍になる場合も想定され、その時は圧力変動の大きさも一桁大きくなると予測される。既往の送風機では、運転中にその様な圧力変動が作用した場合、破損に至るようなダメージを受けることが考えられる。そこで、図1に示すように立坑内に送風機を配置した換気経路（以下、換気坑と呼ぶ）とバイパスを持ち、ダンパを切り換えることにより、通常の機械換気のパターンと送風機の動作範囲を超える圧力ではバイパスに迂回する自然換気のパターンを併用する換気システムを考える。

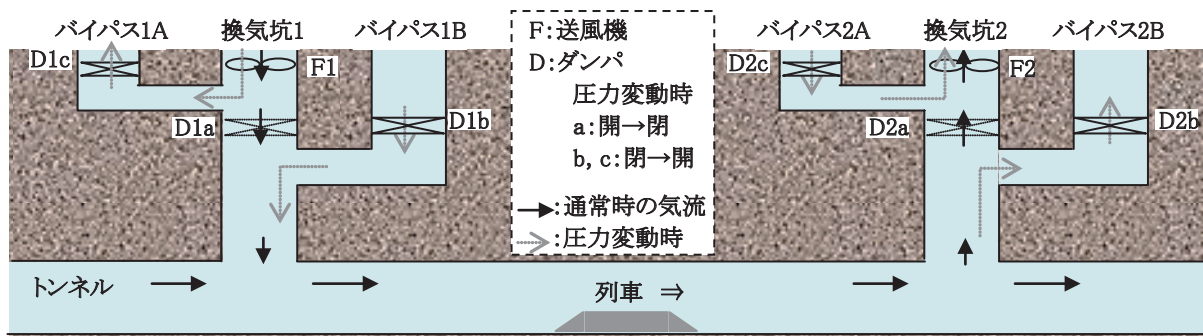


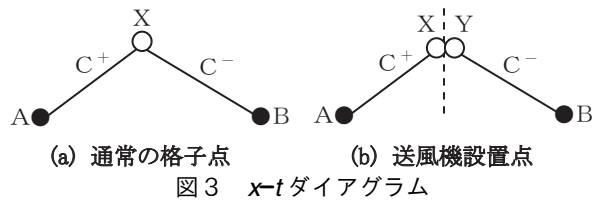
図1 圧力変動に対応した換気システムのイメージ図

\* 環境工学研究部 熱・空気流動研究室

このような換気システムを構築するためには、列車位置の検知や圧力波が到達する時間の予測などにより、圧

特集：環境技術

力変動に先だってダンパの切換動作を指令する制御アルゴリズムが必要となるが、以下ではダンパが高速で動作するとして、立坑の圧力に応じて機械換気のパターンと自然換気のパターンが瞬時に切り換わる理想的な条件下での数値シミュレーション手法を示す。



3. 計算方法

新幹線のような高速列車がトンネルを走行する場合、坑口に列車が突入する際に圧力波が形成されてトンネル内をほぼ音速で伝播する。機械換気を行う長大トンネルでは、この圧力波が送風機に深刻な影響を与えることが懸念される。しかし、地下鉄トンネルの流れ・温熱環境シミュレーションに広く用いられている汎用プログラム SES (Subway Environment Simulation)<sup>1)</sup>などは非圧縮流れを扱うもので、圧力波の現象には対応できない。

そこで、筆者らは空気の圧縮性を考慮したシミュレーション手法の開発を進めてきた。

3.1 流れの計算

高速列車がトンネル内を走行する場合の圧力変動は、流れを1次元非定常圧縮性流れとして扱い特性曲線法を用いて計算する、トンネル内圧力変動シミュレーション<sup>2), 3)</sup>により精度よく評価できる。この手法を基に、立坑や斜坑などの枝坑や駅部の要素を付加することにより、地下鉄道に適用できるシミュレーション手法<sup>4)</sup>を開発した。基礎方程式等は文献<sup>2)~4)</sup>に譲り、ここでは枝坑内の流れの計算方法について述べる。図2に示すように枝坑内の流れの座標系をトンネル側から枝坑坑口へ向かう方向を正とすると、トンネル内と同様に2本の特性曲線上の常微分方程式(1), (2)が成り立つ。

特性曲線 C<sup>+</sup>:  $dx/dt = a$  に沿って

$$\frac{d}{dt}(p + \rho au) = (\gamma - 1)\rho\phi + \rho af \quad (1)$$

特性曲線 C<sup>-</sup>:  $dx/dt = -a$  に沿って

$$\frac{d}{dt}(p - \rho au) = (\gamma - 1)\rho\phi - \rho af \quad (2)$$

ここで、 $a$ : 音速、 $f$ : 粘性による摩擦力、 $p$ : 圧力、 $t$ : 時間、 $u$ : 流速、 $x$ : 距離、 $\gamma$ : 空気の比熱比、 $\rho$ : 密度、 $\phi$ :

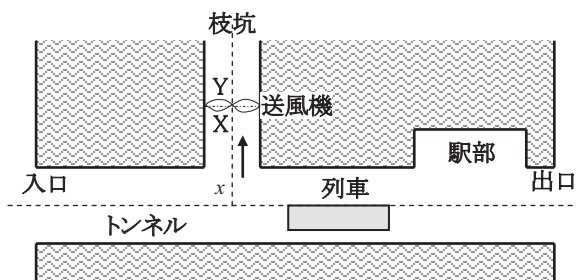


図2 枝坑内の流れに関する座標系

エネルギー散逸とする。

また、送風機の特性は一般的に流量と送風機圧力(送風機前後の圧力差)の関係を表す性能曲線によって与えられ、送風機圧力 $\Delta p$ は流速 $u$ の多項式で近似できる。送風機圧力を流速の2次式で近似した場合、送風機設置点前後のX点、Y点(図2参照)で次の関係が成り立つ。

$$p_Y - p_X = C_{e0} + C_{e1}u + C_{e2}u^2 \quad (\text{排気}) \quad (3)$$

$$p_X - p_Y = C_{i0} + C_{i1}u + C_{i2}u^2 \quad (\text{給気}) \quad (4)$$

$$u = u_X = u_Y \quad (5)$$

ここで、 $C_0, C_1, C_2$ : 性能曲線から最小二乗近似により求めた定数、添字 $e$ は排気用送風機、 $i$ は給気用送風機を示す。

特性曲線法では計算領域を一定の距離 $\Delta x$ で分割して各格子点の流速と圧力が既知の状態から計算を始める。時刻 $t=0$ での各点の流速と圧力から時間 $\Delta t (= \Delta x/a)$ 後の流速と圧力を求める。通常の格子点では、図3(a)の $x-t$ ダイアグラムに示すように既知の2点A、Bを通る特性曲線 $C^+, C^-$ の交点Xについて、式(1), (2)の右辺を $A \sim X, B \sim X$ の中間の値で一定であると近似して、式(1)より

$$(p_X + \rho au_X) - (p_A + \rho au_A) = \{(\gamma - 1)\rho\phi + \rho af\}(t_X - t_A) \quad (5)$$

式(2)より

$$(p_X - \rho au_X) - (p_B - \rho au_B) = \{(\gamma - 1)\rho\phi - \rho af\}(t_X - t_B) \quad (6)$$

式(5), (6)を連立させて $u_X, p_X$ を求める。

送風機の設置点では、格子点の前後で異なる値を持つものとし(図3(b)参照)、式(1), (2)で摩擦を無視して右辺はゼロであると近似して、式(1)より

$$p_X + \rho au_X = p_A + \rho au_A \quad (7)$$

式(2)より

$$p_Y - \rho au_Y = p_B - \rho au_B \quad (8)$$

式(3), (4)と式(7), (8)を連立させて $u_X (= u_Y), p_X, p_Y$ を求める。ただし、送風機は一定の圧力範囲内(风量範囲内)で動作するため、圧力変動が大きい場合は解が得られないことになる。その場合は、通常の格子点とみなして(バイパスに迂回させて)計算し直し、式(5), (6)を連立させて $u_X, p_X$ を求める。

3.2 温熱環境の計算

機械換気を行う長大トンネルの温湿度予測手法として青函トンネルを想定した一定風速で換気する場合のシ

ミュレーション手法<sup>5)</sup>が開発されている。鉄道総研ではこれを基に、トンネル内圧力変動シミュレーションにより求めた風速を用いて温熱環境を予測するシミュレーション手法<sup>6)</sup>を開発した。ただし、この手法は既存の地下鉄道を対象としたもので、トンネル周囲の地盤が長手方向には大きな温度勾配を持たないものと仮定して地盤内の熱移動は半径方向のみ考慮していた。そこで、高速列車が走行する大深度地下鉄道では発熱量が増加して長手方向の温度勾配も大きくなることを想定して、地盤温度に関する基礎方程式を半径方向の熱移動とともに長手方向の熱移動も考慮した式に見直すこととした。以下に、空気温度と地盤温度に関する基礎方程式を示す。

空気温度(図4参照)はトンネル断面内で一様で長手方向に変化するものとして

$$C_a \rho_a A \left( \frac{\partial \theta_a}{\partial t} + U \frac{\partial \theta_a}{\partial x} \right) = h_a S \{ (1-\beta)(\theta_{c0} - \theta_a) + \beta(\theta_w - \theta_a) \} + q \quad (9)$$

ここで、 $A$ :トンネル断面積、 $C_a$ :空気の比熱、 $h_a$ :空気と壁面および流水との熱伝達率、 $q$ :発熱量、 $S$ :断面周長、 $t$ :時間、 $U$ :トンネル内風速、 $x$ :長手方向の距離、 $\beta$ :断面周長に対する流水路幅の割合、 $\theta_a$ :空気温度、 $\theta_{c0}$ :壁面温度、 $\theta_w$ :流水温度、 $\rho_a$ :空気密度である。

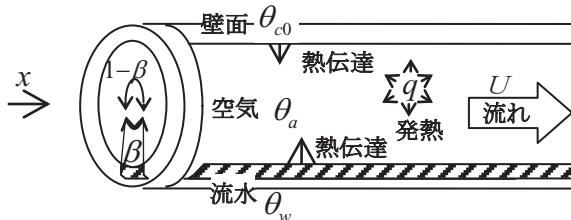


図4 空気温度に係る熱の移動

地盤温度(図5参照)は長手方向と半径方向に変化し、壁面で空気や流水との間で熱移動があるものとして

$$C_c \rho_c \frac{\partial \theta_c}{\partial t} = \lambda_c \frac{\partial^2 \theta_c}{\partial x^2} + \frac{\lambda_c}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial \theta_c}{\partial r} \right) + \kappa(\theta_w - \theta_c) + \{ h_a(1-\beta)(\theta_a - \theta_{c0}) + h_w \beta(\theta_w - \theta_{c0}) + kL(1-\beta)(P_a - P_{c0}) \} \delta(r - r_0) \quad (10)$$

ここで、 $C_c$ :地盤の比熱、 $h_w$ :流水と壁面との熱伝達率、 $k$ :蒸発率、 $L$ :水の蒸発潜熱、 $P_a$ :水蒸気圧、 $P_{c0}$ :壁面温度での飽和水蒸気圧、 $r$ :半径方向の距離、 $\theta_c$ :地盤温度、 $\theta_w$ :土中水温度、 $\kappa$ :地盤と土中水との熱交換率、 $\lambda_c$ :地盤の熱伝導率、 $\rho_c$ :地盤の密度である。最後の項の $\delta$ はデルタ関数を表し、 $r_0$ はトンネル半径である。また、壁面から一定距離離れると温度が変化しない定温度層( $\theta_c = \theta_E$ )になるものとする。

空気温度、地盤温度以外の流水温度などに関する基礎方程式、境界条件、物性値および計算方法等に関しては

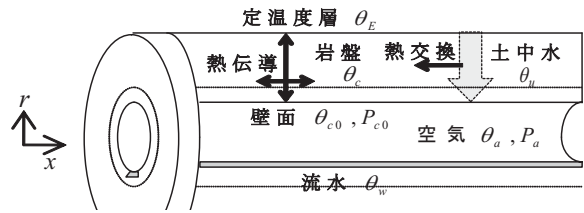


図5 地盤温度に係る熱の移動

文献6)を参照されたい。

## 4. 計算例

### 4.1 計算条件

図6に示す全長40kmのトンネル区間を、最高速度500km/hの高速列車が走行する場合について計算を行った。立坑は5km間隔で各立坑に換気坑が2本並んでいるものとする。ただし、中間駅に該当する立坑2では換気坑が駅の両端にあり、終端駅に該当する立坑8ではトンネル側に2本、終端側に1本とする。計算に用いたトンネル、駅部、換気坑および列車の諸元を表1に示す。

列車はピーク時に1時間当たり上下各10本(直通8本+各停2本)走行するものと想定し(図7)、発熱量を列車本数に応じて時間帯毎に長手方向の平均値として与えた(図8)。

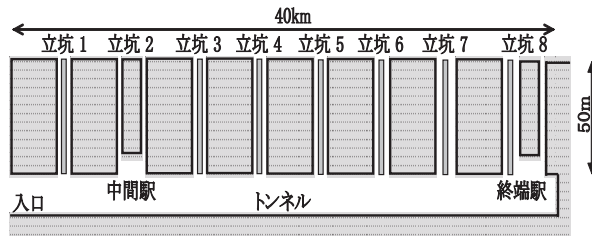


図6 大深度地下鉄道モデルの概要

表1 列車、トンネル等の諸元

	断面積 (m <sup>2</sup> )	水力直径 (m)	長さ (m)	摩擦抵抗係数	圧力抵抗係数
列車	8.9	3.04	400	0.013	0.20
トンネル	74	9.19	40000	0.020	
駅部	160	7.17	500	0.020	
換気坑 バイパス	2台*	12.5	3.33	50	0.020
	3台*	18.75	4.29	50	0.020
	4台*	25.0	5.00	50	0.020

\*:送風機台数

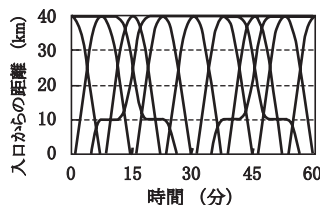


図7 ピーク時のランカーブ

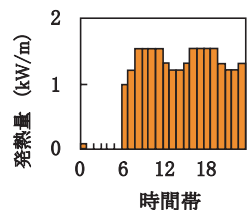
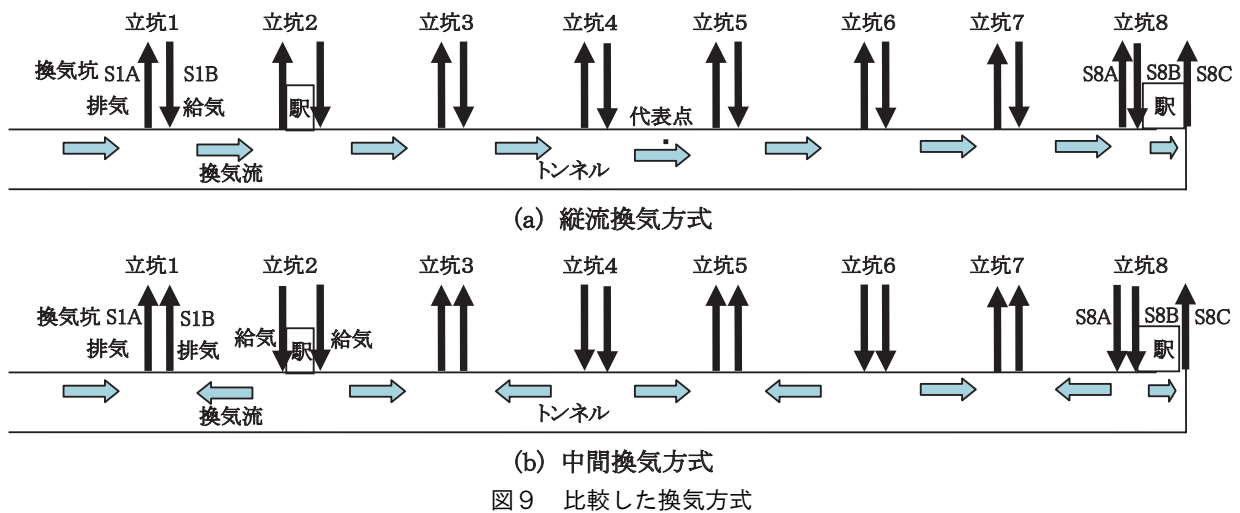
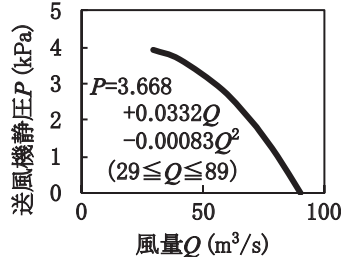


図8 想定した発熱量

特集：環境技術



換気方式は縦流換気方式と中間換気方式の2種類について比較した(図9)。換気坑に設置する送風機の台数は2台、3台、4台の3ケースについて計算した。ただし、末端駅部の換気坑Bと換気坑Cは送風機を2台に固定した。送風機は定格風量70m<sup>3</sup>/s(本坑風速1m/s, 換気坑風速13m/s程度)を想定した(図10参照)。



また、温熱環境の計算ではトンネル入口および換気坑坑口の気温と湿度として、東京管区気象台(千代田区大手町)の4年間(2004年~2007年)の気象データから8月2日に最大(日変化は14時に最大)となる正弦波で近似した値(年平均気温17.7°C, 年変化幅23.0°C, 日変化幅7.0°Cと年平均水蒸気圧1502Pa, 年変化幅2190Pa)を用い、トンネル壁面から10m奥(定温度層)の地盤温度として、深さ40m程度の深部地下鉄での地中温度の実測値から27.4°Cを仮定した。

4.2 計算結果

(1) 換気装置の抵抗係数が風速分布に及ぼす影響

送風機台数3台の場合について、換気装置の抵抗係数 $\zeta$ を変化させて、列車が走行しない夜間のトンネル内風速を計算した結果を図11に示す。末端駅寄りの35~40km区間の風速は縦流換気では $\zeta=3$ 付近で最大となり、それ以上では $\zeta$ が大きくなるほど風速は小さくなる。中間換気では単純に $\zeta$ が大きくなるほど風速は小さくなる(図12)。 $\zeta$ は消音器やフィルターなどの抵抗要素により決まるが、多少の余裕を見て最小値を5に設定する。

次に、排気用換気坑の $\zeta$ を5に固定して、給気用換気坑の $\zeta$ を変化させて同様に計算した結果を図13に示す。

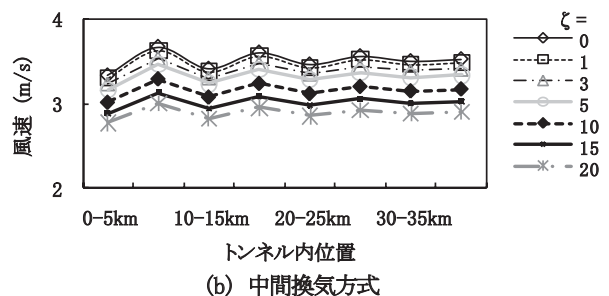
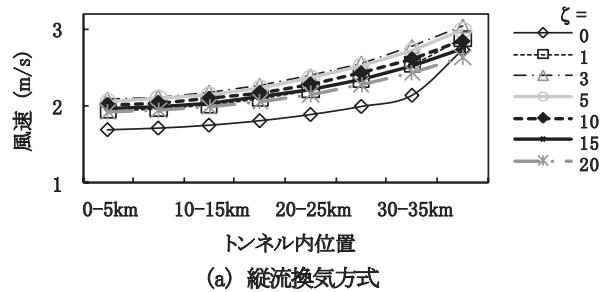


図11 抵抗係数と換気風速の分布1(列車なし)

縦流換気では $\zeta=18$ 以上で風速分布のパターンが大きく変化し、中間換気では $\zeta=6$ で最も一様な風速分布となる。これより、縦流換気では排気用換気坑で $\zeta=5$ 、給気用換気坑で $\zeta=16$ と設定し、中間換気では排気用換気坑で $\zeta=5$ 、給気用換気坑で $\zeta=6$ と設定した。送風機台数が2台、4台の場合も同様に計算して抵抗係数 $\zeta$ を設定した結果を表2に示す。

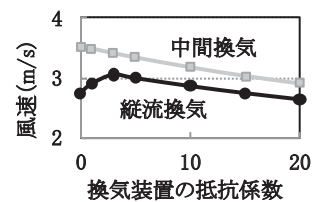


表2 換気装置の抵抗係数 $\zeta$

	縦流2台	縦流3台	縦流4台	中間2台	中間3台	中間4台
排気	5	5	5	5	5	5
給気	17	16	16	5.5	6	7

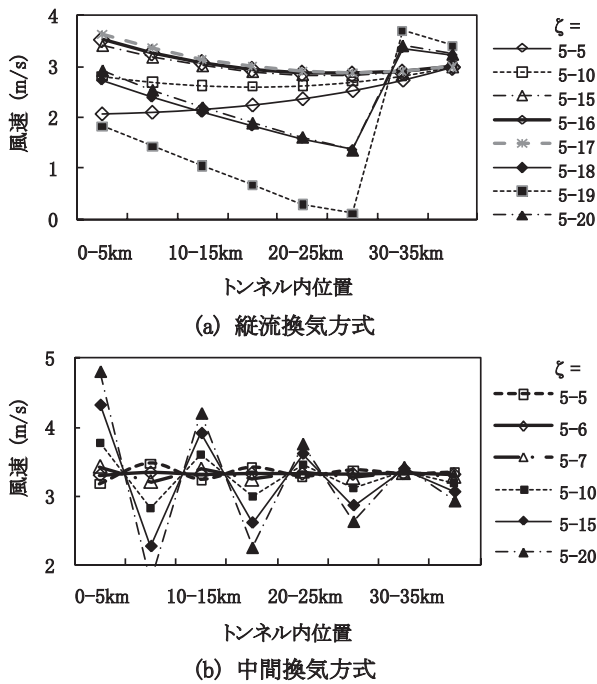


図13 抵抗係数と換気風速の分布2 (列車なし)

表2に示した換気装置の抵抗係数を与えて計算した、列車が走行しない夜間のトンネル内換気風速の分布を図14に示す。これ以降の計算には表2の抵抗係数を用いた。

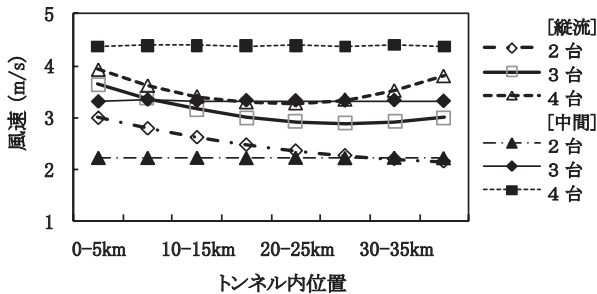


図14 夜間の換気風速の分布 (列車なし)

(2) 換気量

送風機台数が3台の場合について、列車本数が最多の上下各10本となる時間帯(8~12時と16~20時)の流れを計算し、通常の換気パターン(機械換気)とパイパスに迂回するパターン(自然換気)の割合を求めた結果を図15に示す。送風機台数が2台の場合も、4台の場合も同様の結果が得られ、換気坑全体では表3に示すように約7割~8割の時間帯が通常の機械換気のパターンとなる。

表3 機械換気と自然換気の割合 (列車: 20本/時)

	縦流2台	中間2台	縦流3台	中間3台	縦流4台	中間4台
機械換気	46分18秒 77%	38分32秒 64%	48分25秒 81%	42分54秒 71%	49分16秒 82%	46分32秒 78%
自然換気	13分42秒 23%	21分28秒 36%	11分35秒 19%	17分6秒 29%	10分44秒 18%	13分28秒 22%

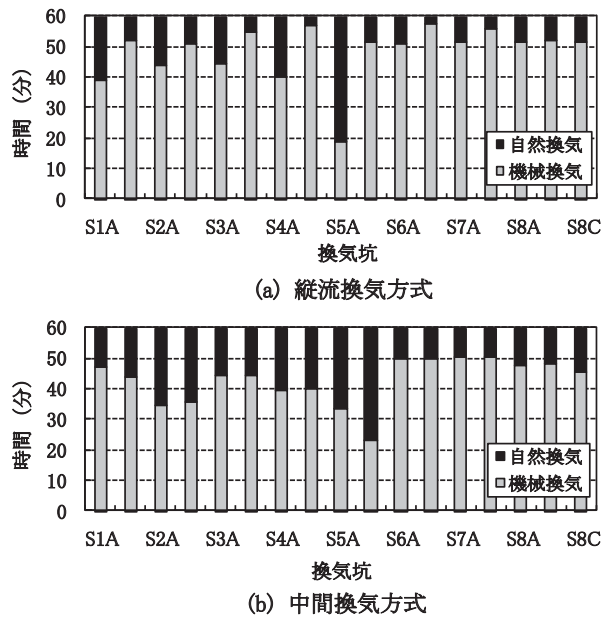
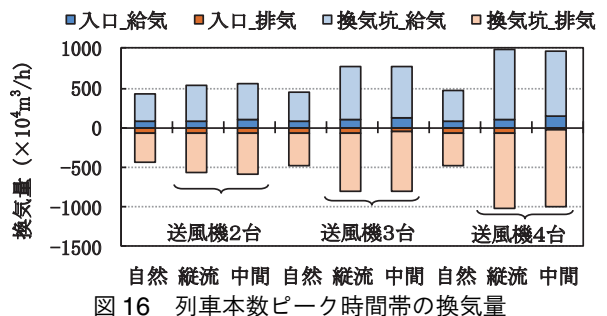


図15 機械換気と自然換気の割合 (列車: 20本/時)

図15において、縦流換気方式では立坑5の換気坑S5Aで、中間換気方式では同じく換気坑S5Bで機械換気の割合が最も低くなっている。立坑5はトンネル入口から25kmの地点に位置し、図7に示した列車のランカーブから25km地点付近で列車すれ違いが多く発生するため、トンネル側の負圧が大きくなり排気用送風機への影響が大きく現れるためと考えられる。

列車本数がピークとなる時間帯の流れの計算結果から、トンネル入口および換気坑を通じて給気される換気量と排気される換気量を求めて図16に示す。図で排気される換気量はマイナスで表した。また、「自然」と表示したケースは常時パイパスに迂回して自然換気する場合の結果である。図より、機械換気を行うことで列車走行に伴う換気のみの場合に比べて大幅に換気量を増やすことができ、送風機台数が3台では2倍程度に増加することがわかる。縦流換気方式と中間換気方式で換気量に差は見られない。



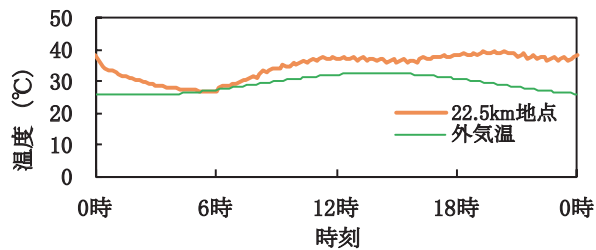
(3) トンネル内温度

送風機3台で縦流換気する場合の温熱環境の計算例として、入口から22.5kmの地点(図9中の代表点)における8月上旬の空気温度の日変化と日最高温度の季節変化

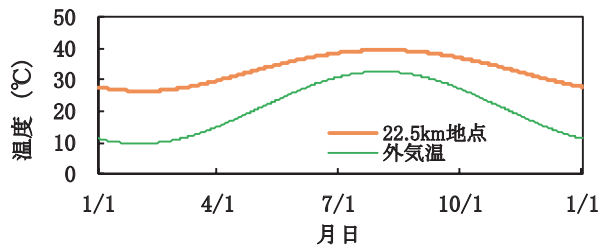
特集：環境技術

を図17に示す。これより、真夏にはトンネル内温度が日中40℃近くまで上昇し、夜間に30℃以下に低下するものと予測される。

送風機台数を2台、3台、4台として温熱環境を計算し、トンネル内の各地点における年間最高温度を求めた結果を図18に示す。縦流換気方式と中間換気方式で年間最高温度の分布が異なることがわかる。いずれの送風機台数でも、縦流換気方式はトンネル入口から20～25km区間で年間最高温度が最も高く、中間換気方式は同じく25～30km区間で最も高くなっている。これは図15において25km地点の立坑5内の排気用換気坑で機械換気の割合が最も低くなっていることに対応する。この送風機への影響は中間換気方式でより大きな温度上昇を生じており、温度上昇抑制の観点からは縦流換気方式のほうが適していると言える。



(a) 空気温度の日変化(22.5km地点)



(b) 日最高温度の季節変化(22.5km地点)

図17 トンネル内温度の計算例(送風機3台, 縦流)

5. まとめ

高速列車で顕著となる圧力波を評価できる、トンネル内圧力変動の影響を回避する理想的な換気システムを想

定した長大トンネル内の流れ・温熱環境を予測するシミュレーション手法を開発した。これを用いて全長40kmの大深度地下鉄道モデルで列車の最高速度500km/hを想定した場合の計算を行い、縦流換気方式と中間換気方式について換気量とトンネル内温度を比較したところ、以下の傾向が見られた。

- (1) 列車走行時間帯の換気量は2種類の換気方式(縦流換気方式, 中間換気方式)にはあまり差が見られない。
- (2) バイパスに迂回するパターンは、換気坑全体では縦流換気方式よりも中間換気方式でやや多目であるが、両方式とも列車すれ違いが多く発生する地点の近傍の排気用送風機が最も強く影響を受ける。
- (3) 上記の排気用送風機への影響は中間換気方式でより大きな温度上昇として現れる。

今後は、深部地下鉄道での温度測定結果を用いて予測精度を検証するとともに、圧力変動を回避するダンパ切換の操作時間や送風機の応答性を考慮したシミュレーション手法の開発を進める予定である。

文献

- 1) Kennedy, W. D. et.al: Subway Environmental Design Handbook, Vol.II, U. S. Dept. of Transportation, 1976, B27-B39.
- 2) 山本彬也: 新幹線トンネルの圧力変動・空気抵抗・トンネル換気, 鉄道技研報告, No.871, 1973
- 3) 飯田雅宣, 前田達夫: トンネル内圧力変動シミュレーション, 鉄道総研報告, Vol.4, No.7, pp.54～62, 1990
- 4) 梶山博司, 飯田雅宣, 前田達夫: 大深度地下鉄道の空気流動シミュレーション, 鉄道総研報告, Vol.7, No.7, pp.51～58, 1993
- 5) 井口裕雄: 縦流換気を行う長大トンネルの温湿度シミュレーション手法の開発とその応用, 鉄道技研報告, No.1266, 1984
- 6) 梶山博司: 地下鉄道の温熱環境シミュレーション, 鉄道総研報告, Vol.11, No.10, pp.41～46, 1997

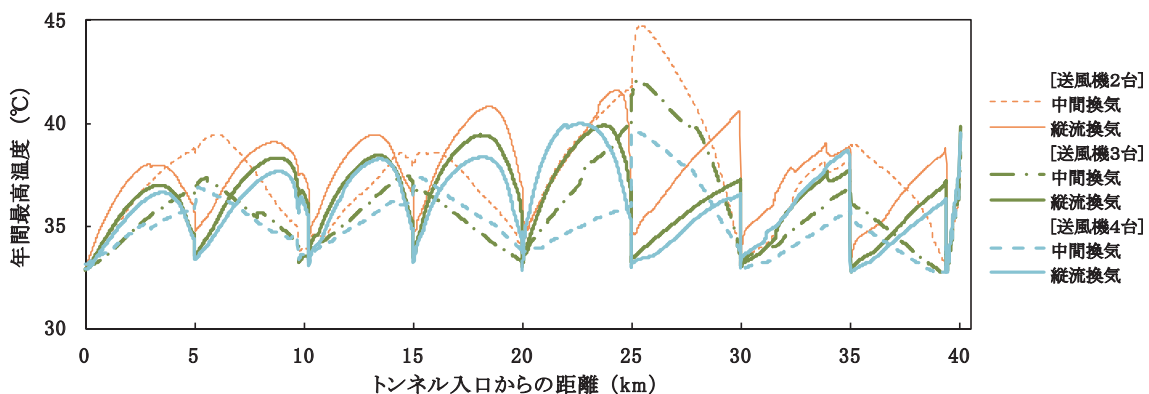


図18 トンネル内の年間最高温度の長手方向分布