

REPORT OF FIRE RESEARCH INSTITUTE OF JAPAN

Serial No. 68

September 1989

消防研究所報告

通 卷 68 号

1989年 9 月

目 次

研 究

- 雪上動力ホース延長車……………亀井浅道，山田 實，天野久徳
吉岡政行，森 晃二，嶋田 旭……(1)
- 熱放射に対する防火衣等の防熱効果
一布地の温度上昇について……………渡部勇市……(9)
- トンネル内における大規模火災の数値的研究……………佐藤晃由，宮崎早苗……(19)

消 防 研 究 所

東 京 都 三 鷹 市

REPORT OF FIRE RESEARCH INSTITUTE OF JAPAN

Serial No. 68

September 1989

— Contents —

MEMOIR

The Development of Power Hose Layer for Snow-covered Road Asamiti Kamei, Minoru Yamada, Hisanori Amano, Masayuki Yosikawa, Kohji Mori, and Akira Shimada	(1)
Thermal Insulation of the Protective Clothes for Fire Fighters Exposed to Thermal Radiation — Temperature Rise of the Cloths — Yuichi Watanabe	(9)
A Numerical Study of Large Fires in Tunnels Kohyu Satoh and Sanae Miyazaki	(19)

Published by
Fire Research Institute of Japan
14-1, Nakahara 3-chome, Mitaka, Tokyo, Japan

雪上動力ホース延長車

亀井浅道・山田 實・天野久徳

吉岡政行*・森 晃二*・嶋田 旭*

(平成元年5月31日受理)

消防職員の高齢化に伴って消防用機器の動力化、軽量化が望まれている。著者らは極めて荷酷な作業と言われている積雪地におけるホース延長操作を迅速かつ容易に行うことのできる雪上動力ホース延長車を試作した。本報はこの雪上動力ホース延長車の構造と性能について述べたものである。

1. 緒 言

現在、消防自動車に積載されているホースの火災現場における延長作業は手引きホース延長車によるか、もしくは専ら人手に頼って行われている。

手引きホース延長車は無積雪地域の平坦な路面上で用いられている。しかし、総重量が約200kgに達し、消防職員の肉体的負担はかなり厳しいものとなっている。この問題に対処すべく動力ホース延長車がいくつか試作されているが、路面上の障害物対策に難点がある¹⁾。そこで著者らは先に障害物対策に対しても有効なホース延長車用動力台車を開発した²⁾。

積雪路面上では手引きホース延長車の使用は不可能である。また、上に述べた動力によるものも積雪路面上では使用に耐えないようである。積雪地域におけるホース延長車に求められる要件には、操作性が良いこと、機能の信頼性が高いこと、消防自動車に積載できるように小型、軽量化が図られたものであること、耐久性、保守管理性に富んでいること等通常の動力ホース延長車にも共通するものの他に多様な積雪状態で使用できること、低温下の機能の信頼性が高いことなども不可欠である。このような要件を満たすものとして、今回雪上動力ホース延長車を試作した。本報ではこの雪上動力ホース延長車の構造と性能試験結果について述べる。

2. 構 造

今回開発した雪上ホース延長車の外観をFig.1(a)に、構造図をFig.1(b)に示す。この延長車は車体とホース積載部から成っており使用目的に応じてホース積載部を取り外し、他の荷物積載装置と交換することができる。車体はフレーム、駆動部、操作部、および安全装置で構成されている。最低地上高(地面から走行輪以外で最も低い部分までの距離)は100mmである。また、本体の重量は230kgである。

2.1 フレーム

フレームは鋼製で、溶接構造である。フレームにはエンジン、動力伝達装置、変速機、ブレーキ、走行輪などの駆動部分が取り付けられている。

2.2 駆動部

(1) 動力源



Fig. 1(a) Power hose layer for snow road.

* 森田ポンプ株式会社

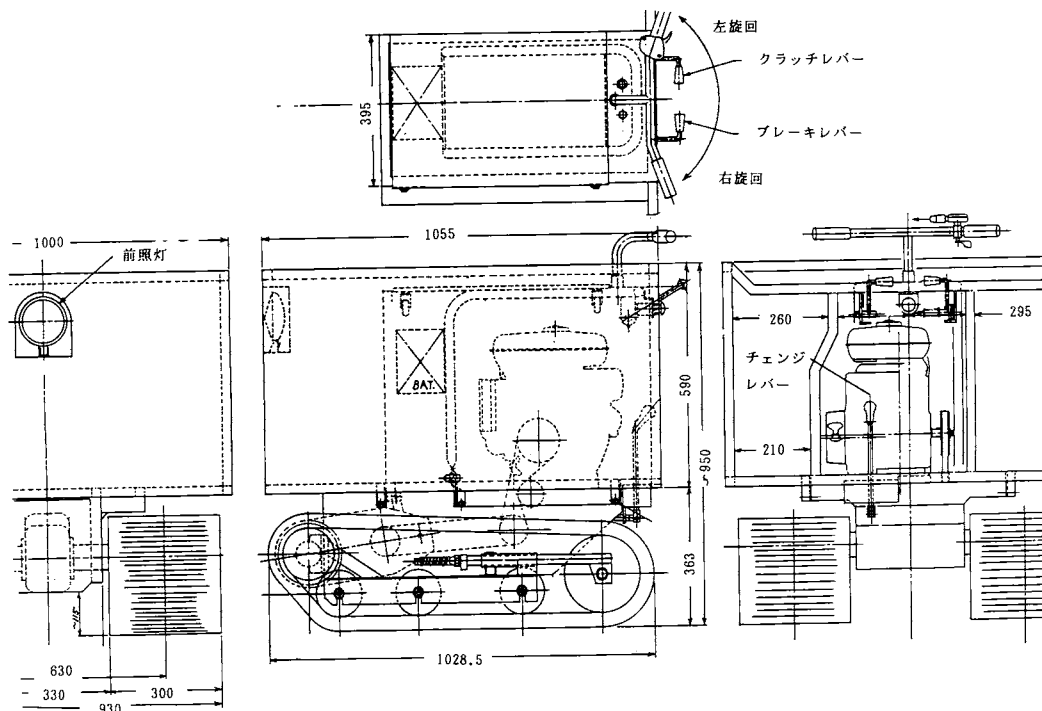


Fig. 1(b) Structure of the hose layer.

動力源は6 HP のガソリンエンジンである。始動はセルによる方式であり、このためのバッテリーを搭載している。ただし、セルによる始動が不能となった場合はリコイルによるスタートも可能である。燃料タンクは容量が4 ℓ であり、蝶番により開閉するエンジンルーム上蓋の直下に取り付けられている。

(2) 走行輪

走行輪は Fig. 1(a) もしくは (b) に見られるようにゴムクローラである。ゴムクローラは左右に1本ずつあり、車体前方の駆動輪、後方の誘導輪およびこれらの間に3つ設けてある転輪の回りを駆動する。ゴムクローラの幅は300mm、接地長さは705mmである。また、トレッド(クローラ中心間の距離)は630mmである。

(3) 動力伝達装置

エンジンと走行輪の間に、クラッチ、変速機、ブレーキがある。エンジンの回転をVベルトにより変速機に導いており、クラッチの入切はこのベルトのテンションの調節で行う機構となっている。変速機は前進3段、後進1段のものである。ブレーキは内部拡張ドラム型である。

2.3 操作部

操作は全て本体後部で行うリヤオペレーション方式である。従って、エンジン始動、ステアリングハンドル操作、ブレーキ、アクセル、クラッチなどの操作部は Fig. 2 に示すように車体の後部に設けられている。

(1) エンジン始動

エンジン始動用のキーがエンジンハウス内左側にある。また、キーによる始動ができない場合に使用するリコイルスタータの位置はキーホルの直下にある。

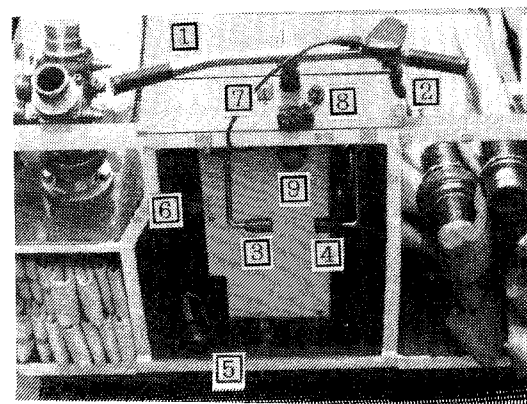


Fig. 2 Driving devices.

(2) ステアリングハンドル

ステアリングハンドルの形状は自転車などと同様なT型（ステンレス製）で、握り部にゴム製のグリップを施してある。旋回しようとする方向にハンドルをきると旋回方向のクローラにブレーキがかかり、車体が回転する。

(3) アクセル

アクセルレバーはステアリングハンドルの右側のグリップの直近に取り付けられている。右手をグリップに置いてこのレバーを操作する。右に回すとエンジンの回転数が増える。レバーを放すとアイドリング状態に戻る。

(4) クラッチ

クラッチレバーはハンドルの下方で、中央からやや右側にある。このレバーは上下方向に動き、上にシフトさせるとエンジンのプーリと変速機間のVベルトにテンションプーリがコンタクトし、動力がつながる。レバーは任意の位置に止めることができるようになっており、半クラ状態にすることが可能である。

(5) ブレーキ

ハンドルの下方のクラッチレバーと対称の位置にブレーキレバーが取り付けられている。クラッチレバーと同様に上下方向に動く。下にシフトするとブレーキがかかる。

(6) 変速レバー

変速レバーはブレーキの下方にある。前進3速、後進が1速でレバーの位置はH型である。中央の位置がニュートラとなっている。

2.4 積載部

ホース積載部の外形は長さ1055mm、幅1000mm、高さ590mmの箱型である。この箱型空間において、エンジンルーム（長さ740mm、幅450mm、高さ500mm）を除く部分が荷物積載部となる。荷物積載部には7本の65mmホースと2本の管鎗、および1個の二股分岐管が収納できる。ホースはエンジンルームの左右と前方の空間に、エンジンルームの鋼板に3段に巻き付けて積載する。延長時にホースはエンジンルームの右側から出る。管鎗収納箱がエンジンルームの前方で、3段に巻き付けられたホースの上側に取り付けられている。この箱の上面は積載装置の上部フレームと同一面内にある。またこの箱はホース積載作業時には蝶番により車体の前方に倒しておけるようになっている。二股分岐管の収納位置はエンジンルーム左側の後部である。

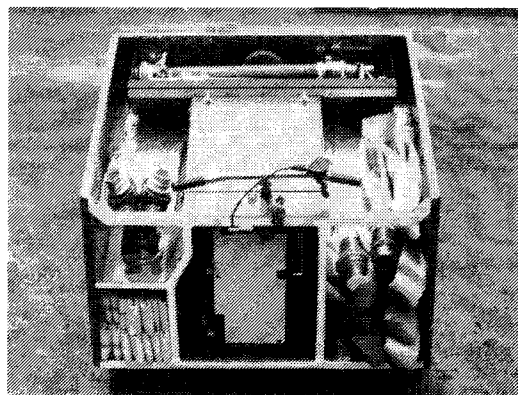


Fig. 3 Hoses, playpipes and delivery head in the loading space.

積載状態をFig.3に示す。

2.5 安全装置

作業において安全性が優先される構造でなければならない。一般的に動力ホース延長車の使用中において想定される事故としては操作員が延長車にひかれることであろう。特に、この雪上ホース延長車が使用される路面状況は操作員の歩行環境として厳しい場合が多いと考えられる。この延長車は後部で操作するため前進走行中はひかれることない。ただし、操作員が転倒して延長車だけが無人で走行する可能性がある。これを防止するために安全スイッチ（デッドマンスイッチ）を設けてある。この安全スイッチはエンジンの電気回路に挿入されており、スイッチに取り付けられた紐の端を引くとスイッチが切れるようになっている。紐は操作員の右手首に通しておく。後進時にはひかれる可能性が無いわけではない。万一の場合を考えてとっさに対応できる位置に緊急停止ボタン（押しボタン式）を設けてある。これもエンジンを停止させるように作用する。

2.6 その他

夜間を使用する際の照明装置が設けられている。ランプは25Wの白熱電球（白色）で、バッテリーを電源にしており、積載装置の前面上部に取り付けてある。スイッチは防滴型トグルスイッチで、その位置はエンジンルームの上部鋼板である。

構造に関する主な仕様をTable 1にまとめておく。

3. 性能

3.1 ホース積載方法

Table 1 Specification of structure

1. Dimension (mm)	
overall length	1055
overall width	1000
overall height	1065
tread	630
ground clearance	100
2. Weight (kgf)	
snow power carrier	230
carring capacity	100
hose (65 mmφ) × 7	
playpipe × 2	
delivery head × 1	
total	330
3. Moter	
type	gasoline engine (225 cc)
power (HP)	6.0
oil tank (ℓ)	4
4. Body	
material of frame	steel
driving wheel	rubber crawler
ground pressure	78 g/cm ² (with max. load)

従来のリヤオペレーション方式の動力ホース延長車の欠点は積載装置のホースの出口となる開口部が広く、操作員はこの開口部に向かい合う位置で運転するようになっていたため、延長されていくホースが操作員の歩行に邪魔になることであった。この問題は本延長車においては Fig. 4 に図示するような U 字形のホース積載方法を採用することにより解消されている。

U 字形にホースを積載することはエンジンルームの側板にホースを巻き付けていけばよいため比較的簡単に行うことができる。スムーズにホースの延長が行われるようにするための注意点は延長金具がホース出口に来るように配慮することである。

ホース延長状況の一例を Fig. 5 に示す。

3.2 走行性

(1) 速度

平坦地における速度の計測結果を Table 2 に示す。実験は傾斜 1 度のアスファルト路面上試験と 20 cm の積雪路面（アスファルト路面上試験と同一場所）上試験を行った。表に示す値はいずれもスロットルを全開にして計測したものである。ホースの積載がない雪上

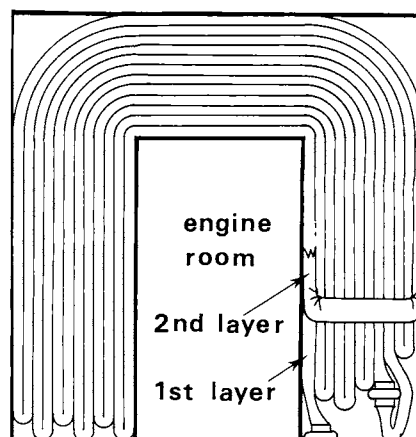


Fig. 4 U-type load of hoses.

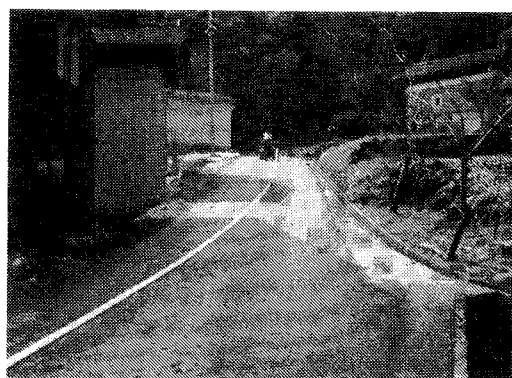


Fig. 5 Operation of the hose layer.

の 3 速の場合にエンストを起こしているが、その後の点検により電気系統の不具合により出力不足状態であったことが判明した。計測の結果、最大速度は概ね後進時とシフトレバーが 1 速のとき 3.5 km/h、2 速のとき 7 km/h、3 速のとき 10 km/h であることが分かった。

(2) 登坂能力

積雪状態と無積雪状態（地肌および草地）の坂道において登坂能力試験を行った。いずれの場合も 1 速で無積雪状態で 25 度の坂道、15 cm の積雪状態で 22 度の坂道の走行には支障がなかった。山道および雪の斜面における登坂能力試験の様相をそれぞれ Fig. 6 と Fig. 7 に示す。

(3) 連続走行持続時間

燃料消費量からの計算によると、燃料を満タンにし 2 速で平坦地を走行すると最大積載荷重状態で 3 時間

Table 2 Road test

speed (km/h)

gear shift	slope*)	no load		with load**)	
		on paved road	on snow	on paved road	on snow
1st	ascent	3.88	3.66	3.85	3.62
	descent	3.86	3.77	3.87	3.71
2nd	ascent	7.28	6.20	7.04	6.33
	descent	7.35	6.35	7.30	6.76
3rd	ascent	10.19	#	9.66	6.71
	descent	10.54	5.03	10.39	8.28

: Engine stop

*) : a road with slope of 1 degree

**) : 100 kgf (hose x 7, playpipe x 2, delivery head x 1)

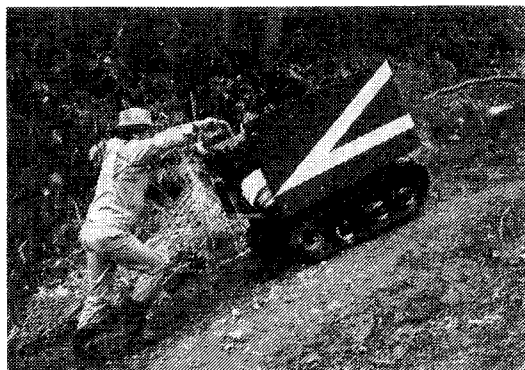


Fig. 6 The hose layer running on a wasteland.

の連続走行が可能である。

(4) 回転半径

舗装路面上でハンドルをいっぱいにした状態でクローラのわだちを計測した結果、その回転半径は1230 mmであった。クローラ接地部(一番前の転輪の位置)から積載装置のコーナー部までの張り出し長さを考慮にいれて補正すると回転半径は約1400mmとなる。

(5) 各種路面に対する走行性

砂地、砂利道、ぬかるみにおいても支障なく走行した。また、草丈が15cm程度の草原も問題ない。

障害物として65mm ホースが交錯している路面や道路の縁石などの段差もスムーズに乗り越えられた。実験で確かめられた最大の乗り越え高さは150mmである。ただし、高い障害物に対しては高速でアプローチすると衝撃がある。また、延長車の重心が高いため障害物を越える時ハンドルの跳上がりが大きくなるので注意

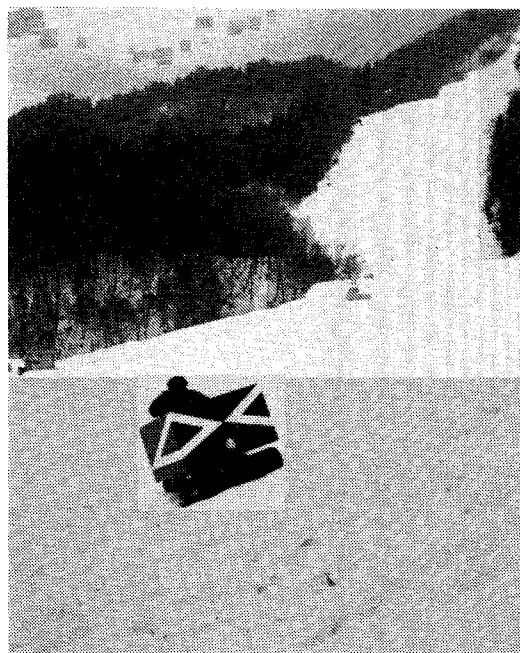


Fig. 7 The hose layer running on a steep snow slope.

を要する。

走行性能を Table 3にまとめておく。

Table 3 Traveling performance (with max. load)

maximum speed	10 km/h
gradeability	25 degree
step climbing ability	150 mm
upset angle	> 45 degree
radius of gyration	1400 mm
drawbar pull	200 kgf

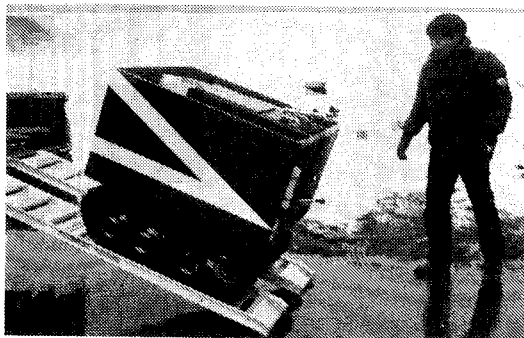


Fig. 8 Loading the hose layer on a fire engine.

3.3 消防自動車に対する積み下ろし

このホース延長車は登坂能力が優れているのでFig.8のように板でスロープを作れば容易に消防自動車に積み下ろしができる。クラッチレバーを任意の位置にセットできるので十分緩やかに昇降させられる。

3.4 保守管理

常に管理が求められるのは給油状態である。油量はオイルゲージで確認する。オイルタンクはエンジンルームの上蓋の直下にあり、上蓋を開けるとタンクの上部に付いている給油口から簡単に補給できる。バッテリーは充電状況のチェックと交換がしやすいようにオイルタンクの前方に置かれている。

なお、ゴムクローラーにはワイヤと鋼の骨が入っており強度および耐久性に関しては保守管理上問題になることはない。

4. むすび

この雪上ホース延長車は積雪地方のホース延長作業を軽減するために開発したものであるが、馬力が大きく、長時間の使用に耐えられ、路面状態を選ばずに使用できるので、林野火災に使用しても十分有効であると考えられる。

災害現場で要求されるさまざまな厳しい環境に対処できるように設計したつもりである。しかし、研究・開発の時間が限られており、特に、積雪状態において、フィールドテストが十分に行われていないので、なお改良を要する点があるかもしれない。今後、必要に応じて改善を重ねてゆく所存である。

参考文献

- 1) 亀井浅道, 山田實: “ホース延長車の現状と問題点”, 消防研究所輯報, 40 p.3 (1986)
- 2) 山田實, 亀井浅道, 吉岡政行, 嶋田旭: “ホース延長用動力台車について”, 消防研究所報告, 66 p.35 (1988)

The Development of Power Hose Layer for Snow-covered Road

(Abstract)

Asamichi Kamei, Minoru Yamada, Hisanori Amano,
Masayuki Yoshioka^{*)}, Kohji Mori^{*)} and Akira Shimada^{*)}

(Received May 31, 1989)

Where much snowfall affects fire fighting activity, firemen have to lay hoses by hand because every kind of current hose layer is not available on the snow-covered road even if there is a little snow. As hose laying work by hand is very hard, firemen want to use a power hose layer to reduce their burden where there is snow.

Authors have developed recently a power hose layer for snow-covered road. The hoselayer equipped with a gasoline engine has two gum-crawlers and is characterized as follows;

- (1) The body is so compact that it is possible for a fire engine to carry it.
- (2) The crawlers are wide (300 mm) and ground pressure is low (78 g/cm^2).
- (3) Power of the engine is strong. (6.0 HP)
- (4) Due to (2) and (3), the hose layer can travel on the snow-covered road as well as on the paved road. It is also available for the steep trail.
- (5) The fireman operates it safely in the rear.

As a result of traveling test, we concluded that the hose layer will be quite helpfull for the fire fighting on the snow and in the wildland.

^{*)} MORITA FIRE PUMP mfg. Co., Ltd.

熱放射に対する防火衣等の防熱効果 —布地の温度上昇について—

渡部勇市

(平成元年 5 月31日受理)

消防隊員が着用する作業服、単層防火衣、耐熱服の熱放射に対する防熱性能を把握するため、各防護服の布地を $2.4\sim 9.4\text{kW/m}^2$ の熱放射照度で加熱し、布地の裏面温度上昇を測定した。各防護服布地の裏面温度と熱放射照度の関係について明らかにした。

裏面温度は防護服の表面のコーティングの種類によって大きく異なり、作業服、単層防火衣、耐熱服の中でアルミニウムを真空蒸着した耐熱服が最も上昇温度が低く、3種類のなかで耐熱服が最も熱放射に対し反射効果がある。

また、布地の熱放射率、熱伝導率、熱拡散率および布地表面の自然対流熱伝達率等を仮定することにより、布地の裏面の温度上昇変化を計算した結果、実験値とほぼ一致した値が得られたので、消防用防護服の防熱性能を推定する場合の数値計算方法として有効であることが分かった。

計算の有効性について検討したので報告する。

1. はじめに

防火衣等の熱放射に対する防熱性能を調べるために、今までにも熱放射加熱による布地の裏面温度上昇が測定されてきている¹⁾。しかし、熱放射照度と布地裏面の温度上昇の関係は明らかになっていない。

今回は、赤外線バーナにより熱放射に対する作業服、単層防火衣、耐熱服の消防用防護服布地の裏面温度上昇を測定し、熱放射照度と布地の裏面温度の関係について調べた。また、差分方法で数値計算した熱放射に対する裏面温度の計算結果と測定結果を比較し、数値

2. 実験方法

2.1 防護服の供試品

消防用防護服には作業服、単層防火衣、二層防火衣、耐熱服等がある。今回試験した布地の種類は、表面の熱放射率が異なる作業服、単層防火衣、耐熱服の3種類を使用した。試験に供した防護服の布地の種類をTable 1に示す。布地の素材は3種類共に同じ芳香族ポリアミドである。

作業服の布地は、布地表面に何もコーティングしな

Table 1 Test fabrics

Sample mark	Type	Kinds coated to the outside surface	Materials	Thickness mm	Weight kg/m ²	Apparent density kg/m ³
A	Working clothes	Uncoating	Aramid 100%	0.60	0.292	490
B	Fire coats	*	Aramid 100%	0.51	0.575	1100
C	Approach suits	**	Aramid 100%	0.63	0.391	620

* : shows that the outside surface of fabrics is coated with rubber which contains aluminum powder.

** : shows that aluminum is deposited on the outside surface of fabrics by vacuum evaporation.

い布地である。布地表面、裏面の色はオレンジである。

単層防火衣の布地は、厚み0.42mmの布地表面に、アルミ粉末入りの合成ゴムを約0.09mm コーティングしたものである。合成ゴムはクロロスルホン化ポリエチレンである。布地裏面は何もコーティングしておらず、色は白である。

耐熱服の布地は、布地表面にアルミニウムを真空蒸着したポリエチレンフィルムを接着した布地である。ポリエチレンフィルムの厚みは15 μ mである。布地裏面は何もコーティングしておらず、色は白である。

その他に単層防火衣、耐熱服、作業服の表面に熱放射率0.97の黒体塗料を塗った布地を熱放射率の基準用の布地として用意した。布地裏面は何も塗らなかった。

試験用布地の大きさは縦40cm、横30cmである。

2.2 赤外線バーナの性能

放射加熱のために使用した赤外線バーナを Fig. 1 に示す。放射面全体の大きさは縦165cm、横82.5cmであり、放射面は縦8.8cm、横82.5cm、のシュバंकバーナ15本で構成されている。赤熱しているバーナの表面温度は約900℃である。熱放射計で測定した結果、赤外線バーナの中心軸上で、バーナから0.7m、1.0m、1.3m、1.8mの距離における熱放射照度は、9.4、6.4、4.4、2.4kW/m²であった。

2.3 布地の熱放射加熱方法

実験装置の概略を Fig. 1 に示す。試験用布地は赤外線バーナの中心軸上で、バーナの放射面から 0.7 m、

1.0m、1.3m、1.8mの距離に布地の中心がくるように置き、4種類の距離について加熱試験を行なった。

試験用布地の熱放射の加熱方法は次のように行なった。布地支持スタンドに試験用布地を取り付け、熱放射遮断カバーを取り付ける。布地スタンドを熱放射の当たらない所から熱放射の当たる所定の位置に移動する。この間、布地に熱放射が当たらないように熱放射遮断カバーを取り付けたままにしておく。布地への熱放射加熱は熱放射遮断カバーを取り外すことにより開始した。布地への熱放射の加熱時間は3分間とした。

実験は、幅15m、奥行13m、高さ6mの室内で行なった。実験中は室内の空気を強制換気し、赤外線バーナを燃やしても、炭酸ガスが溜まらないように、また室内の温度も上昇しないよう、ほぼ、一定の室温になるようにした。

2.4 布地裏面の温度測定方法

布地の裏面温度は直径0.051mmの裸の熱電対を布地裏面の中央部分にセロテープで取り付け測定を行なった。文献²⁾によると直径0.32mmの裸の熱電対で、この方法により測定した表面温度は、真の表面温度と周囲空気温度の差の約1割ほど真の表面温度よりも低めにでる傾向がある。熱電対の直径が小さくなるに従い、真の表面温度に近付くと考えられるが、誤差がどの程度かは確認していない。また、布地の厚みが0.6mmと薄く、温度上昇も10K/sと早いので、熱慣性の小さい追従性のより良い細い熱電対を使用した³⁾。熱電対

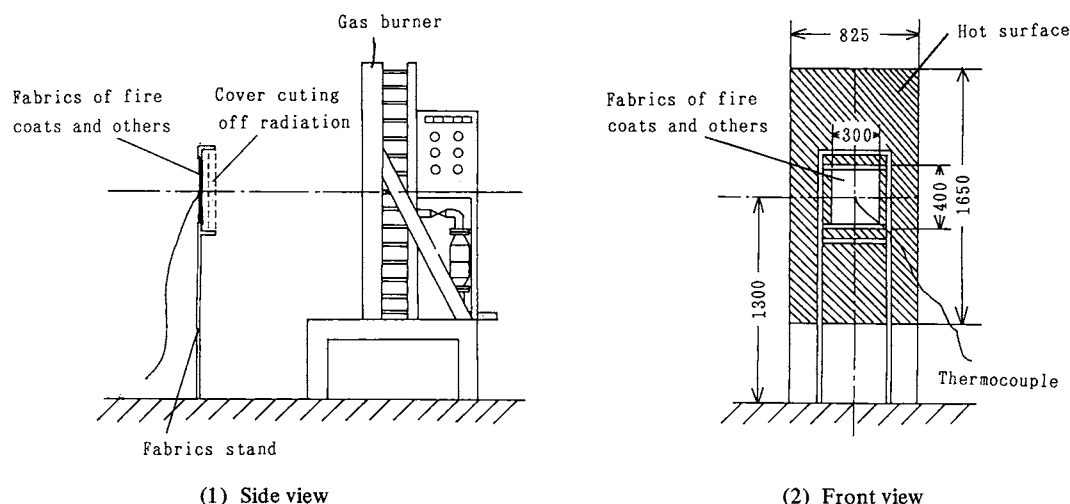


Fig. 1 Experimental device to expose fire coats' fabrics to thermal radiation.

の取り付け位置は布地下端から20cm上部で、布地裏面の中心部分である。

赤外線バーナと面している布地の表面温度は、精度よく測定できなかった。裸の熱電対をセロテープで張り付ける方法では、熱電対が直接熱放射を受けており、熱電対と布地表面の熱放射率が異なるので、正確に測定できなかったものと思われる。

また、布地の表面の温度を放射温度計で測定しようとした。しかし、測定する物体からの赤外線だけでなく赤外線バーナからの赤外線の反射波を余分に受けてしまうことにより放射温度計では、布地の表面温度は精度よく測定できなかった。

3. 測定結果

3.1 防護服布地の裏面温度の測定結果

3.1.1 黒体塗料を塗った布地

熱放射率の基準として作業服、単層防火衣、耐熱服の表面に熱放射率0.97の黒体塗料を塗り、裏面は何もコーティングしていない布地を熱放射加熱した。この布地の裏面温度の測定結果をTable 2に示す。作業服、単層防火衣、耐熱服の布地の厚み、熱伝導率がほぼ同

じであったので裏面温度はほぼ同じ値を示した。6.4, 4.4, 2.4kW/m²の熱放射照度での布地裏面温度は、平均183, 148, 105℃であった。作業服、単層防火衣、耐熱服共に、熱放射照度6.4kW/m²以下では炭化、着炎するような事はなかった。熱放射照度9.4kW/m²では、裏面温度が240℃にも上昇し、黒体塗料、合成ゴムが熱分解を起こしてしまったので熱放射照度9.4kW/m²の裏面温度測定は行なわなかった。

3.1.2 黒体塗料を塗らない布地

単層防火衣、耐熱服、作業服の布地の熱放射に対する布地裏面温度の測定結果をTable 2に示す。熱放射照度9.4kW/m²の熱放射照度で加熱した場合、何もコーティングしていない作業服の裏面温度は209℃、アルミ粉末を混入した合成ゴムをコーティングした単層防火衣の裏面温度は136℃、アルミニウムを真空蒸着した耐熱服の裏面温度は48℃であった。作業服、単層防火衣、耐熱服共に、熱放射照度9.4kW/m²以下では炭化、着炎するような事はなかった。

3.2 布地の裏面温度上昇変化の測定結果

作業服、単層防火衣、耐熱服の布地裏面の温度上昇の測定結果を熱放射照度9.4kW/m²の場合についてFig.2

Table 2 Experimental values of the inside surface temperature of fabrics exposed to thermal radiation and calculated values of the outside surface emissivity of fabrics

Sample mark	Kinds coated to the outside surface	Materiales	Irradiance kW/m ²	The fabrics coated with black paint to the outside surface		The fabrics uncoated with black paint to the outside surface	
				Temperature of the inside surface (experiment) °C	Emissivity of the outside surface (calculation)	Temperature of the inside surface (experiment) °C	Emissivity of the outside surface (calculation)
A	Uncoating	Aramid 100%	2.4	105	1.00	93	0.73
			4.4	146	0.93	134	0.74
			6.4	182	0.97	171	0.80
			9.4			209	0.79
B	*	Aramid 100%	2.4	106	1.00	54	0.23
			4.4	150	0.98	76	0.22
			6.4	184	0.97	101	0.25
			9.4			136	0.28
C	**	Aramid 100%	2.4	105	1.00		
			4.4	148	0.98	36	0.051
			6.4	182	0.98	41	0.046
			9.4			48	0.043

* : shows that the outside surface of fabrics is coated with rubber which contains aluminum powder.

** : shows that aluminum is deposited on the outside surface of fabrics by vacuum evaporation.

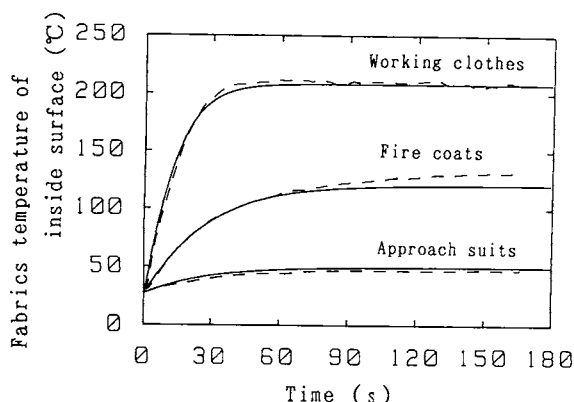


Fig. 2 The inside surface temperature-time history of fabrics exposed to thermal radiation.
(--- experimental, ——— calculated)

に示す。作業服、耐熱服の布地裏面温度は、ほぼ、40秒で定常状態に達している。単層防火衣は、ほぼ、100秒で定常状態に達している。単層防火衣は合成ゴムがコーティングしてあるため単位体積当たりの熱容量が最も大きく、作業服、耐熱服に比べて温度上昇が緩やかであった。

室内の空気温度は15～19℃であったが、熱放射遮断カバーを取り外し、布地を加熱し始めたときの布地の裏面の初期温度は26°～30℃であった。これは、布地スタンドを所定の位置に移動するときに、熱放射遮断カバーが暖められ遮断カバーの裏面温度上昇からほんのわずかな布地が暖められたからである。

4. 熱放射率および温度上昇の計算方法

4.1 裏面温度から布地表面の熱放射率の計算方法

熱放射に対する裏面温度上昇変化の計算で必要になる布地表面の熱放射率は次の方法により推定した。

赤外線バーナから熱放射加熱した布地の定常状態における熱収支の関係を(1)式に示す。

左辺の項は赤外線バーナから布地の表面へ入射する熱放射エネルギー、周囲壁面から布地の表面、裏面へ入射する熱放射エネルギーである。右辺の項は布地の表面、裏面から周囲壁面へ失われる熱放射エネルギー、布地の表面、裏面から周囲空気へ自然対流熱伝達で失われる熱エネルギーである。

$$\epsilon_{fs}Q + \epsilon_{fs}\sigma(1-F)T_w^4 + \epsilon_{fb}\sigma T_w^4 = \epsilon_{fs}\sigma T_{fs}^4 + \epsilon_{fb}\sigma T_{fb}^4 + h_{fs}(T_{fs} - T_a) + h_{fb}(T_{fb} - T_a) \quad (1)$$

次に、布地の内部を熱伝導で裏面へ伝わる熱エネルギーは布地裏面から熱放射と対流によって失われる熱エネルギーに等しいので、この関係を(2)式に示す。

$$\frac{\lambda_f}{L}(T_{fs} - T_{fb}) = \epsilon_{fb}\sigma(T_{fb}^4 - T_w^4) + h_{fb}(T_{fb} - T_a) \quad (2)$$

ただし、

Q : 赤外線バーナからの熱放射照度 (kW/m²)

ϵ_{fs} : 布地表面の熱放射率

ϵ_{fb} : 布地裏面の熱放射率

T_{fs} : 布地の表面温度 (K)

T_{fb} : 布地の裏面温度 (K)

T_a : 布地周辺の空気温度 (K)

T_w : 周囲壁面の温度 (K)

h_{fs} : 布地表面の熱伝達率 (kW/m²·K)

h_{fb} : 布地裏面の熱伝達率 (kW/m²·K)

λ_f : 布地の有効熱伝導率 (kW/m·K)

L : 布地の厚み (m)

σ : ステファンボルツマン定数 (kW/m²·K⁴)

F : 布地と赤外線バーナの形態係数

(1), (2)式から布地表面の熱放射率を算出するために(3)式のように変形する。

$$\epsilon_{fs} = \frac{\epsilon_{fb}\sigma(T_{fb}^4 - T_w^4) + h_{fs}(T_{fs} - T_a) + h_{fb}(T_{fb} - T_a)}{Q - \sigma T_{fs}^4 + \sigma(1-F)T_w^4} \quad (3)$$

ただし、

$$T_{fs} = \frac{L}{\lambda_f}(\epsilon_{fb}\sigma(T_{fb}^4 - T_w^4) + h_{fb}(T_{fb} - T_a)) + T_{fb}$$

(3)式を用い、布地裏面温度、赤外線バーナからの熱放射照度、周囲空気、周囲壁面の温度、熱伝達率、布地の熱伝導率、布地の厚み、布地裏面の熱放射率、赤外線バーナと布地の形態係数から布地表面の熱放射率を算出することができる。

布地裏面温度、赤外線バーナからの熱放射照度、布地の厚み、周囲空気温度は測定値である。赤外線バーナと布地の形態係数は計算で算出した。その他の布地の表面の熱放射率を算出するために用いる布地の熱伝導率等の変数について説明する。

4.1.1 布地の有効熱伝導率

布地の有効熱伝導率は主に、繊維の熱伝導率、繊維の体積率によってほぼ定まり、その関係式も報告されている。ここでは布地のみかけの比重285～531kg/m³の範囲で実験値とよく合うとされている Lees の式から求めた値を使用した⁴⁾

$$\lambda_t = \lambda_c^{(1-n)} \cdot \lambda_d^n \dots\dots\dots(4)$$

ただし、

λ_c : 空気の熱伝導率 (W/m·K)

λ_d : 繊維の熱伝導率 (W/m·K)

n : 繊維の占める体積率

今回使用した布地の繊維の占める体積率 n は 0.35, 芳香族ポリアミドの熱伝導率⁵⁾ λ_d は 0.15 W/m·K である。布地裏面の温度は 36~209℃ であるので、布地内の空気の温度は中間の 100℃ とし、空気の熱伝導率 λ_c は 0.032 W/m·K とした。(4)式を用いると温度 100℃ での布地の有効熱伝導率 λ_t は 0.055 W/m·K となる。布地の有効熱伝導率としてこの値を使用した。

単層防火衣、耐熱服の布地表面には合成ゴム、アルミ箔がコーティングしてあるが、布地の厚みに対してコーティングの厚みは薄いので、コーティング層の熱伝導率は無視した。(3)式で熱放射率を算出する際に布地の有効熱伝導率は、厳密に正確である必要はないので、ここでは布地基布の有効熱伝導率 0.055 W/m·K の値を使用した。

4.1.2 布地表面、裏面の自然対流熱伝達率

垂直壁面の自然対流局所熱伝達は次の式で表すことができる⁶⁾。

$$Nu = \frac{0.478 Pr^{1/2} Gr^{1/4}}{(0.861 + Pr)^{1/4}} \dots\dots\dots(5)$$

垂直壁面の局所熱伝達率は(5)式の無次元数 Nu , Pr , Gr から算出するので、局所熱伝達率は空気の物性値、垂直壁面下端部から測定点までの距離によって求めることができる。垂直壁面下端部から温度測定点までの距離は 0.2m である。空気の物性値は、温度によって変化するので、室内温度と布地表面温度の平均温度における空気の物性値を用いる。従って、局所熱伝達率は布地の表面、裏面温度によって変化する。

下部から 20cm の高さにおける布地表面、裏面の局所熱伝達率 h_{fs} , h_{rb} は(5)式から(6), (7)式で表すことができる。周囲空気の温度は 17℃ とする。(6), (7)式は布地の温度が 300~800K の範囲で成り立つ。

$$h_{fs} = 1.5 \cdot (T_{fb} - 290)^{1/4} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)} \dots\dots\dots(6)$$

$$h_{rb} = 1.5 \cdot (T_{fb} - 290)^{1/4} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)} \dots\dots\dots(7)$$

布地表面の温度が $T_{fs} = 300 \sim 800 \text{ K}$ の場合、熱伝達率は $h_{fs} = 2.7 \sim 7.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ の値を取り、布地表面温度 T_{fs} が高くなるに従い熱伝達率は大きな値となる。

4.1.3 布地裏面の熱放射率

布地裏面は何もコーティングしていない芳香族ポリアミドの布地である。芳香族ポリアミドの布地の熱放射率 ϵ_{rb} は、文献によると、1000K の黒体温度からの熱放射の場合、芳香族ポリアミド布地表面の色によってあまり変わらず 0.76~0.78 である⁷⁾。計算に用いる布地裏面の熱放射率は 0.77 とした。

4.1.4 室内壁面温度

室内空気 T_a の温度は 15~19℃ であったので、平均値をとり室内空気 T_a の温度を 17℃ とした。室内壁面 T_w の温度も、室内空気温度 T_a と同じ 17℃ とした。

4.1.5 赤外線バーナと布地の形態係数

試験用布地が赤外線バーナの中心軸上で、バーナの放射面から 0.7m, 1.0m, 1.3m, 1.8m の距離に布地の中心がくるように置いた。赤外線バーナと布地の形態係数 F は、赤外線バーナと布地の距離が 0.7, 1.0, 1.3, 1.8m でそれぞれ 0.433, 0.283, 0.114 であった。

4.2 熱放射に対する布地の温度上昇の計算方法

熱放射に対する布地の裏面温度上昇の過渡特性は、防護服を着用した隊員の熱放射に対する使用限界時間に影響を及ぼす。ここでは、差分法を用いた数値計算方法により、熱放射に対する布地の裏面温度上昇の推定方法について説明する。

差分方法には Explicit 形, Implicit 形, Crank-Nicolson 形など、種々の差分式がある。

本報告では、非線形である熱放射の境界面があること、熱放射率、熱伝達率等の係数の精度は一般に 5% 程度の誤差を含んでいることが多いことから、誤差は 2~3% と最も大きい計算が容易な Explicit 形の差分方法を選んだ⁸⁾。

布地表面の境界面上の差分式は(8)式のように表すことができる。布地表面は熱放射照度 Q で加熱し、布地表面から熱放射 q_{sr} , 自然対流 q_{sc} で冷却している。

布地内部の差分式は(9)式のように表すことができる。

布地裏面の境界面上の差分式は(10)式のように表すことができる。布地裏面から熱放射 q_{br} , 自然対流 q_{bc} で冷却している。

布地表面の境界条件

$$T_{fs}^{v+1} = 2p(T_{f1}^v - T_{fs}^v) + \frac{2p\Delta x}{\lambda_f} (\epsilon_{fs}Q - q_{sr}^v - q_{sc}^v) + T_{fs}^v \dots\dots(8)$$

($v = 0, 1, 2, 3, \dots\dots$)

布地内部の基礎式

$$T_{fm}^{v+1} = 2p(T_{fm+1}^v + T_{fm-1}^v - 2T_{fm}^v) + T_{fm}^v \dots\dots\dots (9)$$

$$(m = 1, 2, 3, \dots\dots\dots 8; v = 0, 1, 2, 3, \dots\dots\dots)$$

布地裏面の境界条件

$$T_{fb}^{v+1} = 2p(T_{fs}^v - T_{fb}^v) - \frac{2p\Delta x}{\lambda_f}(q_{br}^v + q_{bc}^v) + T_{fb}^v \dots\dots\dots (10)$$

$$(v = 0, 1, 2, 3, \dots\dots\dots)$$

ただし,

$$P = \frac{a_f \Delta t}{\Delta x^2}$$

$$q_{sr} = \epsilon_{fs} \sigma (T_{fs}^4 - (1-F) T_w^4)$$

$$q_{br} = \epsilon_{fb} \sigma (T_{fb}^4 - T_w^4)$$

$$q_{sc} = h_{fs} (T_{fs} - T_a)$$

$$q_{bc} = h_{fb} (T_{fb} - T_a)$$

T_{fm}^v : 温度 (m, 位置 $x = m\Delta x$ での温度
v, 時間 $t = v\Delta t$ での時間)

a_f : 布地の熱拡散率

p: 無次元数

Δt : 時間の差分

Δx : 長さの差分

Explicit形の差分式はpの値によって発散してしまうことがある。本報告で用いた差分式の安定条件は次の通りである⁸⁾。

$$p \leq \frac{1}{2 + \Delta x (h_{fs} + 4\epsilon_{fs} \sigma T_{fsmax}^3) / \lambda_f} \dots\dots\dots (11)$$

今回は、布地を10分割し、発散しないようにpの値を0.2~0.4の範囲内になるように計算を行なった。

布地の裏面温度の上昇曲線を算出するために用いた変数について説明する。

布地の有効熱伝導率 λ_f 、自然対流熱伝達率 h_{fs} 、 h_{fb} 、裏面の熱放射率 ϵ_{fb} 、形態係数F、周囲空気の温度 T_a 、壁面の温度 T_w は4.1項の定常状態の計算で使用した値を用いた。

布地表面の熱放射率 ϵ_{fs} は5.1項で求めた作業服、単層防火衣、耐熱服の熱放射率の平均値0.76、0.25、0.05を用いた。

単位体積当たりの熱容量 ρc_f は、布地の比重に比熱を掛けた値を用い⁵⁾、作業服、単層防火衣、耐熱服の熱容量はそれぞれ640、1400、810kJ/m³・Kの値を用いた。

熱放射遮断カバーを取り外し、布地を加熱し始めたときの布地の初期温度は26~30℃とした。

5. 計算結果

5.1 防護服布地の表面の熱放射率の計算結果

5.1.1 黒体塗料を塗った布地

Table 2に示す定常状態での防護服布地の裏面温度を基に4.1項の(3)式を使用し、黒体塗料を塗った布地の熱放射率を求めた。その計算結果をTable 2に示す。黒体塗料を塗った布地表面の熱放射率 ϵ_{fs} は0.92~1.00の範囲で求め、黒体塗料の熱放射率0.97に比較して誤差±5%以内で求めることが出来た。裏面温度から布地表面の熱放射率 ϵ_{fs} は(3)式の算定方法で、4.1項の変数を用いることにより誤差±5%以内で求めることが可能であることが分かった。

5.1.2 黒体塗料を塗らない防護服の布地

Table 2に示す定常状態での防護服布地の裏面温度を基に前項と同じように4.1項の(3)式を使用し、黒体塗料を塗らなかった布の熱放射率を求めた。その計算結果をTable 2に示した。

黒体塗料を塗らなかった布地の熱放射率 ϵ_{fs} は作業服で0.73~0.79、単層防火衣で0.22~0.28、耐熱服で、0.043~0.051となった。作業服、防火衣では布地の温度上昇と共に熱放射率 ϵ_{fs} は大きくなる傾向を示した。

芳香族ポリアミドの白、茶、黒色の作業服の熱放射率は文献によると黒体温度が1000Kの熱放射の場合に、色によってそれ程変わらずに0.76~0.78値が得られている⁷⁾。作業服の熱放射率はこの値とほぼ一致した値が得られた。

単層防火衣はアルミ粉末入りの合成ゴムをコーティングしている。これと同じようなものにアルミペイントがあり、その熱放射率は0.27~0.67と報告されている⁹⁾。この熱放射率はアルミ混入率の減少、経年によるアルミの酸化で熱放射率は増大すると報告している。ここで用いた単層防火衣のアルミの混入割合は重量比で合成ゴム100にたいしてアルミ40の割合である。この割合はゴムとしての特性を失わない最大のアルミ混入率である。また、アルミ粉末の大きさは400メッシュ以下であり、アルミ粉末の形状はとくに鱗片状であるものが使われており、熱放射率を低くするように工夫されている。このような理由でアルミペイントの中でも単層防火衣の熱放射率は最も低い値になったものと考えられる。

耐熱服はアルミの真空蒸着層が表面にコーティングしてある。これと同じようなもので、アルミの高度研磨面、粗面の熱放射率の測定結果があり、その測定結果は、高度研磨面で0.039~0.057、粗面で0.055~0.07

である⁹⁾。アルミ表面が酸化してない限りアルミの熱放射率は低い。真空蒸着層をポリエステルフィルムで覆いアルミの酸化を防止している耐熱服では、この値とはほぼ一致した値が得られた。

今回試験した単層防火衣、耐熱服の布地は製作したばかりの新品を使用している。年数の経過した単層防火衣、耐熱服の熱放射率は測定していないが、使用による表面の汚れ、経年によるアルミ粉末の酸化、真空蒸着層の酸化等により、今回の測定値よりも熱放射率は高くなると考えられる。

5.2 熱放射照度と布地の表面、裏面温度の関係

定常状態における布地の表面、裏面温度と熱放射照度との関係を Fig. 3 に示す。実線、破線は(1)、(2)式から布地表面、裏面の温度を計算した結果である。布地の熱放射率は 5.1 項で求めた作業服、単層防火衣、耐熱服の熱放射率の平均値 0.76, 0.25, 0.05 を用いた。また、黒体塗料を塗った布地の熱放射率は 0.97 を使用した。その他の係数は 4.1 項で述べたものを使用した。

裏面温度 T_B を室内温度から 50K の温度上昇に抑えたい場合には、Fig. 3 から作業服は 1.5kW/m^2 、単層

防火衣は 4.3kW/m^2 、耐熱服は 24kW/m^2 の熱放射照度以下とする必要がある。作業服、単層防火衣、耐熱服の裏面温度を室内温度から 50K の温度上昇以下に抑えようとするならば、単層防火衣は作業服の 2.9 倍、耐熱服は作業服の 16 倍の強い熱放射照度に耐えることが分かる。耐熱服は、作業服に比べ熱放射に対して非常に防熱効果があることが分かる。

布地温度は布地表面の熱放射率 $1.0 \sim 0.7$ 程度までは、熱放射率によって大きな差はない。これより熱放射率が小さくなるに従い、熱放射率によって布地温度は急激に低下する。

5.3 布地の裏面温度上昇の計算結果

作業服、単層防火衣、耐熱服の布地裏面の温度上昇を 4.2 項の差分方法による数値計算で計算し、その結果を Fig. 2 に示す。Fig. 2 に示す数値計算結果は熱放射照度が 9.4kW/m^2 の場合についてである。

測定結果と数値計算結果はほぼ一致し、4.1 および 4.2 項で説明した布地の熱定数、布地表面の境界条件等を仮定することにより、裏面温度上昇をほぼ正確に計算できることを確認した。

布地裏面の温度上昇の早さは、布地の熱拡散率、厚みにより決まる。作業服、単層防火衣、耐熱服の布地は、ほぼ、同じ厚みであるので、各布地裏面の温度上昇は熱拡散率によって決まると考えられる。

作業服、単層防火衣、耐熱服の熱拡散率は 4.1 および 4.2 項で説明した布地の熱伝導率、単位体積当たりの熱容量からそれぞれ 90, 40, $70\text{mm}^2/\text{s}$ と推定することが出来る。

単層防火衣は合成ゴムがコーティングしてあるため熱拡散率が最も小さく、作業服、耐熱服に比べて温度上昇が最も緩やかであった。

6. まとめ

赤外線バーナを用い、 $2.4 \sim 9.4\text{kW/m}^2$ の熱放射照度に対する作業服、単層防火衣、耐熱服の布地の裏面温度上昇を測定し、熱放射照度と裏面温度の関係を求め、次のような結果が得られた。

- (1) 熱放射照度 9.4kW/m^2 で布地を加熱した場合、布地の定常状態における裏面温度は、何もコーティングしていない作業服で 209°C 、アルミ粉末混入の合成ゴムをコーティングした単層防火衣で 136°C 、アルミニウムを真空蒸着した耐熱服で 48°C であった。表面のコーティングの種類により熱放射に対する布地

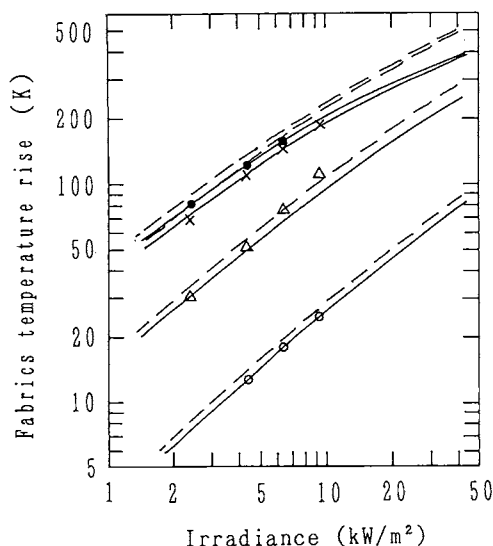


Fig. 3 Relation between irradiance and fabrics temperature rise.

- (● × △ ○ : Experimental values of inside surface temperature of black paint fabrics, working clothes, fire coats and approach suits respectively,
- : Calculated values of inside surface temperature,
- - - : Calculated values of outside surface temperature)

の断熱性能が大きく異なる。

- (2) 熱放射伝熱計算により、作業服、単層防火衣、耐熱服の熱放射率は、平均で、それぞれ0.76, 0.25, 0.05であると推定することができた。
- (3) 布地の熱放射率、熱拡散率、布地表面からの冷却等を仮定することにより、防護服の熱放射に対する差分方法による裏面温度上昇の数値計算結果と熱放射に対する布地の温度上昇の測定結果がほぼ一致した。熱放射照度に対する消防用防護服の布地の防熱性能を推定する場合、本報で用いた数値計算方法は有効であることが分かった。

本報では、防護服と人体の組合せでの防熱性能を考慮せず、布地についてだけを取り上げ、布地の熱放射に対する温度上昇について報告した。防護服の熱放射に対する防熱性能は、着用している人体の熱生理的限界から評価されるものと考えられる。防護服の熱放射に対する継続使用の限界時間については、今後、報告する予定である。

参考文献

- 1) 藤井善雄, 伊藤金夫, 前田耕一: “アルミックス防火服地の研究” 消防科学研究所, No. 1, p. 33 (1963)
- 2) 森田矢次郎: “人間—熱環境系における表面温度計測”, 空気調和・衛生工学, Vol. 54, No. 10, p. 947 (1980)
- 3) エンジンの温度測定法基準作成分科会: “エンジンの温度測定”, 日本機械学会, p. 182 (1986)
- 4) 高橋カネ子, 山田悦郎, 藤枝アイ: “被服地の有効熱伝導率”, 秋田大学鉱山学部研究報告, No. 4, p. 10 (1983)
- 5) Du'pont Technical Bulletin N-236: “Properties of Nomex Aramid Fiber”, (Oct. 1969)
- 6) 甲藤好郎: “伝熱概論”, 養賢堂, p. 76 (1967)
- 7) J. QUINTIERE: “Radiative Characteristics of Fire Fighters' Coat Fabrics”, Fire Technology, Vol. 10, No. 2, p. 153 (1974)
- 8) 片山功蔵: “伝熱工学の進展”, 養賢堂, p. 111 (1974)
- 9) WILLIAM H. McADAMS: “Heat Transmission”, McGRAW-HILL, Third Edition, p. 471 (1954)

**Thermal Insulation of the Protective Clothes for Fire Fighters
Exposed to Thermal Radiation
– Temperature Rise of the Cloths –**

(abstract)

Yuichi Watanabe

(Received May 31, 1989)

By using an infrared burner of the size of 165 cm height and 82.5 cm width, the temperature on the inside surface of the protective clothes for fire fighters (working clothes, single layer fire coats, and approach suits) was measured in the irradiance ranges of $2.4 \sim 9.4 \text{ kW/m}^2$.

The maximum temperature on the inside surface largely depended on the kinds of coatings on the outside surfaces of the protective clothes. Approach suits, whose outside surface was deposited with aluminum, showed the lowest maximum temperature of those protective clothes. Therefore approach suits were found to have better thermal insulation against thermal radiation.

By assuming the emissivity, thermal conductivity and diffusivity of the cloths, and heat transfer coefficients of cloth surfaces, the temperature on the inside surface of the protective clothes calculated by the finite difference method was in good coincidence with experimental results. Consequently, in estimating the thermal insulation performance of the protective clothes exposed to thermal radiation, the method of numerical calculations explained in this report is available.

A Numerical Study of Large Fires in Tunnels

Kohyu Satoh and Sanae Miyazaki

(Received May 31, 1989)

About five road tunnel fires per year have occurred in Japan, in addition to such large accidents as "Nihonzaka" and "Sakai" tunnel fires. Hence tunnel fire studies are increasingly of great significance. However, burning aspects of large fires in tunnels (like the "Caldecott Tunnel Fire (1982)" in USA) are not fully clarified yet due to the difficulty in experiments. Large scale fires in relatively short tunnels without ventilations were examined here, using a 1/4 scale model tunnel and a real scale hypothetical tunnel. The objective of this study is (1) to analyse fires (concerning heat release rate and temperature rise) in tunnels using reports of accidents and previous experiments, (2) to examine the burning rate of fuel both in the open and in tunnels, (3) to verify the computer code for predictions and (4) to numerically estimate large tunnel fires. It was found the largest fires in road tunnels occurred in the world ranged from 50 to 100 MW or more. Numerical calculations corresponding to 1/4 scale model experiments showed almost reasonable results. Thus numerical simulations for relatively large fires in real scale tunnels were carried out using the verified code.

1. Introduction

Recently both numbers of road tunnels and vehicles passing through tunnels are increasing year by year. Fire statistics in Japan (Table 1) indicate 53 road tunnel fire accidents occurred during the past 10 years, or about 5 per year. The frequencies of fires both on all roads and in tunnels in both the UK and Japan are the same order of magnitude^{1,3)}, namely 1×10^7 vehicle km per fire. More precisely the ratio of fire accidents per length in tunnels to those on highways is about 1.4¹⁾ in Japan, although Heselden²⁾ has mentioned the most frequent sources of ignition for vehicle fires may not necessarily be different for the tunnel situation.

Table 1 Yearly tunnel fire accidents

year	'76	'77	'78	'79	'80	'81	'82	'83	'84	'85	total
fire accidents	1	2	7	5	4	8	7	8	3	8	53

"Nihonzaka Tunnel Fire in 1979"⁷⁾, the largest tunnel fire ever in Japan, aroused great interest in tunnel security, in a similar way to the "Holland Tunnel Fire in 1949"⁴⁾ and "Caldecott Tunnel Fire in 1982"^{5,9)} in the United States. The "Caldecott Tunnel Fire" near San Francisco (Oakland) in which 33 kl of petrol burned, was one of the largest⁶⁾ in the world.

In 1988 in Japan another fire occurred in the relatively short "Chugoku Highway Sakai Tunnel"⁸⁾. It was reported^{7,8)} in the "Nihonzaka" and "Sakai" tunnel fires that the walls above the fire was glowing as if in a blast furnace and so fire brigades could not approach easily,

Large fires in real tunnels due to transportation accidents are not fully clarified yet. Experiments of large fires in real scale tunnels are usually difficult. Hence numerical investigations were attempted in this study. Numerical simulations require initial conditions and boundary conditions, e.g. heat release rates of fires and heat losses. For the preparation of numerical calculations, general aspects of tunnel fires were examined, using the reports of fire accidents, reduced scale model fire experiments and real scale fire experiments.

As opposed to small fires in tunnels, large fires in real scale tunnels might have been controlled by the air supply rate to the fire, as pointed out by Heselden²⁾. In tunnels the burning rate of fuel could be affected by the radiation, but the oxygen into the flame may be limited. Then there arises a question whether the combustion in tunnels is totally accelerated or decelerated compared with that in the open. Thus, it is important to investigate air flow rates into tunnels relevant to combustions in addition to heat release rates of fires.

The number of long tunnels is few and ventilation and fire safety systems are usually installed there (nevertheless the "Nihonzaka Tunnel Fire" happened). However, the "Sakai Tunnel" was only 450 m. Naturally most road tunnels are relatively short and have no or insufficient ventilation and fire safety systems. This study concerns relatively large fires in relatively short tunnels without ventilation systems. The objective of this paper is (1) to analyse fires (particularly, heat release rate and temperature rise) in tunnels using reports of accidents and previous tunnel fire studies, (2) to examine the burning rate of fuel both in the open and in relatively short tunnels, (3) to verify the computer code for predictions comparing with the experimental results and (4) to numerically estimate thermal circumstances in large tunnel fires.

2. Estimation of General Aspects of Large Fires in Tunnels

2.1 The Past Tunnel Fire Accidents

Details of the four typical large tunnel fire accidents mentioned above, i.e. tunnel fires of "Holland", "Caldecott", "Nihonzaka" and "Sakai", in both Japan and the US are shown in Table 2.

Table 2 Details of Typical Large Tunnel Fire Accidents

	"Nihonzaka"	"Sakai"	"Holland"	"Caldecott"
<i>city</i>	Shizuoka	Hiroshima	New York	San Francisco
<i>length</i>	2050 m	450 m	2700 m	1150 m
<i>year</i>	1979	1988	1949	1982
<i>victims</i>	7	5	0	7
<i>involved vehicles</i>	189	10	10	7
<i>cause</i>	car clash	car clash	side-rolled trailer tank truck (80 carbon disulfide drum cans)	clashed trailer tank truck (33,000 l gasoline)

In 1949 a huge fire happened in the Holland Tunnel between New York and New Jersey in U.S.A. It is believed²⁾ the heat released in the "Holland Tunnel Fire" was 50–100 MW since vehicles ignited 100 m away from the original vehicle fire. The average temperature rise of gases in layer above the fire was estimated 1000°C, assuming the area of 4 × 12 m for the spilt petrol and heat release rates of cars, vans and lorries to be 3, 10 and 20 MW respectively, whereas the real fire was due to 80 drum cans of carbon disulfide (totally 80 × 180 ℓ) and 10 burned vehicles.

It was reported³⁾ that approximately 400 MW heat was released in the "Caldecott Tunnel Fire" where 33 kℓ (760 ℓ debouched out of the tunnel) of petrol spilt from a side-rolled trailer tank truck and, after all, 32.24 kℓ of petrol burned within 1 hour while 3 hours were needed for fire fighters to control the fire. The maximum temperature near the tunnel ceiling was estimated 1050°C. However, we believe the value of 400 MW is overestimated. Since the fire continued for about 1 hour, the burning rate of fuel becomes nearly 9 ℓ/sec and so the average heat release rate becomes about 300 MW, assuming the perfect combustion. However, it is common in large tunnel fires that soot and CO are extremely created. Further, some of them may recirculate into the flame. This indicates the combustion reaction in an enclosed area is imperfect, differently from an open fire. Taking imperfectness into account, the heat release rate may be reduced.

There were 189 vehicles burned in the "Nihonzaka Tunnel"⁷⁾. The fire brigades needed about 8 days to control the fire, but at the early stage (1 hour after the ignition) there were only 6 burning vehicles including trucks transporting plastic materials or drum cans of resin. Assuming the average heat release rate of vehicles to be 10 MW (for middle class vehicles like vans mentioned above), the total heat release rate at 1 hour after the ignition is estimated 60 MW. The maximum temperature near the ceiling in the tunnel is estimated about 1000°C, based on the observations of the fire fighters watching walls glowing as if in a blast furnace and feeling impossible to approach there. It is imagined that most of the 189 vehicles burned could have been ignited by radiation from the ceiling and the smoke layer including combustible gas and flame tip.

On the other hand, 10 vehicles were burned within 3 hours⁸⁾ in the "Sakai Tunnel Fire". Assuming the same average heat release rate of single van, the whole heat release rate becomes 100 MW. The maximum temperature near the tunnel ceiling is estimated about 1000°C, based on the same reason mentioned above.

Thus the past four large tunnel fires indicated that (1) about 5–10 vehicles were simultaneously burning, (2) the heat release rate of 50–100 MW will cause large fires in tunnels and (3) the maximum temperature near the ceiling may rise to about 1000°C.

2.2 Previous Experimental Studies of Tunnel Fires

There have already been made many studies of fires in tunnels. Here is attempted an analysis of aspects of the tunnel fires examined experimentally.

Japan Highway Public Corporation has carried out many tunnel fire tests¹⁰⁻¹²⁾, using newly built highway tunnels, but their main object was to test suppression and ventilation control systems in tunnels. For example in the "East Kakei Tunnel (6.9 m high)" experiments, the

maximum ceiling temperature above the fire was $511^{\circ}\text{C}^{12)}$ during 10 minute petrol combustion with the burning area of $2 \times 2 \text{ m}$ (5–10 MW of heat release or class of single van fire), which is a relatively small fire, i.e. 1/10 of large scale fires mentioned above.

Further the Civil Engineering Research Institute of Japan has experimentally investigated^{13,14)} tunnel fires in the 6.9 m high test tunnel where a single car or 2 m^2 area of petrol was burned. The maximum temperature near the ceiling at 20 m far from the fire source was nearly 150°C . Another experiment¹⁵⁾ in a small (1/5) scale model tunnel has been made to construct the Meishin Highway in Japan. The burning area of petrol was $1.0 \times 1.0 \text{ m}$. The maximum temperature near the ceiling was 282°C at the impressed wind speed of 3.2 m/s. Kitahara et al.¹⁶⁾ conducted tunnel fire experiments using the 1.9 m high test tunnel and a 1.0 m square methanol fuel tray. So the maximum temperature near the ceiling was relatively low.

Fire experiments in a disused railway tunnel named “Zwenberg Tunnel” in Austria¹⁷⁾ were carried out. The tunnel with flat ceiling was relatively narrow because it had been used as the railway tunnel. The height and width of the tunnel were 4 and 5 m, respectively. In the tunnel, $2.6 \times 2.6 \text{ m}$ of petrol was burned. The heat release rate was estimated to be 14.45 MW in the case of natural ventilation¹⁵⁾. The maximum temperature near the ceiling above the fire source was about 1000°C . However, this estimation of the heat release rate, i.e. 14.45 MW, may not be true, since it was estimated assuming the perfect combustion of fuel and the same burning rate of 4 mm/min as in the open, but fires in tunnels are affected by radiation and the air supply rate.

Thus, as seen above, previous experiments of tunnel fires have been done in relatively small scale, either less than 50–100 MW or 1000°C . This is natural since disused tunnels, newly built tunnels and small scale model tunnels may be damaged due to the blast of concrete wall in fire tests.

3. Tunnel Fire Experiments using a Heat-Proof 1/4 Scale Model Tunnel

3.1 Experimental Apparatus and Fire Source

Experiments were conducted in a 1/4 scale model tunnel constructed in north to south direction in the campus (outdoors) of Fire Research Institute. **Figure 1** shows the photo of the scale model tunnel with round ceiling. The height(H), width(W), length(L) and semicircular

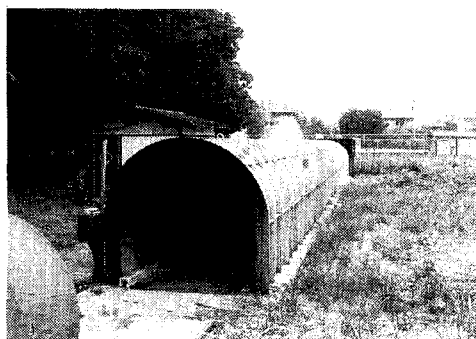


Fig. 1 1/4 scale model tunnel.
($H=1.6 \text{ m}$, $W=1.5 \text{ m}$ and $L=21 \text{ m}$)

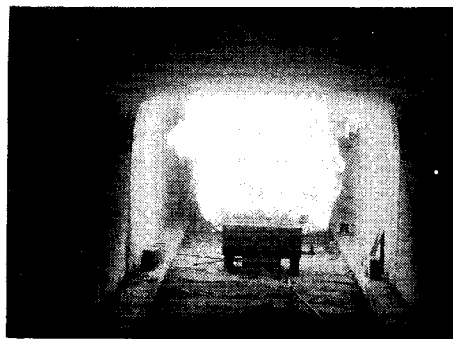


Fig. 2 Flame of n-heptane burning on a 0.5 m square tray located centrally in 1/4 scale model tunnel.

cross sectional area(S) were 1.6 m, 1.5 m, 21 m and 2.01 m², respectively. Hence the large scale tunnel corresponding to the 1/4 scale model tunnel was assumed to be $H=6.4$ m, $W=6$ m and $L=84$ m. The wall with the thickness of 0.1 m was made of highly heat-proof (up to 1500°C) material with the heat conductivity of 0.65 kcal/m/hr/°C at 400°C.

Weather conditions with no or weak wind and without precipitation were selected. N-heptane (about 18 l) was burned in a 0.5 m square steel tray located centrally on the tunnel floor. The combustion of fuel continued about 10–15 minutes. Temperatures of the hot gas traveling towards the tunnel exit were measured in the vertical central plane in the north half area (1.6 × 10.5 m) of the tunnel, since the tunnel and flames at no wind were almost symmetric. Chromel-Alumel thermocouples (0.6 mm in diameter) were installed at totally 6 × 11 grid points in the vertical central plane (in north half length). Each grid is 1 m long and 0.2 m high. No thermocouples were installed in the area lower than 0.5 m above the floor.

Further, burning tests of fuel in a 0.5 m square tray both in the tunnel and in the open were conducted to examine the regression rate of fuel surface and the smoke density in the flame. Details of the experiments, including the method to measure the fuel regression rate, has already been reported¹⁹⁾.

3.2 Experimental Results

3.2.1 The Regression Rate of Fuel Surface and Observation of Combustion

The regression rate of surface (0.5 × 0.5 m) of the n-heptane burning in the open was about 4 mm/min, close to the conventional value²⁰⁾. However, the regression rate of fuel burning in the 1/4 scale model tunnel was about 8 mm/min, namely twice the larger than in the open.

The top of the flame reaching the tunnel ceiling was pressed like a mushroom. After the measurement, the ceiling surface above the fire was slightly damaged and turned white, whereas the ceiling except directly above the flame was turned black due to the dense soot layer.

Figure 2 shows the flame of n-heptane burning centrally in the tunnel. The flame was highly turbulent and large amount of soot was flowing out of the tunnel exit, but it was too dense to measure the smoke concentration optically. Contrary, in the open the soot was relatively little.

3.2.2 Temperatures and Air velocities

Figure 3 shows the isothermal patterns measured at 2, 4 and 6 minutes. The maximum temperature near the ceiling was about 900°C. The temperature at the exit of the tunnel was nearly 350°C. The velocities of outflowing hot air and inflowing cool air at 3 m inside the tunnel exit were 3 m/s and 0.5 m/s respectively.

4. Numerical Calculations

4.1 Estimation of Convective Heat Release Rate in the 0.5 m Square Burning Flame

Since the regression rate of the fuel surface was about 8 mm/min, the mass flow rate of the evaporated n-heptane was about 22.6 g/s and so the heat release rate (Q) becomes nearly 1070 kW, if the combustion was perfect. However, in reality the combustion was imperfect because the smoke, the concentration of which was difficult to measure, was very dense in the tunnel. Hence here was attempted an estimation of the smoke concentration. The outflow rate

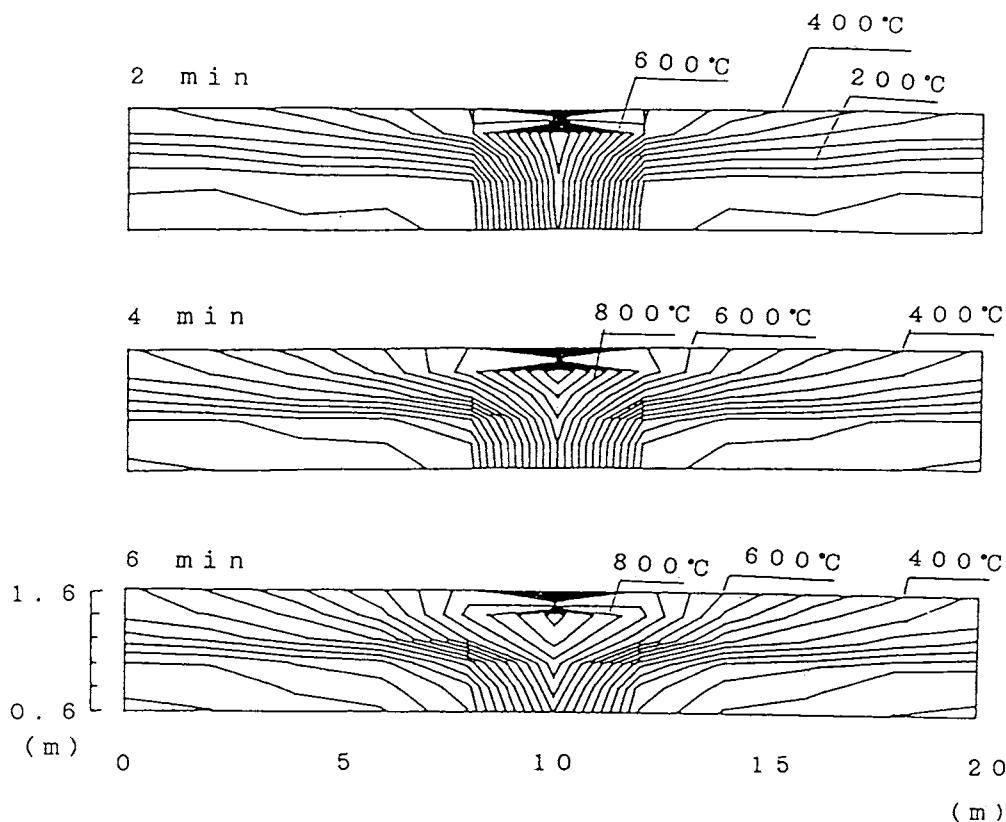


Fig. 3 Isotherms measured experimentally in $\frac{1}{4}$ scale model tunnel.
 (Fuel tray size: 0.5×0.5 m, Fuel: n-heptane)
 (Measurements were made only in half area in the left side.)

(M) of heated gas at both ends of the tunnel was nearly equal to $2.5 \text{ m}^3/\text{s}$, using the relationship of $M = 2 \times S \times u$ where S is the semicircular cross sectional area of the hot gas layer and u is the average hot gas speed. The optical density (OD) of smoke at the tunnel exit was assumed to be $3.33/\text{m}$, using the 0.5 m visibility (V) observed by sight through the fluctuating smoke and the relationship of $V \times OD = 1-2$ modified from $V \times \sigma = 2-4^{21)}$, (σ : extinction coefficient). Using the relationship between the volume fraction of soot in the smoke and optical density mentioned by Newman²²⁾, the volume fraction is about $2/10^5$. The relationship between the optical density (OD) and the smoke mass concentration (C_s), i.e. $OD = 3330 C_s$, produces $C_s = 0.01 \text{ kg/m}^3$. Thus the smoke production rate becomes 2.5 g/s , corresponding to 11% of the total evaporated fuel.

Next the CO concentration is estimated. Although the CO concentration in tunnels may be different with varying locations, the measurements in the $1/4$ scale model tunnel were mainly related to temperatures. In a tunnel fire experiment²⁵⁾, it was reported that the generation rate of CO was 1.7 g/s for the burning petro fire with the area of 1 m^2 . Another report of tunnel fire¹⁴⁾ indicated the value of 1.9 g/s for the 4 m^2 of petro fire. Although it is not always certain whether these values are applicable to small scale tunnels, here it is assumed the generation rate of CO is about 1.0 g/s for the present case. After all it is estimated about 15% of

evaporated fuel never contributed to the heat release. In addition, if there exist other miscellaneous gases, neglected here, related to imperfect combustion, the value of imperfectness could increase more.

The tunnel flows are based on the buoyancy due to heat sources. The convective heat released from flames contributes the buoyant flows, as mentioned by Schneider²³⁾ who studied a large open pool fire. Heselden assumed the 25% radiation loss for the flame with 3–20 MW. May et al.²⁴⁾ estimated the radiation heat loss of 16.4%. Here the radiation loss is assumed to be 20% of the evaporated fuel. Thus it is assumed that in total 65% of the fuel was relevant to the convective heat, namely about 700 kW. Previously, it was reported²⁵⁾ that the portion of convective heat is generally 40% of the total heat release rate, but it seems too low judging from the report of Koseki et al.²⁶⁾ indicated the value of 70% for open pool fires. Above all, the previous numerical studies^{18,27)} have used the value of 100% of the total heat release.

The radiation thermally plays a great role in tunnel fires, but it is quite difficult to calculate the radiative transfer among flame, smoke, ceiling, wall and floor. Heselden assumed the temperature of 1000°C in the layer above the flame. However, since the heated floor and walls of the tunnel must affect the flows in tunnels, the floor and walls heated by radiation was taken into account. The complex radiation transfers between flame and ceiling, and between ceiling and floor were not introduced in this calculation. It was left as the problem in next studies since the dense black smoke absorbs the radiation considerably. Here only the radiation transmitted from flame to floor and walls was examined.

It was assumed that the radiant energy due to a flame was focused at a fictitious point (P), located on the central axis of the flame and at 0.8 m above the floor. Thus, calculations of the complex configuration factor between flame and solid boundaries become much easier. Totally 100 or 200 kW (20% of total heat release) of radiant heat (Γ) is transmitted from the point source to the solid boundaries such as walls and floor which were divided into grids. The objective to employ this method is to evaluate the effect of the heated solid boundaries due to radiation. Radiation per unit surface area of each grid (γ) was defined by the function of (1) the inverse of the square of the distance (r) connecting the point P and the center C of the grid surface and (2) the angle (θ) between the normal direction of each grid surface and the line connecting points P and C . Thus the relationships become $\gamma = k \cos \theta / r^2$ and $\Gamma = \sum_i \gamma_i S_i$ where k is the constant, S_i is the each grid surface area and i is the grid number.

The heat loss through the ceiling, wall and floor is thermally important in tunnel fires. Kitahara et al.¹⁶⁾ used the heat transfer coefficient of 5.8 W/m²K, but Kumar et al.¹⁸⁾ employed 5–40 W/m²K. Van de Leur et al.²⁸⁾, who studied the two-dimensional stratified smoke flow in a corridor, used the value of 12 W/m²K. Here the value by Kitahara et al. was used.

Further Heselden mentioned that about 50% of the combustion can take place in the vertical flame and the remainder must occur in the horizontal hot gas layers, but he carried out the calculations as though the combustion was complete in the vertical flame above the liquid spill. Also in our calculations, the flame region was volumetric and limited vertically above the fuel tray, but the base size of the flame was taken to be twice the tray size since in experiments the flame was burning far outside the fuel tray. The flame height was taken to reach the ceiling. The burning flame extending horizontally was also left as the next problem.

4.2 Governing Equations and Formulation of Finite-difference Equations

Governing equations used in this study are shown in Table 3. The formulation of the finite difference equations is based on the micro-control volume scheme²⁹⁾. The details are given by Yang et al.³⁰⁾, but the three-dimensional extension from the original two-dimensional code and some modifications to accelerate the computing speed were made by one of the present authors^{31,32)}. The limiting Courant number and the cell Peclet number were considered as employed in the original two-dimensional code³⁰⁾. Further the effective viscosity employed in the previous study³¹⁾ was used here.

4.3 Divided Cells for Numerical Calculations

The previous three-dimensional numerical studies of tunnel fires by Kumar et al.¹⁷⁾ (employed $6 \times 9 \times 27 = 1566$ cells) and Kotoh et al.²⁷⁾ (employed $15 \times 18 \times 23 = 6210$ cells) have dealt with full tunnel length, but only half cross sectional area of the tunnel. The outside of tunnel was not calculated there since three-dimensional calculations require large computer memory and much cpu time depending on the number of divided cells. The outside area adjacent to the tunnel exit is important in more accurate predictions of the mass flow rate at the enclosure opening³³⁾. So the outside area was added to the tunnel in this study. Since there was only weak ambient wind in the 1/4 scale model tunnel experiments, flows in both two horizontal directions were assumed symmetric at the central point of the tunnel. Thus only 1/4 space of the tunnel and the area adjacent to the tunnel exit was divided into fine cells.

There have already been some two-dimensional numerical studies^{29,34,35)}. Differently from two-dimensional tunnel flows, the negative buoyant flow³⁶⁾ exists in the cross section of the tunnel. After the impingement of heated gas from a fire to the ceiling, considerable impinging gas descends down along the round ceiling and turn the flow direction upward. They are entrained into the flame again. This is a pattern of three-dimensional flow near the flame in tunnels.

Two ways dividing the flow domain into fine cells were employed, namely uniform $17 \times 21 \times 63 = 22491$ cells and nonuniform $15 \times 24 \times 41 = 14760$ cells. Figure 4 shows the side view and cross sectional view of nonuniformly divided cells.

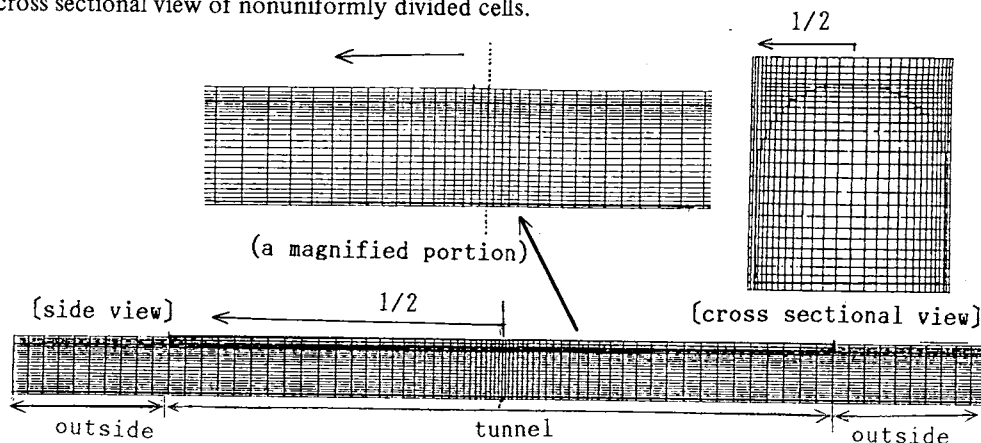


Fig. 4 Three-dimensional grids divided the tunnel and area adjacent to the tunnel opening. ($15 \times 24 \times 41$ cells)

Table 3 Governing Differential Equations

$$\frac{\partial (\rho)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u^2 - \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (\rho uv - \tau_{xy})}{\partial y} + \frac{\partial (\rho uw - \tau_{xz})}{\partial z} = - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho uv - \tau_{yx})}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v^2 - \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial (\rho vw - \tau_{yz})}{\partial z} = - \frac{\partial P}{\partial y} - (\rho - \rho_o)/Fr \quad (3)$$

$$\frac{\partial (\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho uw - \tau_{zx})}{\partial x} + \frac{\partial (\rho vw - \tau_{zy})}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w^2 - \tau_{zz})}{\partial z} = - \frac{gP}{\partial z} \quad (4)$$

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u T - (\frac{1}{Re Pr} \frac{\partial T}{\partial x})) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v T - (\frac{1}{Re Pr} \frac{\partial T}{\partial y})) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w T - (\frac{1}{Re Pr} \frac{\partial T}{\partial z})) = Q \quad (5)$$

$$\rho T = P/C_1 + P_o \quad (6) \quad \rho_o = \exp [-Y/C_2] \quad (7)$$

$$\tau_{xx} = \frac{2}{3} \mu (2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z}) \quad (8) \quad \tau_{xy} = \mu (\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}) = \tau_{yx} \quad (11)$$

$$\tau_{yy} = \frac{2}{3} \mu (2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x}) \quad (9) \quad \tau_{zx} = \mu (\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}) = \tau_{xz} \quad (12)$$

$$\tau_{zz} = \frac{2}{3} \mu (2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y}) \quad (10) \quad \tau_{yz} = \mu (\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}) = \tau_{zy} \quad (13)$$

NOMENCLATURE

C_1 : constant ($=R_o T_o / u_o^2$)	C_2 : constant ($=R_o T_o / (gH)$)
C_p : specific heat	g : gravitational acceleration
Fr : constant ($=u_o^2 / (gH)$)	k : thermal conductivity
H : height of ceiling	Pr : Prandtle number ($=\mu_{eff} C_p / k_{eff}$)
P : pressure	Re : local Reynolds number
Q : heat release rate	($=\rho_o u_o H / \mu_{eff}$)
R_o : gas constant	t : time
T : temperature	Y : height above floor
u, v, w : velocity components	μ : viscosity
x, y, z : Cartesian coordinates	τ : viscous stress tensor
ρ : density	

(Subscripts)

eff : effective (laminar plus turbulent) o : reference quantity

4.4 Results of Calculations

4.4.1 Mass Flow Rate at Tunnel Opening

Figure 5 shows the mass flow rate calculated at the tunnel exit as a function of the heat release rate with variation of the nondimensional heat density (cases 1, 2 and 3). In these cases the floor and walls were not heated by radiation. (If they are heated by radiation, the mass flow rate increases a little bit more.) This figure indicates that the mass flow rate depends upon the $1/3$ rd power of the heat release rate. Based on the experimental results of mass flow rate, numerical results showed the heat density of case (2) was appropriate. Therefore, the dimensionless heat density $QF=14$ was mainly used as the convective heat release rate. In addition, radiant heat was taken into account in the calculations.

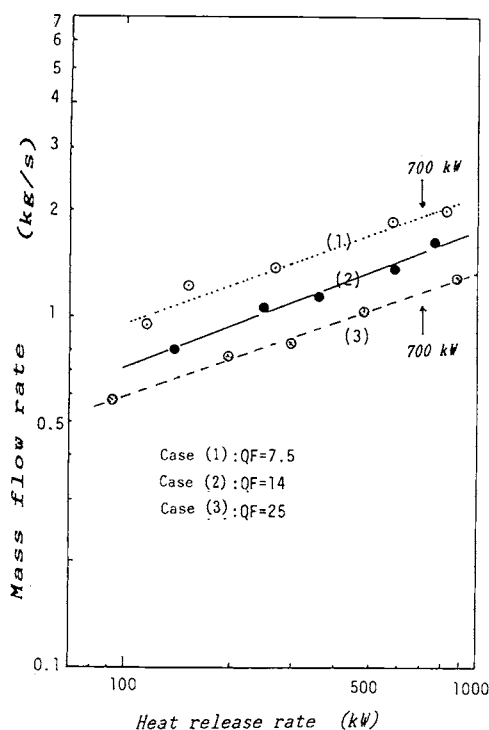


Fig. 5 Mass flow rate vs. heat release rate (A volumetric heat source is located in the center of the $1/4$ scale model tunnel. QF : nondimensional heat density).

4.4.2 Temperature and Air Velocities

Figures 6 shows the isothermal patterns of hot gas flow due to the 700 kW heat source with and without radiant heat of totally 200 kW transmitted on the floor and wall. The radiant heat on the floor and wall makes the flow pattern so complex.

Figure 7 shows the time-dependent flow pattern displayed by isotherms due to the heat source with 700 kW heat release rate in addition to 100 kW radiant heat on the floor and wall.

Figure 8 shows the velocity vector distributions due to the 700 kW heat release rate without any extra radiant heat. The outflow gas is spurted horizontally and turned the direc-

(No radiation on floor) (vertical central plane)



(Radiation on floor) (vertical central plane)

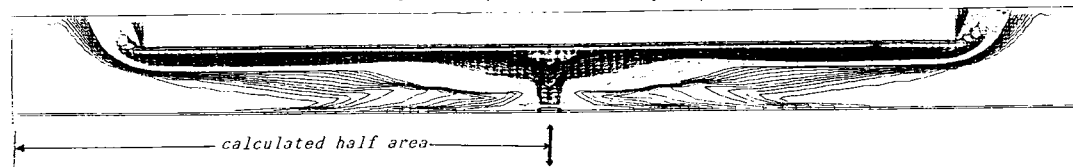


Fig. 6 Isothermal patterns in $\frac{1}{4}$ scale model tunnel
(Volumetric heat release rate = 700 kW,
total radiant heat on floor and walls = 200 kW).

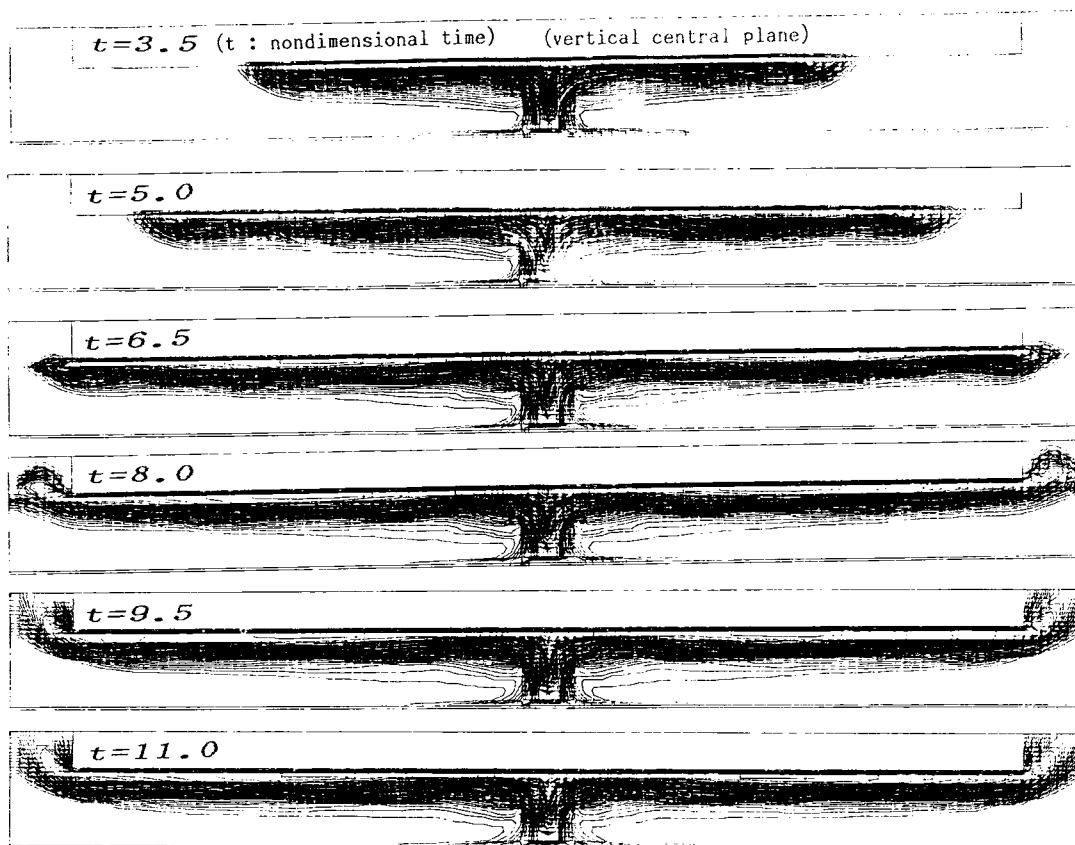


Fig. 7 Time-dependent isothermal patterns in $\frac{1}{4}$ scale
model tunnel.
(Volumetric heat release rate = 700 kW,
total radiant heat on floor and walls = 100 kW)

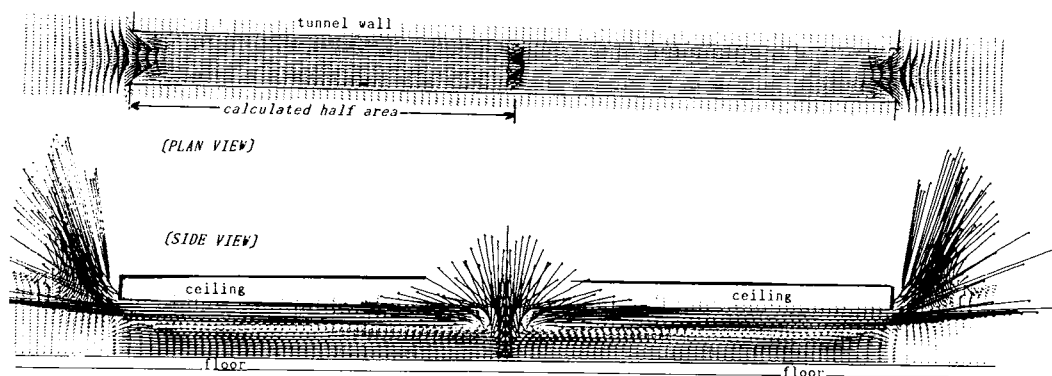


Fig. 8 Velocity vector distributions.
(Volumetric heat release rate = 700 kW)

tion upward at the tunnel exit. Plan view of the flow is given at the horizontal level 0.3 m above the floor. This figure shows the cool air is flowing into the tunnel at the opening, shrinking its path from the far wide open shape.

In the experiments the wind speeds of both the heated gas and lower cool air were about 3 m/s and 0.5 m/s respectively, whereas the numerical results gave 3.5 m/s and 0.7 m/s, respectively. On the other hand, the temperature at the opening was about 350°C in the experiments, whereas it was about 400°C. However the mass flow rate of air was both almost the same. The height of the heated air layer was 0.9 m both in the experiments and calculations.

In Fig. 9, five relationships between the temperatures and the nondimensional distance

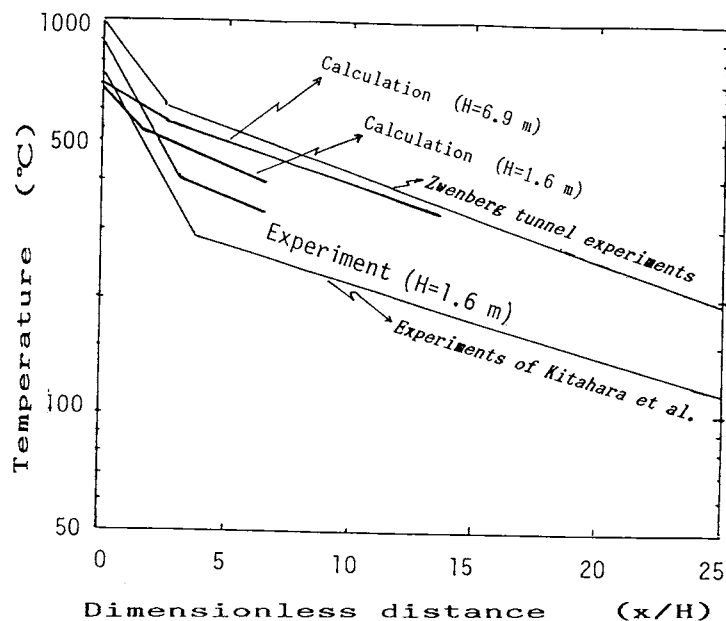


Fig. 9 Relationship between temperatures near the top of the ceiling along the tunnel and dimensionless horizontal distance from the heat source to the tunnel exit.

from the fire center to the direction of tunnel exit are shown. One is the relationship for the 1/4 scale tunnel experiments, one for numerical results of 1/4 scale tunnel, one for numerical results of 6.9 m high hypothetical real scale tunnel mentioned below, one for Zwenberg tunnel experiments¹⁷⁾, and the last for experimental results by Kitahara et al.¹⁶⁾

5. Calculations of Fires in a Hypothetical Tunnel

Fire simulations in a hypothetical tunnel were conducted. The height (H), width (W) and length (L) of the tunnel are 6.9 m, 10 m and 200 m, respectively. The fire was located centrally as in the case of calculations of 1/4 scale model tunnel fires. As mentioned above, large fires in real scale tunnels are the magnitude of 50 MW or more. Therefore as a typical case 45 MW of convective heat in the volumetric heat source ($5 \times 5 \times 6.9 \text{ m}(H)$) located in the center and 6 MW of radiant energy, heating the floor and side walls, were employed.

Calculations were conducted using the same code as mentioned above, with increased the number of cells. Similarly to the above 1/4 scale model, 1/4 region of the tunnel was calculated. Cells used for the calculations were $19 \times 27 \times 51(L/2 + L/7) = 26163$, where $L/7$ corresponds to the outside area adjacent to the tunnel exit.

Temperatures near the top of the ceiling along the tunnel are also shown in **Figure 9** as mentioned above. The Zwenberg tunnel fire tests¹⁷⁾ were one of the past largest fire tests. As seen in Fig. 9 the temperature decay along the tunnel length in this numerical simulation is very similar and close to that in the Zwenberg tunnel fire tests although the tunnel size and heat release rate are different. The calculated velocities of heated gas near the ceiling and lower cool air were 7.5 m/s and 1.1 m/s, respectively. The height of smoke layer was about 3.6 m.

6. Discussions

Based on the reports of fire accidents, previous experiments of tunnel fires and experimental results in the 1/4 scale model tunnel, general aspects of tunnel fires were obtained. The flow patterns in the tunnel were similar both in experiments and in numerical calculations. If large fires occur in relatively short tunnels, the hot gas layer is stably stratified and a lot of air is supplied to fires, as seen above. Also the fuel surface is strongly heated by radiation from both the flame and the glowing ceiling. Present experiments showed twice the larger regression rate of fuel in tunnels than in the open. However, Sugawa et al.³⁷⁾ reported only 20% increase of fuel regression rate in a large room. This discrepancy may be a scale effect, but it is reasonable that the glowing walls can accelerate the evaporation of the fuel. The walls in the experiments by Sugawa et al. may not be radiated fully and consequently not glowing.

Many numerical simulations of tunnel fires in two and three dimensions have already been made, but no detailed considerations about convective heat within the total heat release rate have ever been carried out. Present numerical calculations showed almost reasonable results as seen in the case of 6.9 m high tunnel fire simulation (45 MW) shown in **Fig. 9**, other than the area near the fire where some differences between the experiments and the calculations were left.

The flow around the burning area is extremely complex due to the turbulence and radiation. Around the fire source a sharp break upon the temperature vs. distance is seen in **Fig. 9**.

The interaction between radiation and turbulence must be highly significant around there in the accurate numerical calculations. In the experiments the flame was burning at considerable distance far out of the fuel tray, in particular near the floor. And the flame burning horizontally under the ceiling may be significant in the thermal aspects in tunnels. In addition, the present numerical study has dealt insufficient radiation calculations for simplicity and the nature of the temperatures between the experiments and calculations (based on the equations in Table 3) may be different since temperatures measured in the experiments include the radiant energy from the ambient to thermo-couple wires. (The thermo-couple wire loses the radiant energy at the same time.) This must have affected the discrepancy of the temperature around the flame region between the experiments and calculations. The calculations of the detailed radiative transfer and combustion phenomena of fuel in tunnels are greatly recommended.

Finally, the number of tunnel fire accidents (five per year in Japan) may not always be so serious, but the effect of accidents could be considerable. Real scale experiments are so difficult due to the scale. Therefore numerical studies of fires in tunnels or underground will become more significant hereafter.

7. Conclusions

- (1) Through the analyses of tunnel fire accidents, previous experimental results and the present 1/4 scale model experiments, general aspects of tunnel fires are obtained.
- (2) It was estimated that large fires in tunnels may release 50 to 100 MW or more heat, corresponding to 5–10 burning vehicles.
- (3) It was found in the 1/4 scale model tunnel fire experiments that the regression rate of fuel surface of a 0.5 m square tray was about 8 mm/min, twice the larger than in the open. This is reasonable when the tunnel walls become glowing (red-white) due to the heat transfer from the flame reaching the ceiling.
- (4) Numerical results showed that the mass flow rate at the both exits of tunnel is proportional to the 1/3rd power of the heat release rate when the heat density is constant.
- (5) Numerical simulations of relatively large fires in comparatively short tunnels were conducted and it was found that this simulation tends to be similar and close to the results in the past large fire experiments, except for the area in the vicinity of the fire flame.
- (6) The flow patterns in the tunnel become complex when the floor and walls are heated by radiation. The interaction between the radiation and turbulence is extremely significant for the accurate prediction of the thermal flows especially around the flame in tunnels, where a sharp break in the temperature decay line takes place.

8. Acknowledgments

This study was financially supported by the 1988 Funds for Nuclear Energy Research and Development of the Japanese Science and Technology Agency.

References

- 1) "Report of Extraordinary Committee on Super Long Tunnel (in Japanese)", Express Highway Research Foundation of Japan, (1977)

- 2) Heselden, A.J.M., "Studies of Fire and Smoke Behavior Relevant to Tunnels", 2nd International Symposium on the Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels", Paper J1, (1976)
- 3) North, M.A., "Some Statistics of Fires in Road Vehicles", JFRO Fire Research Note 1011, Fire Research Station, (1974)
- 4) "Chemical Fires in New York Holland Tunnel (in Japanese)", Japan Highway Public Corporation, (1959)
- 5) "Highway Accident Report – Multiple Vehicle Collisions and Fire, Caldecott Tunnel Near Oakland, California, April 7, 1982", the U.S. National Transportation Safety Board, (May–1983)
- 6) "Inquiry Commission Report on Foreign Highways – Underwater Road Tunnel in US and Canada (in Japanese)", Express Highway Research Foundation of Japan, (1983)
- 7) "Kindai Sho-bo" (in Japanese), Zenkoku Kajo Horei Publishing Corporation, p.124 (September 1979)
- 8) *ibid.*, p.96 (September 1988)
- 9) "Multidisciplinary Accident Investigation Team, Caldecott Tunnel Report", California Department of Transportation, (1983)
- 10) "Research Report on Emergency Smoke Extraction System for Fires in the Chuo Highway Amigake Tunnel (in Japanese)", Express Highway Research Foundation of Japan, (1975)
- 11) "Research Report of Ventilation System in the Kan-etu Tunnel of Kan-etu Highway (in Japanese)", Express Highway Research Foundation of Japan, (1982)
- 12) Yoshida, Y.: "Experimental Study of Vehicle Fires in Road Tunnels (in Japanese)", "Kasai", Japan Fire Science and Engineering Association, Vol.33, No.4, 1 (1983)
- 13) Mizutani, T. and Horiuchi, K.: "Experiments of Vehicle Fires in Road Tunnels (in Japanese)", Tunnel and Underground, Vol.13, No.2, 47 (1982)
- 14) "Report of Automobile Fire Experiments in Tunnels (in Japanese)", Civil Engineering Research Institute, (1969)
- 15) "Report of Experiments on Fire Safety System for the Meishin Highway Tunnel (in Japanese)", Association of Scientific Fire Protection, (1955)
- 16) Kitahara, Y. and Umezu, M.: "Thermal Air Flow in Tunnels (in Japanese)", Bulletin of Japanese Association of Fire and Engineering, Vol.34, No.1, 7 (1984)
- 17) Fiezlmyer, A.H.: "Brandversuche in einem Tunnel", Bundesministerium fur Bauten und Technik, Heft 50, Vienna, (1976)
- 18) Kumar, S. and Cox, G.: "Mathematical Modeling of Fires in Road Tunnels", Proceedings of 5th International Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels", p.61 (May–1985)
- 19) Kawasaki, M. and Miyazaki, S.: "A Study of Fire Resistivity of Transportation Containers of Radioactive Materials (in Japanese)", Report to Nuclear Energy Bureau of Japanese Science and Technology Agency, No.19 (1988)
- 20) Blinov, V.I. and Khudiakov, G.N.: "On Certain Regulations on Diffusion Burning of Liquids", Dokl. Akad. Nauk SSSR (in translation), Vol.113, 241 (1957)
- 21) Jin, T.: "Visibility through Fire Smoke (Part 5 Allowable Smoke Density for Escape from Fire)", Report of Fire Research Institute of Japan, No.42, 12 (1976)

- 22) Newman, J.S.: "Prediction of Fire Detector Response", Fire Safety Journal, Vol.12, 205 (1987)
- 23) Schneider, M.E. and Kent, L.A.: "Measurements of Gas Velocities and Temperatures in a Large Open Pool Fire", Heat and Mass Transfer in Fire -- HTD-Vol.73 (Published by ASME), p.37 (1988)
- 24) May, W.G. and McQueen, W.: "Radiation from Liquefied Natural Gas Fires", Combustion Science and Technology, Vol. 7, 51 (1973)
- 25) "Report of Fire Safety System in Tunnels (in Japanese)", Express Highway Research Foundation of Japan, (October-1980)
- 26) Koseki, H and Hayasaka, H.: "Estimate of Thermal Balance in Heptane Pool Flame (in Japanese)", Report of Fire Research Institute of Japan, No.67, 39 (1989)
- 27) Kotoh, S. and Yamanaka, G.: "Air Flow Analyses in a Longitudinally Ventilated Road Tunnel on Fire (in Japanese)", Journal of JSME, Vol.53, No.494, 2937 (1987)
- 28) Van De Leur, P.H.E., Kleijn, C.R. and Hogendoorn, C.J.: "Numerical Study of the Stratified Smoke Flow in a Corridor", Fire Safety Journal, Vol.14, 287 (1989)
- 29) Patankar, S.V. and Spalding, D.B.: "A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-dimensional Parabolic Flow", International Journal of Heat and Mass Flow, Vol.15, 1787 (1972)
- 30) Yang, K.T., Lloyd, J.R., Kanury A.M. and Satoh, K.: "Modeling of Turbulent Buoyant Flows in Aircraft Cabins", Combustion Science and Technology, Vol.39, 107 (1984)
- 31) Satoh, K.: "A Numerical Study of Dynamic Fire Behavior", JSME International Journal (Series B), Vol.31, No.3, 402 (1988)
- 32) Satoh, K.: "A Numerical Study of Ceiling Jets Based on "T" Pattern Flames", Proceedings of the 2nd International Symposium on Fire Safety Science, p.159 (1988)
- 33) Satoh, K.: "Three-dimensional Numerical Study of Fire-induced Ventilations in Enclosures", Report of Fire Research Institute of Japan, No.59, 45 (1985)
- 34) Huan, C.J., (with Kanury, A.M.): "A Numerical Study of Buoyant Flow in a Two-dimensional Crosswind", M.S. Thesis at the Department of Aerospace and Mechanical Engineering, University of Notre Dame, (1980)
- 35) Handa, T., Morita, M., Hayashi, K. and Ishii, T.: "Computer Simulation of the Motion of Heat Flow induced by the Fire in the Long-scale Tunnel", Fire Science and Technology, Vol.1, 91 (1981)
- 36) Jaluria, Y. and Kapool, K.: "Experimental Simulation of Penetrative Flows in a Compartment Fire", Proceedings of 20th Fall Meeting of Chemical and Physical Processes in Combustion", No.89 (1987)
- 37) Sugawa, O, Kawagoe, K., Mizuno, T. and Takahashi, K.: "Real Scale Fire Experiments of Gasoline Station in Buildings (in Japanese)", Proceedings of Japanese Fire Science and Engineering, p.115 (1989)

トンネル内における大規模火災の数値的研究

(概 要)

佐藤晃由・宮崎早苗

(平成元年5月31日受理)

過去のトンネル火災の事例や、将来起るかもしれないトンネル火災の危険性からみて、トンネル内での大規模火災の研究はますます重要になっている。過去の大規模なトンネルの火災性状を調べた結果、火災の発熱速度は50～100MWまたはそれ以上で、火点の天井付近最高温度は1000℃に近いといわれている。本研究では、実規模の1/4程度の模型トンネルでの実験で得られた結果をもとに、対流発熱速度を45MW（全発熱速度は放射発熱速度6MWを加え51MW）として、実大規模トンネルの数値シミュレーションを行った。シミュレーション結果では、火点付近を除く各位置での温度分布は過去の大規模トンネル火災実験と類似する傾向が得られたが、火点付近の最高温度は上記の予想最高温度よりも、かなり低めの結果が得られた。この原因は、火点付近の温度計算において放射は極めて重要な役割を有し、実際の放射は、本研究で採用した放射計算モデルよりも、複雑かつ強いものであるためと考えられる。

消 防 研 究 所 報 告

通 卷 68 号

平成元年 9 月 30 日 発行

編 集
発 行

自治省 消防庁 消防研究所

東京都三鷹市中原 3 丁目 14 番 1 号

電 話 (0422) 44-8331 (代表)
