REPORT OF FIRE RESEARCH INSTITUTE OF JAPAN
Serial No.39 March 1975

消防研究所報告

通 巻 39 号 1975年3月

目 次

研 究

高膨脹泡のダクト輸送に関する実験的研究……新居 六郎……(1)
液面燃焼における層流炎から燃焼液面および容器へのふく射伝熱…中久喜 厚……(21)
使用済核燃料輸送容器の耐火性について(英文)……島田 裕久……(29)
火災の風下の三次元の温度分布に関する室内実験について……山下 邦博……(35)
石油タンク火災に対する各種泡消火剤の消火能力の評価…星野 誠・林 幸司……(49)

消 防 研 究 所
東 京 都 三 鷹 市

REPORT OF FIRE RESEARCH INSTITUTE OF JAPAN
Serial No. 39 March 1975

– Contents –

MEMOIR

Experimental Study on Transportation of High-Expansion Foam through Flexible Ducts ..... Rokuro Nii ..... (1)

Radiative Heat Transfer to the Burning Liquid and the Vessel from Its Laminar Flame ..... Atsushi Nakakuki ..... (21)

Fire Resistivity of Spent Nuclear Fuel Shipping Cask ..... Hirohisa Shimada ..... (29)

Laboratory Experiment on Three Dimensional Temperature Profile in the Leeward of Wooden Crib Fires ..... Kunihiro Yamashita ..... (35)

Evaluation of Extinguishing Abilities of Fire-Fighting Foam Agents for Oil-Tank Fires ..... Makoto Hoshino and Kozi Hayashi ..... (49)

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

高膨脹泡のダクト輸送に関する実験的研究

新　居　六　郎

（昭和49年11月20日受理）

1.　はじめに

高膨脹泡を発泡機から直接泡噴流の形で放射するときの射程は低膨脹泡のそれにくらべて著しく小さいので，実用上はダクトを用いて火災現場に泡を輸送する方法が採られている。高膨脹泡のダクトによる輸送に関しては，ソ連における炭鉱火災に対する高膨脹泡の利用についての山尾の文献紹介[1]によれば，大容量の送風機を用いて，泡の発泡倍率が350～700倍のとき，300mまで送泡可能であり，また，発泡倍率が400～600倍の泡が輸送に最適であったと述べられている。わが国の東京消防庁の実験[2]では，深田工業KK製の大型高発泡機（風量400m^3／minのときの静圧力＝100mmAq）を用い，発泡機に120ϕcm×10mと90ϕcm×110mのダクトを接続して，膨脹率約500倍の泡を120mまで輸送できたとの報告がある。また，東ドイツのR.Götzeらの報告[3]によれば，高膨脹泡をダクトを用いて水平ならびに垂直方向に輸送するとき，ダクトの長さ1mについての圧力損失はそれぞれ約1mmAqおよび約2mmAqであると述べている。これらの文献では，いずれも実用研究の一部として，それぞれ断片的に述べられているに過ぎず，特に送風条件および泡の流動状況についての記述が明確ではない。既述のとおり，高膨脹泡のダクト輸送に関する総合的な研究はほとんど見あたらないといってよい。

そこで，筆者は高膨脹泡をダクトを用いて所要距離の輸送が可能な発泡条件と送風条件とを総合的に究明すると共に，使用発泡機の送泡可能距離が小さいときに，送泡用ダクトの途中から別の送風機を用いて，送泡距離をさらに増大する可能性についても実験的に検討することにした。

上述の目的を完遂するため，まず，ターボブロアを使用する高発泡機を試作すると共に，既存の実験用高発泡機の送泡ダクトをダクト輸送用に改修したものとの計2台の高発泡機を用いて，それぞれについて，泡のダクト内流動状況を調べ，さらにそれら発泡機に使用されている2台の送風機のうち，いずれか1台の送風機を送泡専用として使用した場合の泡のダクト輸送実験を試みることにした。

2.　発泡と送泡に同一の送風機を使用する場合の高膨脹泡のダクト輸送実験

標記の条件を満たす高発泡機が一般に使用されているものであるが，消防研究所に既存の実験用高発泡機は発泡を重点にして設計したものであるので，この研究を計画した時点で，泡輸送の研究用としては不十分であると判断した。したがって，この研究のため小型のターボブロアを1台新たに導入したのである。しかし，このターボブロア導入の理由は上述の理由の他に，一つには高発泡々剤の規格試験用として試験時の泡剤の消費量が既存の発泡機よりも少く，泡剤供給率が5ℓ／min前後の試験用発泡機を製作する必要があると考えていたこと，また，他の一つには，ターボブロアは風量が少ないが風圧が大きいので，今回の泡輸送実験において，送泡専用の送風機としても使用できることを考慮したからである。とにかく，ターボブロアを用いる高発泡機を試作することから研究を開始した。この研究に使用した諸種のダクトの詳細はTable 1に示すとおりである。

2．1　ターボブロアを使用した試作高発泡機

2.1.1 B.M.型ターボブロアの構造と性能

Table 1 Details of various ducts used in the study on transportation of hi.-ex. foam

Name of duct used	Symbol of duct used	Material	Specification, sizes, shape etc.	Manufacturer	Deformability
foam-transport. duct of hi.-ex. foam generator for experimental use	D_F	frame; 3 cm x 3 cm x 3 mm thick L shaped Steel, Wall; transparent PVC plate 1.0 mm thick	52 cm x 52 cm x ca. 3.6 m	the workshop of our Institute	almost nothing
plastic duct	D_0	Spiral part; hard PVC, Tube part; soft PVC	Model D-300, inner dia.; 303 mm, outer dia.; 313mm, thickness; 1.0 mm, pitch; 15.7 mm, length; 10 m	Totaku Kogyo Co. Ltd. (Osaka/Japan)	a little expansible and contractible
duct with rings	D_1 ($D_1, D_2 \ldots$)	Ground; vinylon-tarpaulin 8070, coating; PVC, thickness; 0.5 mm	30 cmφ x 20 m, framed with a ring (4 mmφ) per 1 m	National Marine Plastic Co. Ltd. (Tokyo/Japan)	able to be folded into a contracted form
spiral duct	B_i ($B_1, B_2 \ldots$)	〃	30 cmφ x 5 m, framed with a ring (4 mmφ) per 10 cm pitch		
Y-shaped duct	Y	〃	framed with a ring (4 mmφ) per 1 m, 30 cmφ x 2 m x 2 + 30 cmφ x 3 m		
Reducer duct	R	〃	framed with a ring (4 mmφ) per 1 m, 86 cmφ, 30 cmφ x 1 m + 30 cmφ x 1 m		

使用したターボブロアは三興製作所KK製，型式番号4S1－06125で，2台の電動機を同時に回転して，両者の機械的平衡をとりながら，一段式ターボの羽根を高速回転させる機構であって，Balancing Mechanism（略称B.M.）型と呼ばれている。その構造および送風性能の概要は，それぞれ，**Fig. 1** および**Fig. 2** に示すとおりである。風量の調整は空気吸入口部に連結されている蝶形弁の開閉によって行われる。

2.1.2 B.M.型ターボブロアのダクト内送風性能

ブロアから発泡部までの接続ダクトの詳細は**Fig. 3** に示すとおりである。すなわち，ブロア送風口径を3倍に拡大して整流し，D_0，J_FおよびB_iダクトを連結した。ただし，J_Fダクトは鋼製で，フランジ結合によりD_0およびB_iダクトと相互に連結されている。まず，J_Fダクト断面の中心からの距離に対する風速分布について風量調整用蝶形弁の閉鎖角度 θ をパラメーターとして測定した結果は**Fig. 4** に示すとおりである。つぎに，**Fig. 5** の上方に示したダクト配置のとき，ダクト軸上の平均風速とJ_Fからの水平距離との関係は θ をパラメータとして同図に示されている。風速および風温の測定は日本科学工業KK製熱線風速計，型式番号24－3111

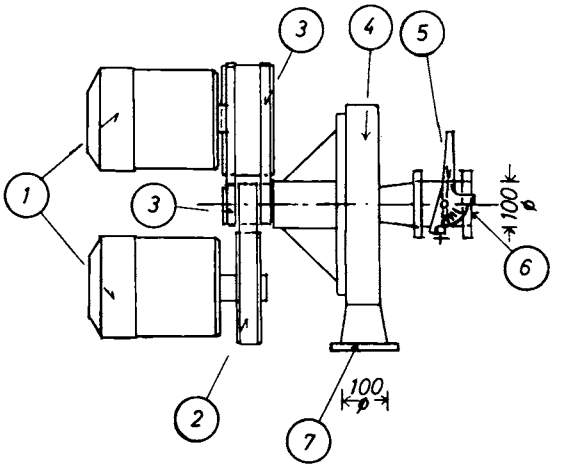

Fig. 1. Schematic diagram of the turboblower used: Balancing Mechanism (B.M.) Type, Model No. 4S1-06125, manufactured by Sanko Mfg. Co. Ltd., Yokohama/Japan
1; electric motor, 200V A.C., 3 phase, 2.2kW, 2; pully-belt of 29 mm wide, 3; pully-belt of 15 mm wide 4; turboblower, 5; butterfly valve for adjusting air volume rate, 6; inlet for air 7; outlet for air

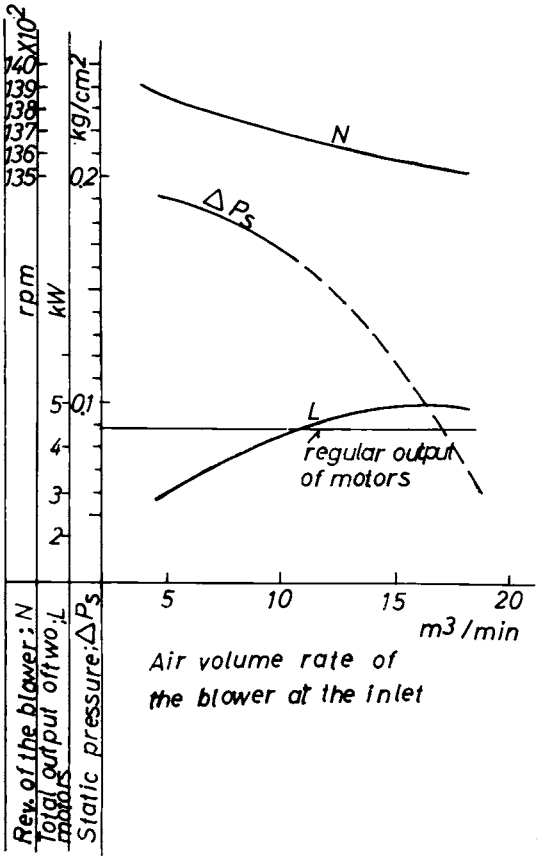

Fig. 2. Flow characteristics of the turboblower

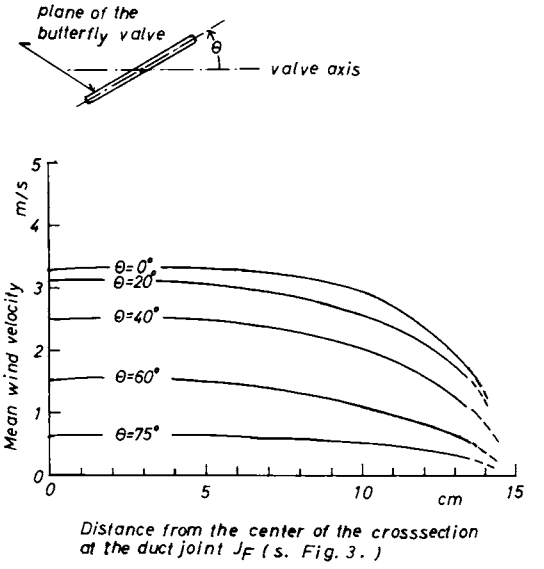

Fig. 4. Profiles of mean wind velocities at the duct joint J_F depending on the closing angle θ of the butterfly valve

"Kanomax"：風速測定範囲；0～50m／s，風温測定範囲；20～100℃，精度；±1％　を用いた。**Fig. 5** で，J_Fからの距離が30m以上のとき，距離の増大と共に風速も増大している理由は，水平距離30m以上では風圧が0 mmAqとなる（**Fig. 6** 参照）ため，ダクト壁の張りがなくなり，壁にしわやたるみを生じたため，送風時

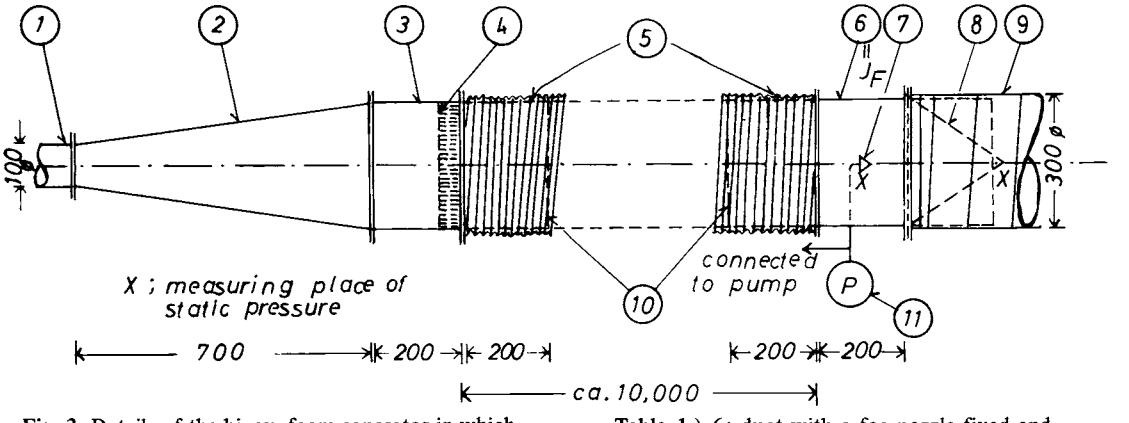

Fig. 3. Details of the hi.-ex. foam generator in which the turboblower is used

1; the outlet for air in the turboblower, 2; tapered duct, 3; duct for rectification of wind, 4; flat honeycomb cylinder (30φ cm × 5 cm, a side of each hexagon = 3 mm), 5; plastic duct (D_0, s. **Table 1.**), 6; duct with a fog nozzle fixed and two flange joints (J_F), 7; fog nozzle, 8; cone-shaped polyester net for generation of foam, 9; spiral duct (B_i, s. **Table 1.**), 10; duct for connection with a flange joint, 11; pressure gauge (0 to 10 kg/cm²)

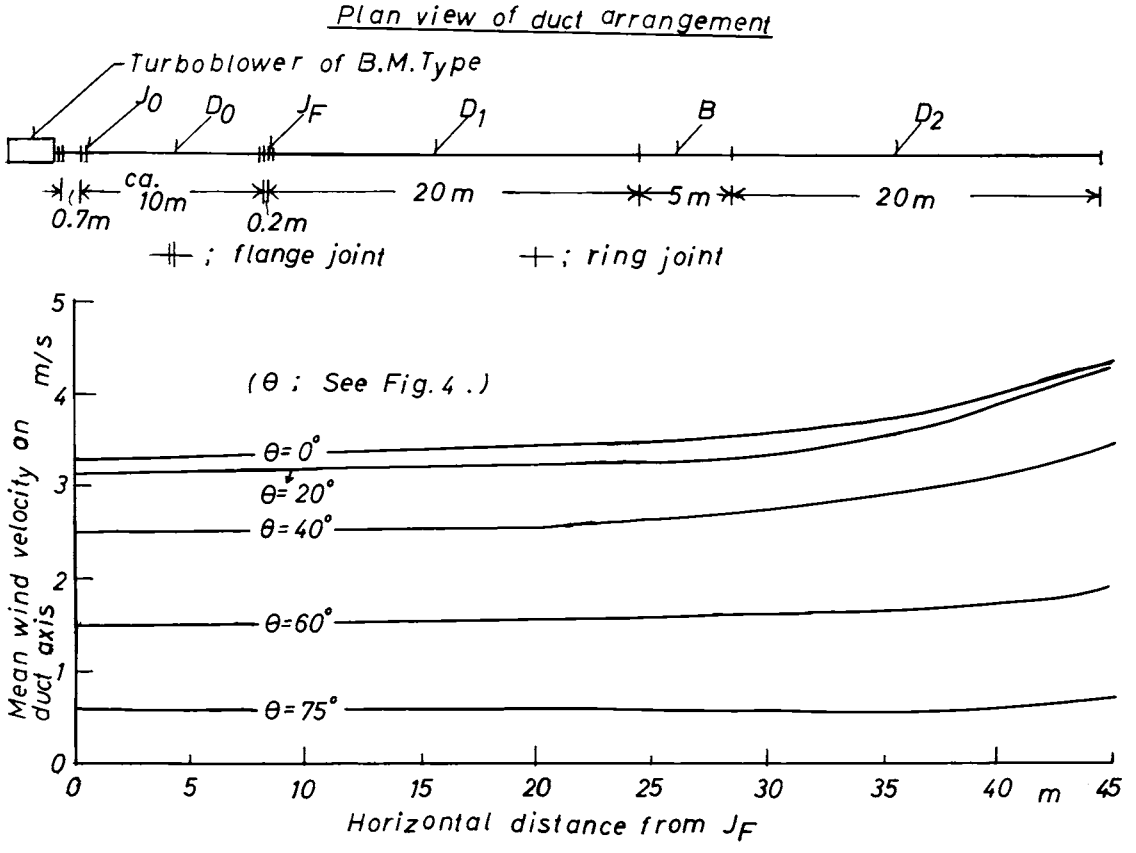

Fig. 5. Relationships between mean wind velocity on duct axis and horizontal duct length from J_F for several closing angles (θ) of the butterfly valve

の有効なダクト断面積がみかけ上減少したのと同じ結果になったためと思われる。

また，**Fig. 6** の上方に示したダクト配置のとき，J_Fからの水平距離と平均の静圧力の関係は θをパラメータとして同図の下方に示されている。なお，静圧力の測定には，延長用ダクトの各ダクト端から風上側20cmの場所に口径4 φmm×20mmの銅パイプを接着固定し，東京航空計器KK製デジタル圧力計，型式番号DG－110G：圧力測定範囲；0～100mmHg，精度；±0.2% を用いた。

2.1.3 試作発泡機の発泡性能

Fig. 3 中に示すJ_Fのほぼ中央に噴霧ノズルを固定し，これから配管により固定圧力ゲージ，流量計を経由してポンプに連結し，あらかじめ水と混合し，所定濃度にした泡水溶液を供給した。噴霧ノズルの前方10cmの

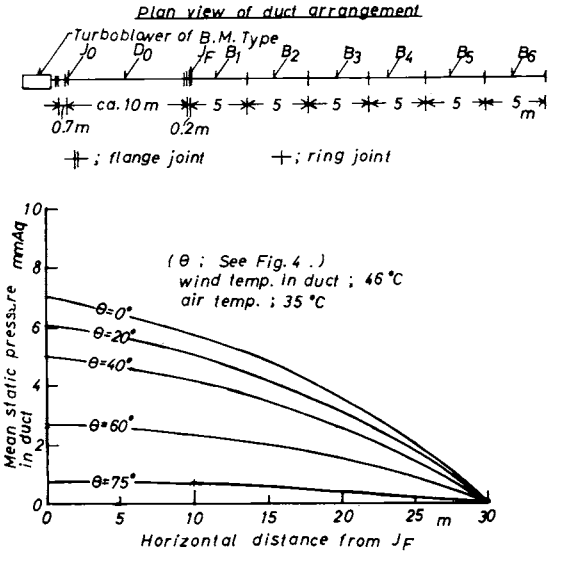

Fig. 6. Relationships between mean static pressure and horizontal duct length from J_F for several closing angles (θ) of the butterfly valve

所に発泡用ネットをフランジ結合で固定した。使用したポンプは大東工業KK製ギヤポンプ，型式番号OH－4G－22：口径；19φmm，放水圧力＝5kg／cm² のときの放水率；10ℓ／minであった。供試噴霧ノズルは，中味のつまった円錐形状の噴霧となる性能を有する新倉工業KKの既製品のうち，3/8EX482および3/8EX470の2種を用いた。これらノズルの放水圧力と放水量の関係は**Fig. 7** に示すとおりである。また，供試発泡用ネットは2種で，それらの生地はポリエステル系の既報[4]と同じ織り方のものを用いた。それらの仕上り寸法は**Fig. 8** の（a）および（b）に示すとおり，それらの円錐形状の表面積がダクト断面積のそれぞれ，1.5倍および1.25倍になるようミシン縫合により製作した。風速は θ（**Fig. 4** 参照）を0°および40°の2種に変化させることにより，3.2および2.3m／s（J_F部の平均風速）の2種，供試泡剤は国産のA，B，Cの3種，泡液濃度は

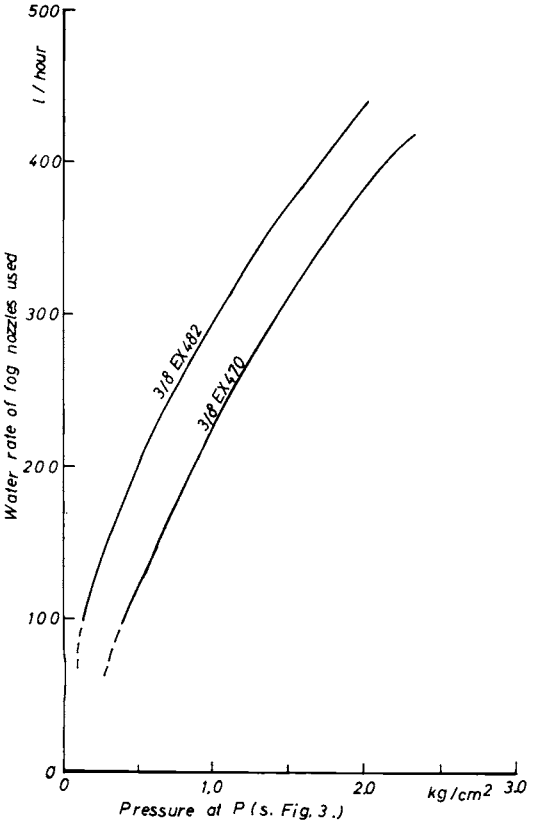

Fig. 7. Relationships between water flow rate and pressure at P for the two fog nozzles used

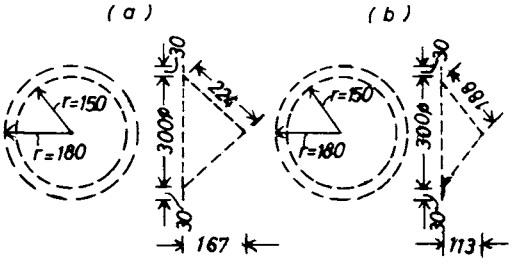

Fig. 8. Details of the sizes of the nets used*: (a) and (b)
*; refer to the literature 4) for the details of the used material.

1.5vol％とし，上述の数種の要素の適当な組合せで発泡試験を行った。

この発泡試験の際，一定の条件で泡を収集する必要があるので，**Fig. 9** に示すような高膨脹泡用の泡収集容器1.5m×1.5m×1.0mを設計製作した。泡をその容器内に収納するときは，発泡部から一定の距離（約10m）になるようにBiダクト2本を連結して，そのダクト端から出てくる泡を収集容器内に入れるようにした。供試泡の膨脹率は，泡収集容器内の1800ℓの目盛まで泡を満たすに要する時間（泡液の供給時間）と泡液供給率を測定し，さらに30φcm×10mのダクト内にその容積の1／4だけ泡が残存していると仮定して算出した。発泡試験の結果，今後の実験の際使用する噴霧ノズルは3/8EX470，泡液供給率は4.5ℓ／min，また，使用するネットは**Fig. 8** の（a）に示したものとすることに決定した。

上述の条件のほか液温，気温など，ほぼ最適と考えられる発泡条件で発泡試験を行った結果は **Table 2** に示すとおりである。この表から発泡倍率は風速2.5m／sの場合が3.2m／sの場合より約2～3倍良好であることがわかる。しかし，この試作発泡機では，膨脹率が600倍以上のものは得られなかったので，高発泡機を製作するという所期の目的については失敗であったといえる。失敗の原因は送風機としてターボブロアを使用したことによるが，その主な理由は極めて高速の回転のため，ダクト内の風温が気温より常に約6℃高くなる結果と考えているが，一部には，使用噴霧ノズルとネット面積の関係がまだ最適のものでなかったことによるのかもしれない。

この試作発泡機を用いて多数回の発泡試験を行った

Table 2 Foaming capability of the hi.-ex. foam generator in which the turboblower is used, under the optimum foaming conditions

Foaming liquid	Concentration of foaming solution (vol %)	Mean wind velocity at duct center (m/s)	Supply rate of foaming solution (1/min)	Foam collected at duct length = 10m	
				Expansion ratio	25% drainage time
A	1.5	2.5	4.5	480	2′42″
		3.2	4.5	140	6′10″
B	1.5	2.5	4.5	540	6′24″
		3.2	4.5	170	10′15″
C	1.5	2.5	4.5	580	3′ 0″ *
		3.2	4.5	250	2′10″ *

Remarks: air temperature; 31 – 32°C, temperature of foaming sol.; 20 – 23°C, wind temperature in duct; 36 – 38°C, used nozzle: 3/8 Ex 470 (manufactured by Niikura Kogyo Co. Ltd.), used net: shape; cone, made of polyester, net area; 1060 cm², [see Fig. 8, (a).] *; 50% drainage time

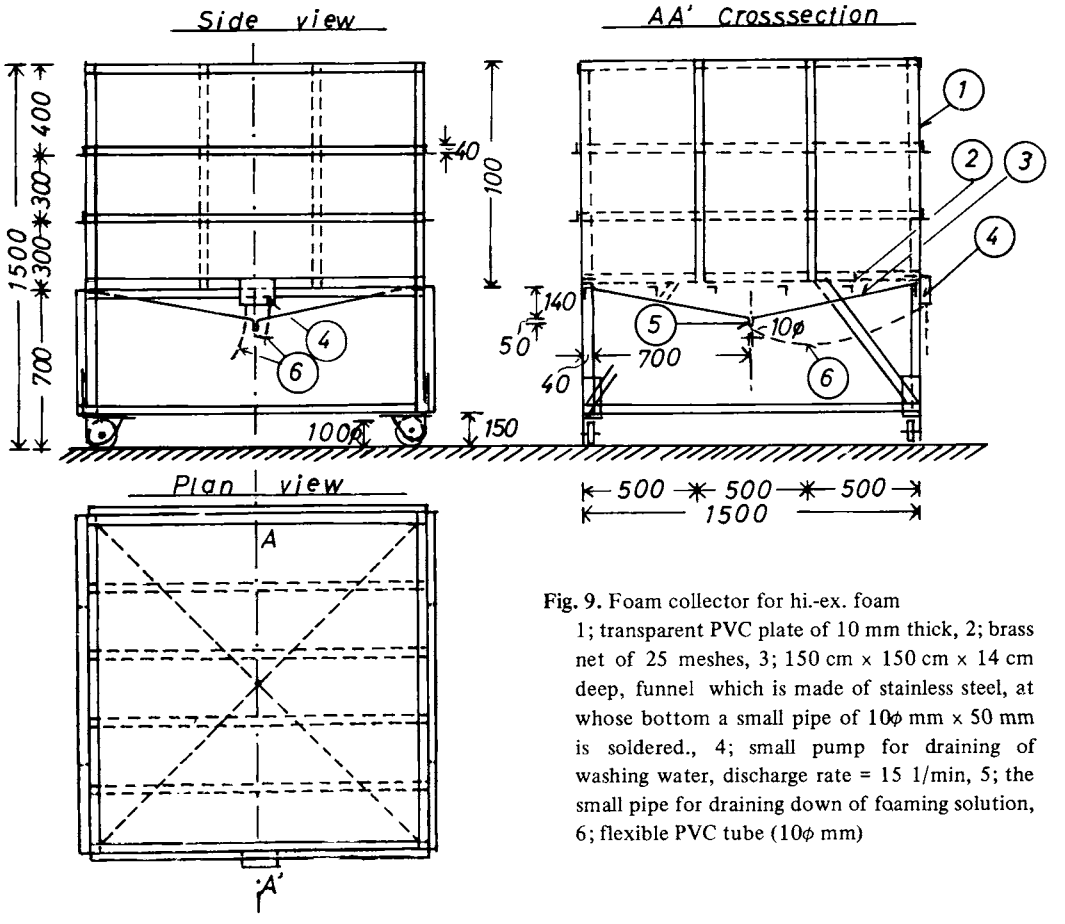

Fig. 9. Foam collector for hi.-ex. foam
1; transparent PVC plate of 10 mm thick, 2; brass net of 25 meshes, 3; 150 cm x 150 cm x 14 cm deep, funnel which is made of stainless steel, at whose bottom a small pipe of 10φ mm x 50 mm is soldered., 4; small pump for draining of washing water, discharge rate = 15 1/min, 5; the small pipe for draining down of foaming solution, 6; flexible PVC tube (10φ mm)

結果，風速2.5m/s（θ=40°）のときは 400 ± 50，風速3.2m/s（θ= 0°）のときは200 ± 50が平均的に得られる膨張率であることが判明した。したがって，試作発泡機から発生した泡は高膨張泡というよりはむしろ中膨張泡に近い泡であるといえる。このような予期しない結果から供試泡の膨張率の範囲を拡げて実験を行え

ることになった。

2．2　試作高発泡機による泡の水平方向の輸送実験

2.2.1 輸送距離による泡流側面の観察

B_iダクトを最も多く連結した場合のダクトの水平方向の配置状況は**Fig.10**に示すとおりである。**Fig.10**に

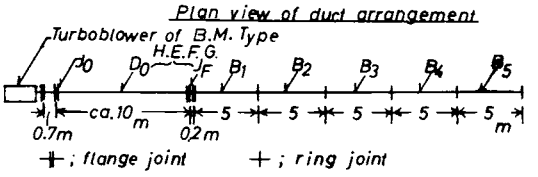

Fig. 10. Plan view of duct arrangement for horizontal transportation with the hi.-ex. foam generator in which the turboblower is used

おいて，5mおきに，ダクト端から噴出する泡流の側面について，ダクト内で泡流のつまりが生ずるなど，いわゆる間けつ的な流れになっていないとき，すなわち，連続的泡流の場合についてのみ写真撮影を行った。その一例として，J_Fからの水平距離が10mの場合につき，膨張率が200±50(以下200と呼ぶ)の場合を**Photo. 1** に，膨張率が400±50（以下400と呼ぶ）の場合を**Photo.2**に示す。これらの写真からわかるように，膨張率400の場合は泡流がやや不均一な断面であるが，ダクトの中央部にほぼまとまった流れであるのに対し，膨張率が200の場合は泡が気流中に不均一に分散した流れになっているといえる。両膨張率の泡はダクトの水平距離20m以上では，送泡開始後まもなく連続流でなくなり，ダクト内につまりを生じ，泡の噴出が中断し，中断時間10秒前後で，ダクト出口から栓流の形で泡の噴出が数秒間続くという現象の周期的繰返し，いわゆる間けつ的な泡流となった。

2.2.2 輸送距離と静圧力損失の関係

ダクトの水平距離を延長するために，B_iダクトの連結数を変えながら**Fig.10**に示すJ_Fにおける平均の静圧力を送泡開始後の時間についてプロットしたものは，膨張率200の場合については**Fig.11**に，膨張率400の場場については**Fig.12**に示すとおりである。それらの両図において，P_sは連続的な泡流を保持できる最大のダクトの長さの場合の飽和静圧力を示し，Δpは発泡時の圧力損失を示している。いずれの膨張率でも連続泡流を保持できる最大延長ダクトの長さは15mであった。

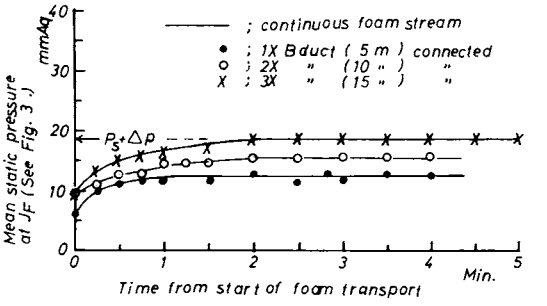

Fig. 11. Relationships between mean static pressure at J_F and time from start of foam transport. in case of expansion ratio: 200±50

P_S; a constant saturated static pressure for the max. transportable distance of foam,

Δp; a pressure difference between the front and rear of the net in foaming

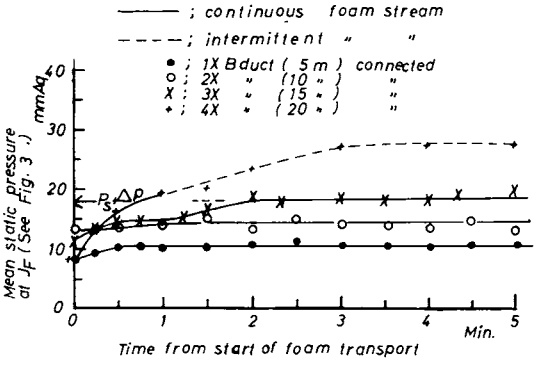

Fig. 12. Relationships between mean static pressure at J_F and time from start of foam transport, in case of expansion ratio: 400±50

P_S and Δp; refer to **Fig. 11.**

膨張率200の場合には，B_iダクトを4本連結しても連続泡流を保持できないことが予備実験で予めわかっていたので改めて実験を行わなかった。試作発泡機による泡および空気の水平方向の輸送実験の場合についての静圧力損失を**Table 3** に示す。この表中のpはP_sをそのときのダクトの長さ，つまり，連続泡流を保持して輸送可能な水平距離L (m) で割算したもので，ダクトの単位長さあたりの静圧力損失を示している。

Table 3 Static pressure loss in duct on horizontal transportation of air and foam with a hi.-ex. foam generator in which turboblower is used. (See **Fig. 10.**)

Object of transport	Mean wind velocity in the center of duct at the front of the net	Expansion ratio 1)	Mean static pressure loss	
			Pressure difference between front and rear of net, Δp	Pressure loss per meter, p
Air	2.5 m/s	–	0 mmAq	0.17 mmAq/m
	3.2 m/s	–	0 mmAq	0.23 mmAq/m
Foam	2.5 m/s	400±50	4.0 mmAq	0.97 mmAq/m 2)
	3.2 m/s	200±50	4.0 mmAq	1.00 mmAq/m 2)

Remarks: 1); for collected foam at the duct length = 10 m
2); for continuous foam stream

2．3 既存実験用高発泡機による泡の水平方向の輸送実験

高膨脹泡の発泡機構に関する研究用として，約5年前，消防研で製作した発泡機をダクト輸送実験にも使用できるようにするため，既存の送泡ダクトD_F（ダクト断面：0.52m×0.52mの正方形）の出口端末部とレデュサーダクトR（ダクト断面：0.86ϕmの円形）とを連結できるように，D_F出口端末部に若干の改修を行った。その詳細は**Fig.13**に，また，この発泡機を用いた実験の際のダクト配置の概要は**Fig.14**に示すとおりである。

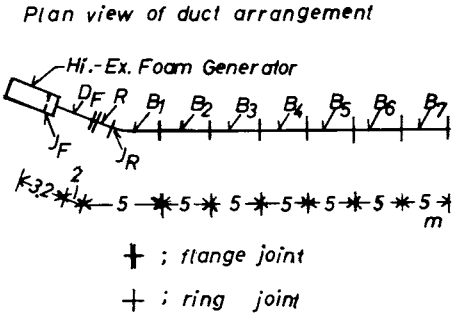

Fig. 14. Plan view of duct arrangement for horizontal transportation with the hi.-ex. foam generator in which the multiblade fan is used

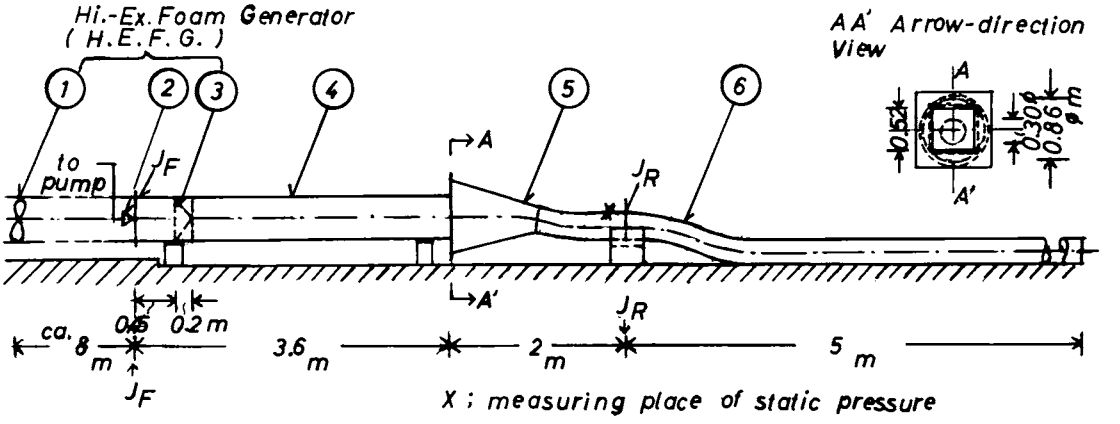

Fig. 13. Side view of duct arrangement for horizontal transportation with the hi.-ex. foam generator in which the multiblade fan is used
1; multiblade fan; SRS-No. 11/2-f-6 type, the max. air volume rate = 40 m^3/min, the max. static pressure = 50 mmAq, manufactured by EBARA MFG. CO. LTD. (Tokyo/Japan), 2; fog nozzle, 3; net for generation of foam, 4; fixed duct for foam transport. (D_F, s. **Table 1.**), [Refer to the literature 4) for the details of 1 to 4.] 5; Reducer duct (R, s. **Table 1.**) 6; spiral duct (B_i, s. **Table 1**)

2.3.1 輸送距離による泡流側面の観察

発泡用ネットから約10mの距離で，D_F内のネット直前の平均風速が2.3, 3.2, 3.7m/sのとき得られた膨張率はそれぞれ750±30, 600±30, 500±30（以下750, 600, 500と呼ぶ）であった。それら3種の膨張率の泡について，D_Fダクト内の流動状況ならびに5mごとに連結したB_iダクトから噴出する泡流の状況を側面から撮影した。D_Fダクト内での3種の膨張率の泡の定常的な流動状況の概要は**Fig.15**の（a），（b）および（c）に示すとおりである。この図からわかるように，（a）と（b）は流動する泡とダクトの底面に堆積する泡との間には明確な境界を生じているが，（c）ではその境界が不明確である。また，流動する泡流が（a），（b），（c）いずれも脈動していることもわかる。流動速度は(a)，(b)，(c)の順になっている。Rダクトを通り，B_iダクトの連結数を増大させてゆくと，連続泡流の断面積は次第に小さくなってゆく。送泡開始後少し時間がたつと，遂に泡の流動の停止と泡の栓流の発生を一定の時間間隔で繰返す，いわゆる間けつ的な泡の流動状態となり，この時点で泡の輸送効率は急激に低下する。さらに，送泡を続けていると，D_F内に泡が充満して全く流動しなくなる。

膨張率が500倍の泡のB_iダクトの水平距離15, 30, 40mにおける連続的な泡流のプロフィルは**Photos.3,4,5**にそれぞれ示すとおりである。膨張率が600倍で，水平距離10mの場合を**Photo.6**に，膨張率が750倍で，同距離5mの場合を**Photo.7**に示す。それらの写真から，連続的な泡流が保持されている場合，ダクト内では，ダクト断面のほぼ中央部に泡流が集中し，その外側は気流に取囲まれたほぼ二つの分離された流れになっていることがわかる。

2.3.2 輸送距離と静圧力損失の関係

静圧力の測定は**Fig.13**中のJ_Rから20cm風上側の位置で行った。水平距離を変えるために，B_iダクトの連結数を変えて，送泡開始後の時間とJ_R附近の平均の静圧力の関係をプロットした。その関係は，膨張率が750 600, 500倍の泡の場合につき，それぞれ，**Fig.16, Fig.17, Fig.18**に示すとおりである。これらの図から膨張

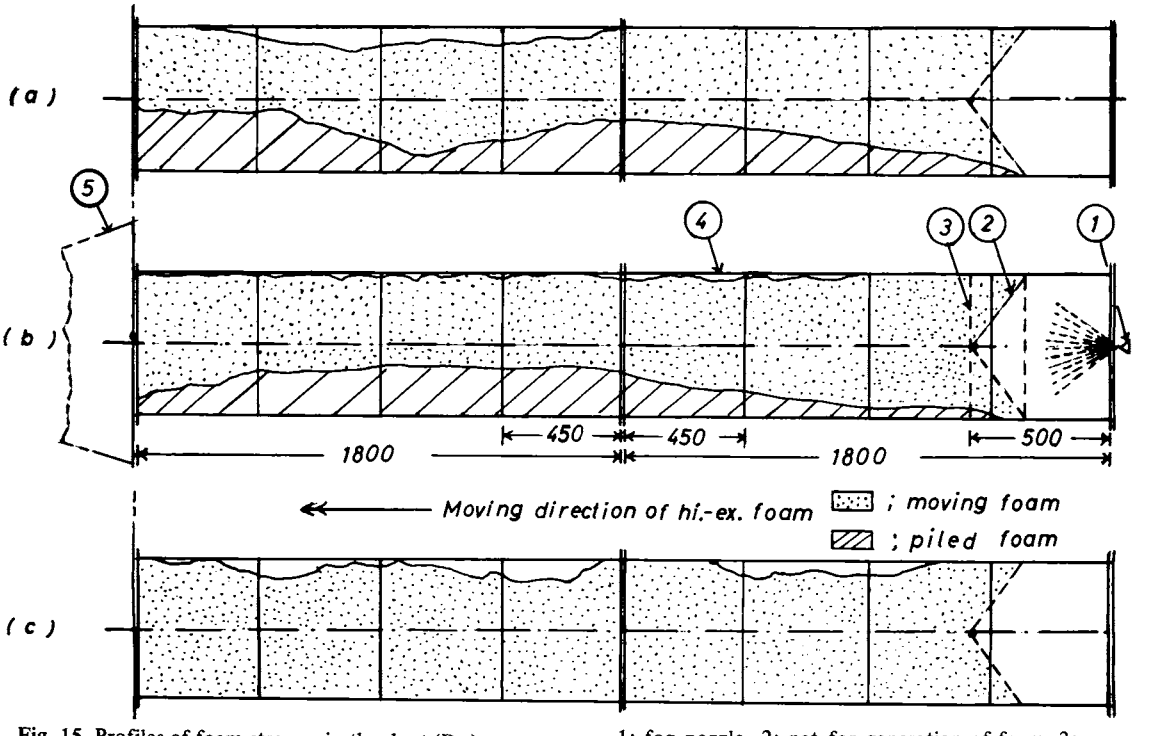

Fig. 15. Profiles of foam streams in the duct (D_F)
(a); expansion ratio = 500±30,
(b); expansion ratio = 600±30,
(c); expansion ratio = 750±30
1; fog nozzle, 2; net for generation of foam, 3; frame for fixing the net, 4; D_F duct (0.52 m × 0.52 m × 3.6 m), 5; Reducer duct (R)

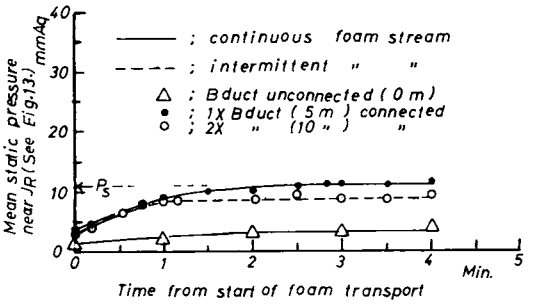

Fig. 16. Relationships between mean static pressure depending on horizontal duct length near J_R and time from start of foam transport. in case of expansion ratio: 750±30

P_S: a constant saturated static pressure for the max. transportable distance

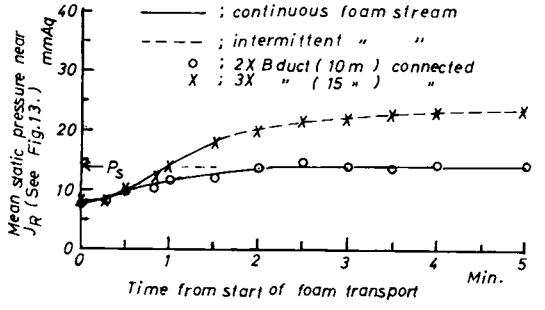

Fig. 17. Relationships between mean static pressure depending on horizontal duct length near J_R and time from start of foam transport. in case of expansion ratio: 600±30

P_S: refer to **Fig. 16.**

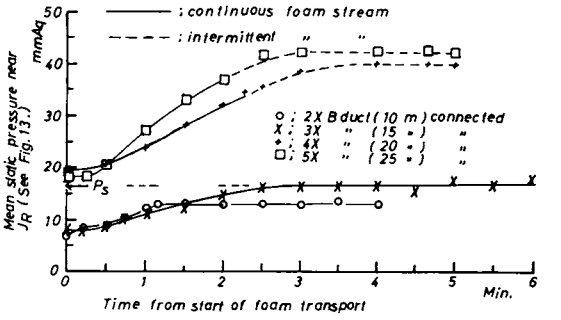

Fig. 18. Relationships between mean static pressure depending on horizontal duct length near J_R and time from start of foam transport. in case of expansion ratio: 500±30

P_S: refer to **Fig. 16.**

率750, 600, 500倍のときに連続泡流として輸送可能な距離はそれぞれ5，10，15mであることがわかる。この場合には，**2.2.2** で既述のようなΔpを考慮する必要はなく，図中に示したように直接Psを得ることができる。既存実験用発泡機を用いたときの発生泡と空気のダクト内水平輸送時の静圧力損失を **Table. 4** に示す。膨張率500倍の泡のダクトの長さ1mについての圧力損失は1.1mmAq，膨張率750倍のそれは2.2mmAqで，膨張率500倍の圧力損失の約2倍になり，連続泡流として送泡可能距離が大幅に低下することが注目される。この表から泡のダクト輸送時の静圧力損失は膨張率に依存すること，しかも，500倍から1000倍え膨張率が増大すると共に圧力損失も急激に増大することが予想される。

Table 4 Static pressure loss in duct on horizontal transportation of air and foam with a hi.-ex. foam generator in which a multiblade fan is used (See **Fig. 14.**)

Object of transport	Mean wind velocity in the center of duct (m/s)		Expansion ratio 2)	Mean static pressure loss	
	at the front of the net in D_F duct	at the end of (D_F+R+B) duct 1)		3) Δp mmAq	4) p mmAq/m
Air	3.7±0.4	9.3±0.2	–	0	0.36
	3.2±0.3	8.0±0.2	–	0	0.33
	2.3±0.2	5.8±0.2	–	–	–
Foam	3.7+0.4	–	500±30	7.0	1.10 5)
	3.2+0.3	–	600±30	8.0	1.40 5)
	2.3+0.2	–	750±30	10.0	2.20 5)

Remarks: 1); the distance from the net = 10 m, 2); for collected foam at the duct length = 10 m, 3); Δp = pressure difference between front and rear of the net, 4); p = static pressure loss per meter in 30ϕ cm duct, 5); for continuous foam stream

2．4　既存実験用高発泡機による泡の垂直方向の輸送実験

2.3 の水平方向の輸送実験結果から，膨張率が500倍前後のときか圧力損失が最も少く，最大輸送可能距離は約15mであるので，垂直方向の輸送距離は最高10mぐらいが適当であると考え，高発泡機から比較的近い距離にある消防大学校の訓練塔を利用することにした。実験時のダクト配置状況は**Fig.19**および**Photos. 8** および**9**に示すとおりである。まず，高さ約10mの

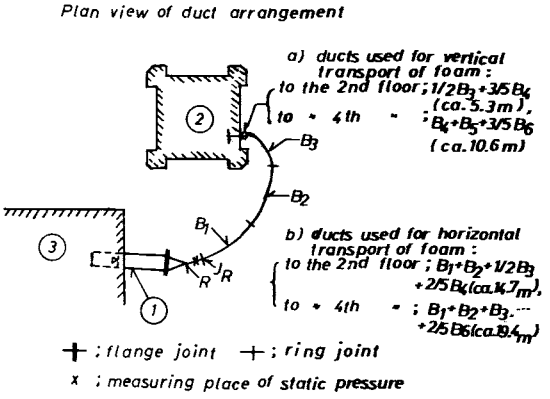

Fig. 19. Plan view of duct arrangement in the experiments of horizontal and vertical transport. of hi.-ex. foam
1; the hi.-ex. foam generator in which the multiblade fan is used, 2; the trainning tower of the Fire College having 11 floors, 3; laboratory for smoke ejection

4階に対し，送泡実験を2回，高さ約5mの2階に対し同実験を1回行った。各実験の際，J_R附近の静圧力の測定を行った。送泡開始後の時間とJ_R附近の平均静圧力の関係は**Fig.20**に示すとおりである。**Fig.20**中のCurve 1は，4階への第1回送泡実験の場合，また，Curve 2は，同階への第2回送泡実験の場合を示している。いずれの場合も送泡開始後1～2分で連続泡流でなくなり，したがって垂直方向の圧力損失値を見出すことはできなかった。つぎに，2階への送泡実験を行ったが，送泡開始後1分30秒で，連続泡流でなくなり，4階への送泡実験の場合と同様に圧力損失についての明確な値は得られなかった。これらの実験中，連続泡流の状態を保持しているとき，4階および2階のダクト出口から噴出する泡の流れの観察結果(**Photos. 10**および**11**参照）によれば，4階への送泡の場合は水平輸送実験のJ_Rからの水平距離約40mのときの連続泡流のプロフィル，また，2階への送泡の場合は同水平輸送距離約25mのときの連続泡流のプロフィルとほぼ一致したので，垂直方向のダクト輸送の圧力損失は，水平方向のそれの約2倍であろうと推定した。同一送泡時間における2階へ輸送された泡量は4階へのそれの約2倍であった。

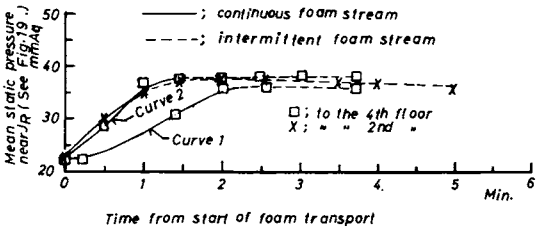

Fig. 20. Relationships between mean static pressure near J_R and time from start of foam transport. in the duct arrangement shown in **Fig. 19.**

3.　送泡用に送風機を附加的に使用する場合の泡のダクト内水平方向の輸送実験

風量100m³／min，風圧50mmAq以下の送風機を用いた小容量の高発泡機の送泡距離を，別の送風機を用いることによって送泡距離をさらに延長できるかどうかについて，二つの場合について試みた。すなわち，まず第1の場合は，既存実験用高発泡機を発泡および送泡用として用い，送泡用としてB.M.型ターボブロアを附加的に使用する場合と，つぎの第2の場合は，B.M.型ターボブロアを発泡および送泡用として用い，送泡用として多翼送風機を附加的に使用する場合である。

いずれの場合も送泡実験を行う前に，それぞれ**Figs. 21**および**22**に示すとおり，単独運転時および同時運転時に所定の場所で，ダクト中心の平均風速をそれぞれ測定した。それらの測定結果は，第1の場合について**Table 5** に，第2の場合について**Table 6** に示されている。**Table 5** からは2台の送風機を同時運転しても送泡方向の風速はほとんど増加せず，送風効果からも別の送風機を用いた意味がないことがわかる。送泡時には，B.M.型ターボブロアーを運転し，送風すると，かえって送泡量が激減し，送泡ダクトにつまりを生ずる結果となり，第1の場合の試みは失敗であった。

つぎに第2の場合は，**Table 6** からわかるとおり，

Table 5 Mean wind velocity in the center of B_i in the case of the usage of the two blowers and the duct arrangement as shown in **Fig. 21**

Used blower	Revol. of blower	θ2)	Wind velo.	multiblade fan (for generation and transport. of foam)1) 1,600 rpm	multiblade fan (for generation and transport. of foam)1) 1,850 rpm
Turboblower (for transport. of air and foam)	12,500 rpm	0°	5.0±0.2 3) m/s	8.0±0.2 3) m/s	9.3±0.2 3) m/s
		40°	4.2±0.2 3) m/s	8.5±0.2 4) m/s	9.5±0.2 4) m/s
				8.0±0.2 4) m/s	9.0±0.2 4) m/s
				simultaneous driving	

Remarks: 1); refer to literature 4),
2); closing angle of the butterfly-valve for adjusting air volume (see **Fig. 4.**),
3); measured at the end of B_5 (see **Fig. 21.**) in case of solo driving of each blower
4); measured at the end of B_5 in case of simultaneous driving of the two blowers

2台の送風機を同時運転すると，送泡方向に送風専用の別の送風機（多翼送風機）の風速分がほぼ加算された風速が得られた。この実験で使用した泡の膨脹率はすべて400±50であった。まず，第1回の送泡実験で，**Fig.22**に示すように，Y字形ダクトにB_iダクトをさらに10m延長連結したときのダクト出口からの泡の噴出状況は**Photo. 12**に示すとおりで，**Photo.6**のそれとほぼ同じ泡の流れになっている。送泡専用の送風機の風速を8.0，9.3m／sと変えても泡の流れはほぼ同じであった。つまり，この実験では，別の送風機を用いて送泡可能距離15mをさらに10mすなわち70%延長できたことを意味している。つぎに第2回実験では，第1回実験の場合よりさらに15mダクトを延長した場合について試みたが，送泡開始後5分で間けつ的な泡流となった。連続泡流を保持しているときに撮影したダクト出口からの泡の噴出状況は**Photo. 13**に示すとおりである。

以上の実験結果から，別の送風機を送泡専用として使用する方式は，送泡ダクトを送泡方向にできるだけ一直線に配置し，かつ送泡専用ダクト側の風速が発泡機側のダクト風速よりも常に大きい場合は実用性があると推定された。

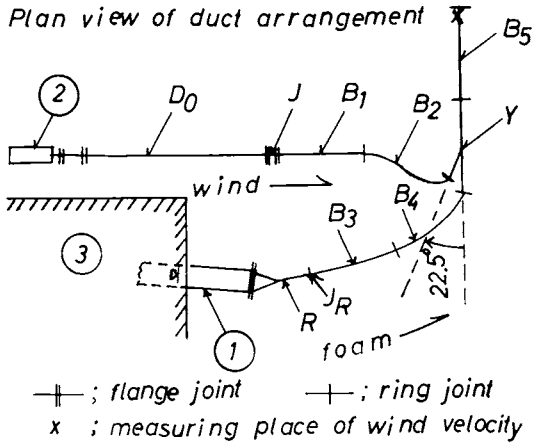

Fig. 21. Plan view of duct arrangement in a trial of foam transportation where the two blowers are used
1; the hi.-ex. foam generator in which the multiblade fan is used, 2; the turboblower, 3; laboratory of smoke ejection

Table 6 Mean wind velocity in the center of B_i in the case of the usage of the two blowers and the duct arrangement as shown in **Fig. 22**

Used blower	Revol. of blower	θ2)	Wind velo.	Multiblade fan1) (for transport. of air and foam) 1,600 rpm	Multiblade fan1) (for transport. of air and foam) 1,850 rpm
				9.4±0.2 3) m/s	12.3±0.2 3) m/s
Turboblower (for generation and transport. of foam)	12,500 rpm	0°	5.0±0.2 3) m/s	14.5±0.5 4) m/s	16.5±0.5 4) m/s
		40°	4.2±0.2 3) m/s	14.0±0.5 4) m/s	16.0±0.5 4) m/s
				Simultaneous driving	

Remarks: 1); refer to literature 4),
2); closing angle of the butterfly valve for adjusting air volume (see **Fig. 4.**),
3); measured at the end of B_5 (see **Fig. 22.**) in case of solo driving of each blower,
4); measured at the end of B_5 in case of simultaneous driving of the two blowers

Photo 1. Continuous foam stream of expansion ratio 200±50 at horizontal distance (h.d.) 10 m (s. **Fig. 10.**)

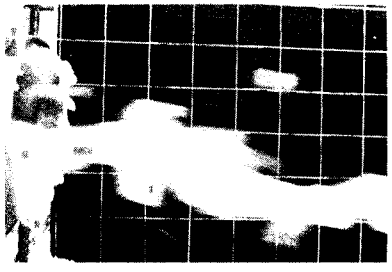

Photo 2. Continuous foam stream of expansion ratio 400±50 at h.d. 10 m (s. **Fig. 10.**)

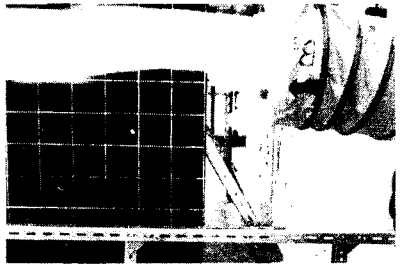

Photo 3. Continuous foam stream of expansion ratio 500±30 at h.d. 15 m (s. **Fig. 14.**)

Photo 4. Continuous foam stream of expansion ratio 500±30 at h.d. 30 m (s. **Fig. 14.**)

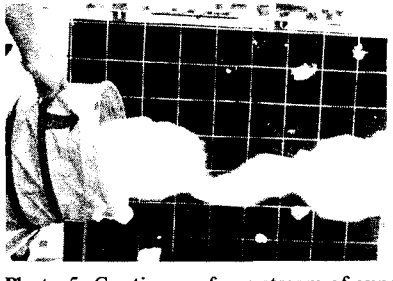

Photo 5. Continuous foam stream of expansion ratio 500±30 at h.d. 40 m (s. **Fig. 14.**)

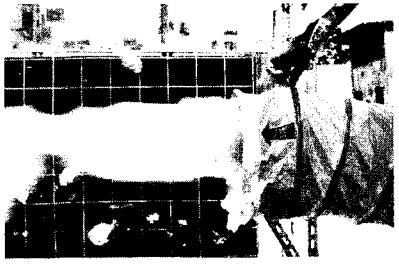

Photo 6. Continuous foam stream of expansion ratio 600±30 at h.d. 10 m (s. **Fig. 14.**)

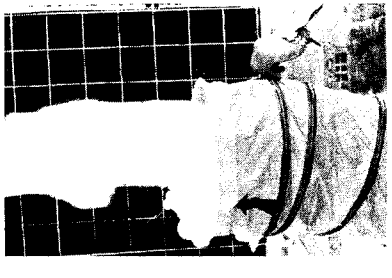

Photo 7. Continuous foam stream of expansion ratio 750±30 at h.d. 5 m (s. **Fig. 14.**)

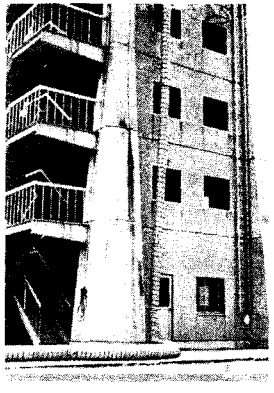

Photo 8. Duct arrangement in case of foam transportation to the 4th floor (s. **Fig. 19.**)

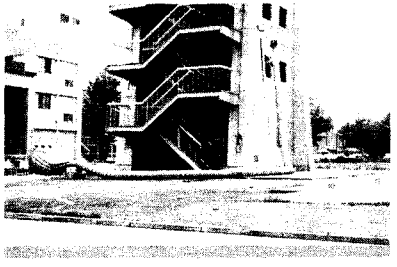

Photo 9. Duct arrangement in case of foam transportation to the 2nd floor (s. **Fig. 19.**)

Photo 10. Continuous foam stream on the 4th floor

Photo 11. Continuous foam stream on the 2nd floor

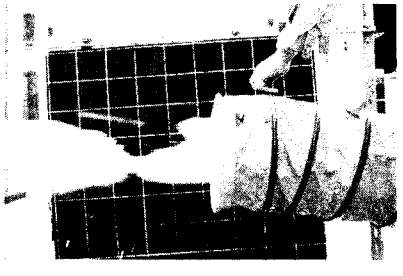

Photo 12. Continuous foam stream of expansion ratio 400±50 at B_5 duct (s. **Fig. 22.**) in case of mean wind velocity 16 m/s with the two blowers

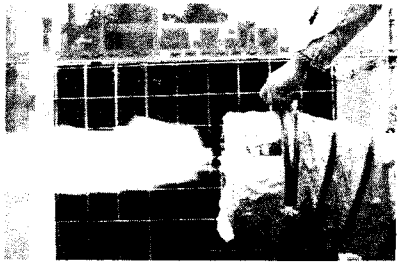

Photo 13. Continuous foam stream of expansion ratio 400±50 at B_8 duct (s. **Fig. 22.**) in case of mean wind velocity 16 m/s with the two blowers

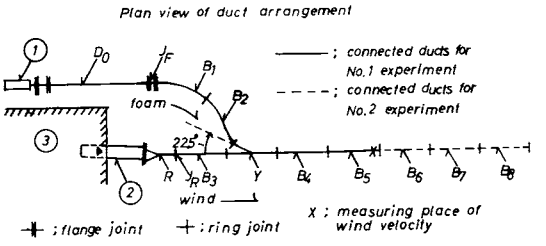

Fig. 22. Plan view of duct arrangement in the other trial of foam transportation where the two blowers are used
1; the hi.-ex. foam generator in which the truboblower is used, 2; air duct (D_F) of the multiblade fan, 3; laboratory for smoke ejection

4. 検討と考察

既述2.の実験結果に基づき，**Fig.10**, **Fig.14**および**Fig.19**に示したダクト配置のときの送風時の平均風速と送泡時の平均の泡流速度の関係を**Table 7** に示す。**Table 7** において，V_fは連続泡流の場合の平均流速 で，

Table 7 Relationship between mean wind velocity and mean velocity of continuous foam stream

Blower used in the hi.-ex. foam generator	W_0 1) (m/s)	W_B 2) (m/s)	W 3) (m/s)	Expansion ratio	V_f 4) (m/s)	V_f/W	Duct arrangement	Flowing pattern of foam stream	
a turboblower	3.2	3.2	3.2	200±50	2.0	0.63	See Fig. 10.	a flow of mixture of foam and air	
	2.5	2.5	2.5	400±50	1.4	0.56		cross 5) section of foam stream	not uniform
a multiblade fan	3.7	9.3	6.5	500±30	4.3	0.66	See Fig. 14.		almost uniform
	3.2	8.0	5.6	600±30	3.1	0.55			
	2.3	5.8	4.1	750±30	1.9	0.33			
a multiblade fan	3.7	9.3	6.5	500±30	2.2 6)	0.34	See Fig. 19.		not uniform
	3.7	9.3	6.5	500±30	2.7 7)	0.42			

Remarks: 1); mean wind velocity at the front of the net in the center of D_0 (30 cmϕ) or D_F (52cm×52cm), 2); mean wind velocity in the center of B_i (30 cmϕ), 3); mean wind velocity through all ducts connected = $(W_0 + W_B)/2$, 4); mean velocity of foam stream through all ducts connected, 5); there are two separated streams: one is a foam stream in the central part of duct, the other is an air stream surrounding the foam one, 6); to the 4th floor, 7); to the 2nd floor.

延長用ダクトB_iの連結数を種々に変えたときの発泡用ネットから全連結ダクトを通ってダクト端から泡が噴出するまでの時間をストップウオッチで数回測定した値から算出したものである。この表から泡の膨張率が750倍の場合を除き，膨張率が200～600倍の泡の水平輸送時の平均流速は送風時の平均風速の約60%になっていることがわかる。また，膨張率が500倍の泡については，垂直輸送のときは，水平輸送のときより泡流の速度が大幅に低下することがわかる。

Fig.14に示したダクト配置のときの泡の水平輸送実験において，連結ダクトの長さと泡流の断面積の関係は，肉眼観察と写真撮影の結果から**Table 8** のとおりにまとめることができる。この表から高膨張泡をダクト輸送するときは，輸送距離が増大すると共に泡流断面積は先細りの傾向にあることがわかる。表中の太線より左の領域では泡を連続的に輸送可能な限界の泡流の断面積を示し，その限界値S_f/S_Bは約0.45である。この数値は連続泡流を保持できるダクトの最大の長さLを求める目的で，J_Fにおける一定の飽和静圧力P_sを測定の際にも確かめられた。

膨張率が500倍の泡が直径30cm のダクト内を連続流の形で流動するときのレイノルズ数R_eは，泡流の断面積の直径a=20cm，泡流の平均速度v_f=430cm/s，泡の密度$\rho_f=20\times10^{-4}$g (cm)$^{-3}$，いま，泡の粘度$\eta=10^3 cP=10P$と仮定すると，$R_e=a\cdot v_f\cdot\rho_f/\eta=1.72$となる。このレイノルズ数は，Stokesの法則が成立する領域の極めて小さいレイノルズ数であり，松信[5]，J.Happel およびH.Brenner[6] の述べているいわゆる低レイノルズ数流体力学の問題と関連している。

さらに，高膨張泡を構成する各気泡の平均径は約12

Table 8 Relationship between cross section of continuous foam stream and duct length connected with B_i ducts

D_F 1)				Expansion ratio	B_i		Duct length connected with B_i ducts						
W_0 2) (m/s)	S_D 3) (cm²)	S'_f 4) (cm²)	S_f/S_D x100(%)		S_B 5) (cm²)	S_f 6) or S_f/S_B	5	10	15	20	25	30	35 m
3.7	52x 52= 2704	45x 20= 900	33	500 ±30	$\pi(15)^2$ = 707	S_f (cm²)	491	491	314	314	177	177	79
						S_f/S_B x100(%)	69	69	44	44	25	25	11
3.2		45x 25= 1125	42	600 ±30		S_f (cm²)	491	314	314	177			
						S_f/S_B x100(%)	69	44	44	25			
2.3		45x 45= 2025	75	750 ±30		S_f (cm²)	314						
						S_f/S_B x100(%)	44						
							7) ←		→ 8)				

Remarks; 1); duct length between the net and the flange joint of R = ca.3.1m,
2); mean wind velocity at the front of the net in the center of D_F,
3); S_D = cross section of D_F, 4); S'_f = cross section of continuous foam stream in D_F,
5); S_B = cross section of B_i, 6); S_f = cross section of continuous foam stream in B_i,
7); continuous foam stream, 8); intermittent foam stream

mmであるから，この気泡径の気泡でダクトの中心部の直径20cmの円を相互に重なり合うことなく埋めると，約350箇の気泡で埋め得ることになる。この数は，血管中を血しょうと共に流れる赤血球（1ヶの血球の厚み2.4μと仮定する）が血管の断面を50～4000箇の血球集団として，血管のほぼ中央部に集中して流れるという現象と対比できるオーダであって，そのような変形可能の粒子群の微視的な流れ学，すなわちmicrorheology[7]とも関連があると考えられる。しかし，現在の所，ダクト内の泡の流動性状の物理的あるいは流体力学的意味についての明確な理論的解明は非常に困難である。

最後に実用的な面から考えると，発泡倍率をあまり大きくすることは，消火効果の点ばかりでなく，泡の輸送距離を増大する目的からも不利になる。泡の輸送距離を増大することにしぼって考えると，輸送に最適の膨張率400～500倍を得る使用送風機の風圧と風量を選定することであるといえる。もし，送風量と風圧が大きい送風機，例えば，風量400m³／min以上，風圧150 mmAq 以上のものを使用できるときは，**Fig.23**に示したソ連で開発されたダクト配置が送泡距離を増大できる最適の配置であると考えられる。

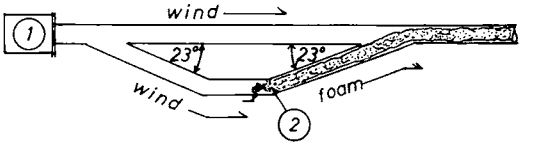

Fig. 23. The Optimum duct arrangement for the purpose of long distance transportation of hi.-ex. foam in the case when a blower of large capacity is used. (This method was developed in USSR.)
1; blower of large capacity,
2; net for generation of foam

5. まとめ

実験結果から次の結論が得られる。

使用ダクトの単位長さについての静圧力損失 pは式(1) のように定義する。

$$p = P_s / L \qquad (1)$$

式(1)で，L(m) は使用ダクト中で連続的な泡の流れを保持できる最大の輸送距離を表わし，別な言い方をすると，連続泡流の平均の断面積の使用ダクトの断面積に対する比が約0.45である場合のダクトの長さといってもよい。P_s(mmAq) は長さLのダクトの風上側の一定の飽和静圧力を表わしている。

高膨張泡の輸送に最適の膨張率は400～500倍である。この最適膨張率における水平輸送時の圧力損失はダクト配置が直線またはあまり急激な曲りのない場合($\rho/d>10$の場合：ρ；配置ダクトの曲率半径，d；ダクト径)には約1.0mmAq／mである。膨張率が750倍の泡の圧力損失pは最適膨張率のそれの約2倍である。

ある垂直輸送距離における泡流の断面積とその垂直距離の約2倍の水平輸送距離におけるそれが良く一致していることから，垂直方向に送泡の場合の送泡可能距離は水平方向のそれの約1／2になると推定される。

小容量の例えば風量100m^3／min以下，風圧50mmAq以下の送風機を使用している高発泡機の送泡距離を，その送泡距離以内にY字形ダクトを連結し，別の一台の送風機をそのダクトに連結使用することによって，その送泡距離をさらに増大させることは可能である。ただし，発泡機側のダクト内風速が送泡専用の送風機側のそれより小さいこと，また，送泡方向にできるだけ一直線もしくはあまり急激な曲りのないようにダクトを配置することが必要である。

終りに，この研究を遂行するにあたり，消防研究所工務係長宮田作氏はじめ，滝島太吉氏（現管理係長）木村由喜夫君，さらに，消火第一研究室の林幸司君らの熱心な御協力があったことを記して，心からの感謝を申し述べたい。

引　用　文　献

1）山尾信一郎，火災，**19**，244－247(1969)

2）杉本秀夫，石井一雄，名倉光雄，西山誠二，中村信一，実務研究論文集17，第4編（消防大学校刊）p195－258(1969)

3）R.Götze, H.Bernhard, G.Schulze u.H.Nowak, *UB wissensch.-techn. Beilage* (DDR), 58(3／1967

4）R.Nii, *Report of Fire Research Institute of Japan*, No.31, 15－29(1970) (in Japanese and English)

5）Y.Matsunobu, "*Butsuri*", **27**, 107－114(1972) (in Japanese)

6）J.Happel and H.Brenner, "*Low Reynolds Number Hydrodynamics*"(Prentice-Hall Inc. Englewood Cliffs), N.J.／USA, 1965, p387

7）H.L.Goldsmith and S.G.Mason, "*Rheology*", Vol. 4, edt. F.R.Eirich(Academic Press, 1967) -*The Microrheology of Dispersions*-, p85－250

Experimental Study on Transportation of High-Expansion Foam through Flexible Ducts

(Abstract)

Rokuro Nii

(Received November 20, 1974)

There are very little data concerning losses in pressure and in flow rate during transportation of high-expansion (hi.-ex.) foam through ducts.

A few studies[1),2),3)] done about the transportation of hi.-ex. foam, however, are still not enough for the technical information, especially on the blowing condition or the foam generating one.

Accordingly, a series of experiments about transportation of hi.-ex. foam through flexible ducts were performed by the author with a hi.-ex. foam generator in which a turboblower was used; and which was newly manufactured in the workshop of our Institute, and with another hi.-ex. foam generator[4)] in which a multiblade fan is used; and which was previously manufactured in the same workshop. The expansion ratio of foam used at each experiment run was 200 to 750. The extension of duct was done mostly by multiplying connections of a spiral duct which is 5 m in length, 30 cm in inner diameter and made of vinylon tarpaulin with a PVC coating.

Furthermore, some trials for some increase of transportable distance of hi.-ex. foam were done by means of some duct arrangements with a Y-shaped duct and some straight ducts between two blowers, one of which is used for hi.-ex. foam generator, and the other one of which is only for foam transportation.

From the experimental results, following conclusions were obtained.

The static pressure loss per unit length of used ducts p was defined by the author as shown in Equ. (1).

$$p = P_s/L \qquad (1)$$

where L is the maximum transportable distance of the foam through the duct in meter, and P_s is the constant saturated static pressure in mmAq at the inflow-end of foam stream. In the duct in the range of L, a continuous foam stream can be kept up, and the ratio of mean cross section of continuous foam stream to the cross section of the duct is equal to about 0.45.

The optimum expansion ratio for transportation of hi.-ex. foam was 400 to 500. The pressure loss p at the optimum expansion ratio was about 1.0 mmAq/m for a horizontally straight or not so sharply curved(with $\rho/d>10$, where ρ is a radius of curvature of duct arranged and d is a duct diameter) duct. The pressure loss p of a foam whose expansion ratio is 750, is about 2 times that of the optimum one.

It can be presumed, that the transportable distance of hi.-ex. foam to vertical direction is decreased by about a half of that to horizontal one, judging from a good coincidence of the sectional area of continuous foam stream at a vertical distance with that at the horizontal distance which is equal to about 2 times the vertical distance.

It is possible to increase a transportable distance for a hi.-ex. foam generator of small capacity, e.g. the air volume rate is less than 100 m^3/min and the max. static pressure is less than 50 mmAq, by means of connection of a Y-shaped duct to the suitable blower in one edge and to the foam generator in another edge, provided that the mean wind velocity in duct on the side of hi.-ex. foam generator is always smaller than that on the side of the blower for foam transportation only, and that a duct arrangement to the transporting direction of foams is almost a straight or not so sharply curved line.

"液面燃焼における層流炎から燃焼液面および容器へのふく射伝熱"

中久喜　厚

（昭和49年12月16日受理）

1.　まえがき

液体燃料火災において，液体の燃焼速度は炎から液体への伝熱量によって決定される。その伝熱は炎から容器壁および液面上の気体を通して，伝導，対流，ふく射の３種類の伝熱様式により行なわれる。容器の大きい（直径約１ｍ以上）場合の乱流炎領域では，炎からの直接のふく射伝熱が大部分であり，容器の小さい（直径約２cm以下）場合の層流炎領域では，熱伝導が主であるといわれてきたが[1,2]，これらはまだ実験的にも理論的にも証明されたとはいえない。各種伝熱量を別個に求めることが非常に難しいからである。幾種類かの伝熱量のうち一つでも求まれば，それの全伝熱量に対する寄与の程度が知られ，液体燃料火災の現象の解明に役立つ。筆者は前に液体燃料火災の層流炎領域において，炎から液面および容器壁へのふく射伝熱量を求めることができた[3]。容器壁へのふく射伝熱量を求めることは，それの容器壁から液体への対流伝熱量に対する寄与を知るために必要である。

炎からその周囲の受熱面へのふく射伝熱量は一般に次式で表わされる。

$$Q_{1-s}=a\tau A_1 W_1 F_{1-s} \qquad (1)$$

ここで，添字の１，Ｓはそれぞれ炎の表面および受熱面を表わす。aは受熱面の吸収率，τは炎と受熱面間の気体の透過率，A_1は炎の表面積，W_1は炎のふく射発散度，F_{1-s}は炎1から受熱面Sへの形態係数である。Sは受熱面が**Fig. 1**のように液体のときには２，容器壁のときには３で表わすことにする。層流炎のように炎が一様なうすい厚みをもっており，また炎における他の炎の部分からのふく射熱の反射と吸収は無視できると仮定したときのF_{1-s}は次式のようにえられている[3]。

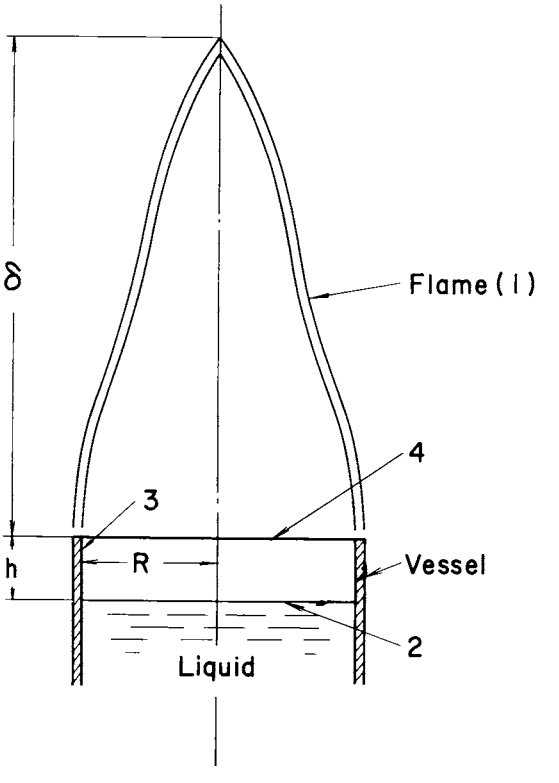

Fig. 1. Illustration for notations in shape factor formulae (2) and (3) in the text

$$F_{1-2}=\frac{A_4}{A_1}F_{4-2} \qquad (2)$$

$$F_{1-3}=\frac{A_4}{A_1}F_{4-3}=\frac{A_4}{A_1}(1-F_{4-2}) \qquad (3)$$

ここで，４は容器頂部の面，またA_iは面iの表面積を

表わす。F_{4-2}は軸が同じで，半径が等しい二つの円板の面4と面2の間の形態係数で，次式で表わされる。

$$F_{4-2}=1+\frac{\varphi^2}{2}-\frac{\varphi}{2}\sqrt{4+\varphi^2} \qquad (4)$$

ここで，$\varphi=h/R$で，Rは容器の半径，hは容器頂部から液面までの距離である。(2)，(3) (4)式を(1)式に代入すると，次式がえられる。[3]

$$Q_{1-2}=a\tau W_1\pi R^2\left(1+\frac{\varphi^2}{2}-\frac{\varphi}{2}\sqrt{4+\varphi^2}\right) \qquad (5)$$

$$Q_{1-3}=a\tau W_1\frac{\pi R^2}{2}\left(\varphi\sqrt{4+\varphi^2}-\varphi^2\right) \qquad (6)$$

これらの式から，炎から液体および容器内壁面への直接のふく射熱量を求めることができるが，それには a，τ，W_1の値を予め知っておく必要がある。

筆者はW_1を次のような方法で決定した。**Fig.2** に示されるように，炎からのふく射照度E_1を水平方向から

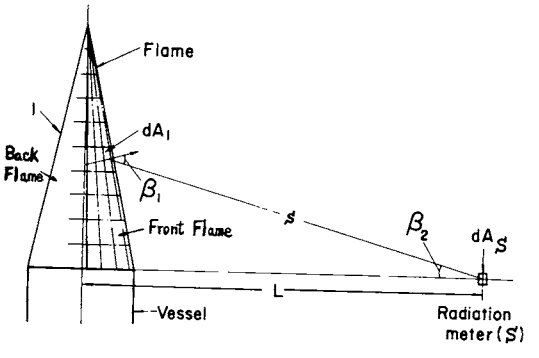

Fig. 2. Illustration for irradiance measurement and shape factor calculation

ふく射計により測定する。ここで，ふく射計ヘッドから炎の底面の円に接線をひき，その二接点を通る母線によって区切られる炎の二つの部分のうち，ヘッドに近い方を前方炎，遠い方を後方炎とよぶことにする。Kelleyら[4]が仮定しているように，ふく射熱は前方炎からばかりでなく，後方炎からも送られてくるものとし，これらの何れからのふく射熱もふく射ヘッドまでの間で吸収されずまたふく射計に到達したふく射熱はふく射計に全部吸収されるものと仮定する。ふく射計ヘッドから前後方炎の両方すなわち炎全体に対する形態係数F_{dAs-1}を電子計算機により求め，W_1を次式から求めた。[3]

$$W_1=E_1/F_{dAs-1} \qquad (7)$$

この値を使って，液体および容器壁への直接のふく射伝熱量を求め，液体への総伝熱量と比較する。

(2)，(3)式は層流炎ばかりでなく，乱流炎の場合にも炎の形を適当に仮定することにより適用される。[5] Werthenbach[6]は乱流炎領域において，容器頂部に円板炎を仮定して炎から液面および容器壁への形態係数を誘導したが，それらは(2)，(3)式と一致する。(2)，(3)式は層流炎に対し，炎の形や大きさに無関係に成り立つ式であるが，従来の計算方法でも誘導されるはずのものである。これらの式は液体燃料火災における伝熱機構を解明する上に非常に大切な式であるので，仮定された特殊な形の炎すなわち円錐炎と円筒炎について，従来の方法でも(2)，(3)式の成り立つことをこの際確かめておくことにする。その結果は本報告末尾の付録に述べられている。

2. ふく射発散度

炎のふく射発散度W_1の資料は，乱流炎領域については二三あるが，層流炎領域については殆どない。わずかに，筆者が前報告[3]においてW_1の近似的な値を求めただけである。ここでは，より精度のある値を出すことにする。層流炎の場合，輝炎部分の温度はそのほかの部分に比べ非常に高いので，この輝炎からのふく射熱だけを考えることにする。炎の各部分のW_1は等しく，炎は直円錐形と仮定する。面dA_sから炎への形態係数はReinら[7]と同じ方法で次式から求められる。

$$F_{dAs-1}=\lim_{\substack{n_1\to\infty\\ n_2\to\infty}}\sum\frac{\cos\beta_1\cos\beta_2\Delta A_1}{\pi s^2} \qquad (8)$$

ここで，角β_1，β_2および距離 s は**Fig. 2** に示されるもので，n_1，n_2はそれぞれ直円錐の高さおよび底面の周の等分数であり，ΔA_1は底面の等分点と頂点を結ぶ母線と円錐の軸に垂直で高さをn_1等分する平面とで囲まれた円錐面上の微少面積である。**Tabe 1** はn_1，n_2を大きくすると，ふく射計ヘッドから前方炎と後方炎への形態係数がどのように変化するかを示す。n_1，n_2を大きくしても形態係数にはそれほど大きな変化はない。$n_1=5$，$n_2=20$等分以上で，前方炎と後方炎への形態係数はともにほぼ一定となり，また互いにほぼ等しくなる。**Table 2** は$n_1=60$, $n_2=240$のときのふく射ヘッドから前方炎と後方炎の両方の炎に対する形態係数，

Table 1 Shape Factor Change with Number of Divisions of Conical Flames.
L= 30 cm.

δ cm	Vessel diameter cm	n_1*	n_2**	$F_{dA_S}-1$ Front flame	$F_{dA_S}-1$ Back flame
6.4	1	1	4	0.0012185	0.0012393
		2	8	0.0011397	0.0011447
		5	20	0.0011190	0.0011198
		10	40	0.0011161	0.0011163
		20	80	0.0011154	0.0011154
		40	160	0.0011151	0.0011151
		60	240	0.0011149	0.0011149
4.5	2	1	4	0.0017189	0.0017769
		5	20	0.0015854	0.0015876
		60	240	0.0015800	0.0015801

* n_1: number of divisions of flame height δ
** n_2: number of divisions of flame base circumference

(**Table 1** の前方炎と後方炎の各々の形態係数の和)から計算された各種酸素濃度中のW_1の値を示す。普通大気中のW_1は14.4cal／cm² minである。

Table 2 Radiation Emittance of Hexane Flame at Various Oxygen Concentrations.
L= 30 cm; n_1= 60; n_2= 240.

Vessel diameter cm	Oxygen conc. %	δ cm	E_1 cal/cm² min	F_{dA_S-1}	W_1 cal/cm² min
1	21	6.4	0.032	0.00223	14.4
	25	4.0	0.041	0.00141	29.2
	30	4.0	0.064	0.00141	45.6
	35	3.5	0.078	0.00123	63.4
2	21	4.5	0.035	0.00316	11.1
	30	1.2	0.044	0.00085	51.9

* In this table, F_{dA_S-1} denotes the shape factor from radiation meter to both front and back flames.

3. ふく射伝熱量

(5), (6)式において，炎の各部から液面および容器壁までの距離は短かいので$\tau=1$，またaも1に等しいと仮定する。W_1の値としては今回えられた14.4cal/cm²minを採用し，R=0.5cmのときのQ_{1-2}，Q_{1-3}をそれぞれ(5), (6)式から求めhに対して図示すると**Fig. 3**のようになる。Q_{1-4}は容器頂部から入射する炎からの全ふく射熱量で，次式で表わされる。

$$Q_{1-4}=Q_{1-2}+Q_{1-3}=\pi R^2 W_1 \qquad (9)$$

Fig. 3から，Q_{1-2}，Q_{1-3}がそれぞれ液面の低下とともに減少および増大する様子が知られる。

定常燃焼状態における液体への総伝熱量Qは線状燃焼速度vの測定値から次式により求められる。

$$Q=\pi R^2 \rho v q_0 \qquad (10)$$

ρは液体の密度，q_0は1gの液体を沸点まで上げ，さらに蒸発させるに要する熱量である。ヘキサンに対してρ=0.66g／cm²，q_0=117cal／gであるから，Qは(10)式により，**Fig. 3**の実線のようになる。炎から液体および容器壁への直線のふく射伝熱量は，液体への総伝熱量に比べ無視できるほど小さいことが知られる。しかし，hが大きくなると，容器壁へのふく射伝熱量は無視できなくなる。

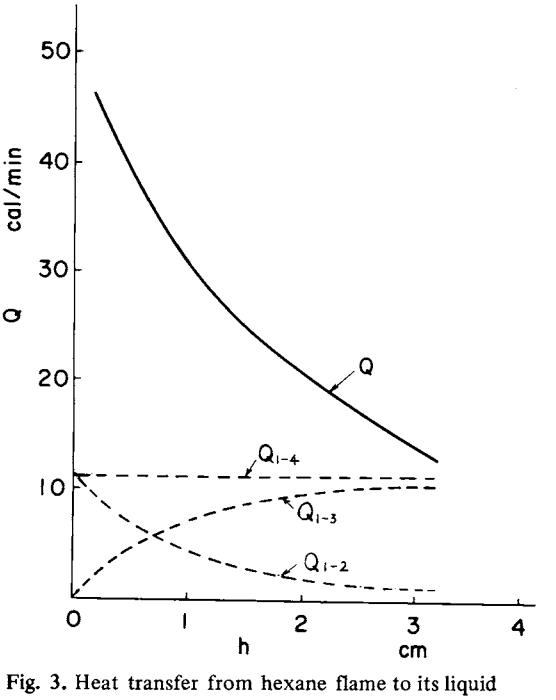

Fig. 3. Heat transfer from hexane flame to its liquid and vessel wall in steel vessel of diameter 1 cm. Q: total heat transferred to liquid (observed); Q_{1-2} and Q_{1-3}: direct radiant heat to liquid and vessel respectively (calculated); Q_{1-4} = Q_{1-2} + Q_{1-3}.

4. 結　　論

ふく射計ヘッドから炎全体への形態係数を電子計算機でより厳密に計算した。これとふく射計により測定された炎からのふく射照度から炎のふく射発散度が計算された。この値を使って，炎から液体および容器壁へのふく射伝熱量を求めたが，これらは液面の低下とともにそれぞれ急激に減少および増大すること，また液体へのふく射伝熱量は炎から液体への総伝熱量に比較して無視できるほど小さいことが証明された。

終りに，形態係数の計算を手伝っていただいた林孝三君に心から謝意を表します。

References

1. Blinov, V.I., and Khudiakov, G.N.; Dokl. Acad. Nauk. SSSR, **113**, 1094 (1957)
2. Hottel, H.C.; Fire Res. Abstracts and Rev. **1**, 41 (1959)
3. Nakakuki, A.; Combustion & Flame, **23**, 337 (1974)
4. Kelley, S., and Frickel, R.H.; Fire Technology, **8**, 24 (1972)
5. 中久喜　厚；火災，95号，1（1974）
6. Werthenbach, H.G.; Brände von Erdölproduction in Tankversuche und Rechenmodell, Universität Karlsruhe, 1971
7. Rein Jr., R.G., Sliepcevich, C.M., and Welker, J.R.; J. Fire & Flammability, **1**, 140 (1970)

付録（Appendix）

特殊な形（円筒形・円錐形）の炎から液面および容器壁への形態係数

層流炎領域の液体燃料火災において，炎は h が割合に大きくなると円錐形となるが，h が小さいうちはほぼ円筒形で振動している。後者の場合はむしろ乱流炎であるが，これら二つの特殊な形をした炎について炎から液面および容器壁への形態係数を従来の計算法で求め，本文中の(2)，(3)式と一致するかどうか確かめる。

1. 円錐炎

Fig. 4 のような円錐炎の場合，炎から液面への形態係数を求める代りに，液面から炎への形態係数を求めた方が都合がよい。液面全体から微少高さの直円錐台 dA_1 に放射されたふく射線は z の位置にある下底面の円板に入射したものから $z+dz$ の位置にある上底面の円板に入射したものを差し引いたものに等しい。すなわち，

$$dF_{2\text{-}dA_1} = F_{d\text{-}d}(z) - F_{d\text{-}d}(z+dz)$$

$$= -\frac{dF_{d\text{-}d}}{dz}dz \qquad (11)$$

ここで，$F_{d\text{-}d}$ は円板同志の形態係数で，z は液面から上方向への距離である。しかるに，

$$dA_1 \cdot F_{dA_1\text{-}2} = A_2 \cdot dF_{2\text{-}dA_1} = A_2\left(-\frac{dF_{d\text{-}d}}{dz}\right)dz$$

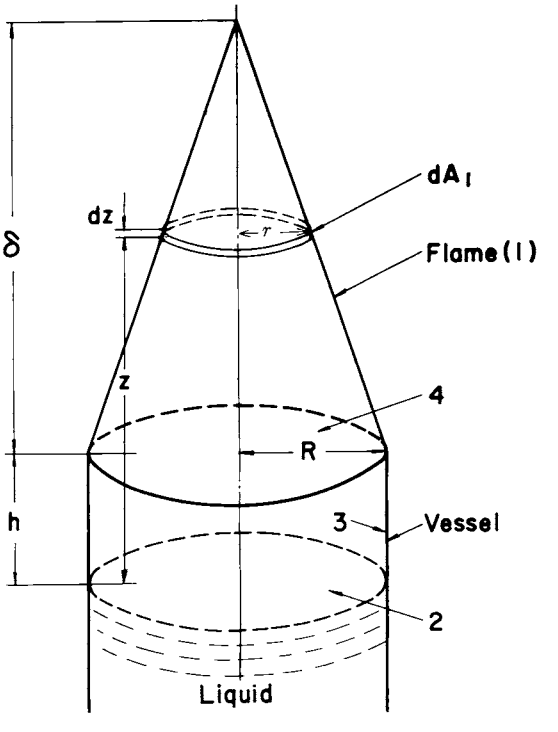

Fig. 4. Illustration for calculation of shape factor from conical flame to liquid surface and vessel wall

$$\therefore \quad F_{1-2}=\frac{1}{A_1}\int_{A_1} F_{dA_1-2}dA_1=\frac{A_2}{A_1}\int_{A_1}\left(-\frac{dF_{d-d}}{dz}\right)dz$$

$$=-\frac{A_2}{A_1}\left[F_{d-d}\right]_{z=h}^{z=h+\delta} \tag{12}$$

δは炎の長さである。$\theta=\delta/R$とすると，$A_1=\pi R\sqrt{R^2+\delta^2}=\pi R^2\sqrt{1+\theta^2}$，$A_2=\pi R^2$であるから，$A_2/A_1=1/\sqrt{1+\theta^2}$である。また，

$$F_{d-d}=\frac{z^2+r^2+R^2-\sqrt{(z^2+r^2+R^2)^2-4R^2r^2}}{2R^2} \tag{13}$$

$h=0$すなわち液面が容器頂部と同一平面にあるときには，$r=R(\delta-z)/\delta$であるから，これを(13)式に代入すると，(12)式から

$$F_{1-2}=1/\sqrt{1+\theta^2} \tag{14}$$

$h\neq 0$のときには，$r=R(\delta+h-z)/\delta$であるから，前と同様にして

$$F_{1-2}=\frac{1}{\sqrt{1+\theta^2}}\left\{1+\frac{\varphi^2}{2}-\frac{\varphi}{2}\sqrt{4+\varphi^2}\right\} \tag{15}$$

容器壁への形態係数は，エネルギー保存則から，(13)式より(14)式を引いて次式のようにえられる。

$$F_{1-3}=\frac{\varphi}{2\sqrt{1+\theta^2}}\left(\sqrt{4+\varphi^2}-\varphi\right) \tag{16}$$

$1/\sqrt{1+\theta^2}=A_4/A_1$であるから，(15)，(16)式はそれぞれ(2)，(3)式と同じである。

2. 円筒炎

円筒炎の場合には，**Fig. 5** に示すように，円筒部Ｉと炎上端の円板部IIに分けられる。これらの各部分から液面および容器壁への形態係数をそれぞれ求め，加え合せて炎全体からの形態係数を求める。円筒部については，円錐炎の項で述べたのと同じ方法でも求められるが，ここでは別の方法を用いることにする。炎と容器の直径が等しい**Fig. 5** の場合に，炎面上の微少面積dA_1から液面への形態係数は

$$F_{dA_1-2}=F_{dA_1'-2}=\frac{X}{2}\left[\frac{2+X^2}{X\sqrt{4+X^2}}-1\right] \tag{17}$$

ここで$dA_1=2\pi Rdz=2\pi R^2dX$，$X=z/R$である。ゆえに，

$$F_{I-2}=\frac{1}{A_I}\int_{A_I}F_{dA_I-2}dA_I$$

$$=\frac{2\pi R^2}{A_I}\int_{\varphi}^{\varphi+\theta}F_{dA_I-2}dX \tag{18}$$

$A_I=2\pi R\delta$であるから，(17)式を(18)式に代入して

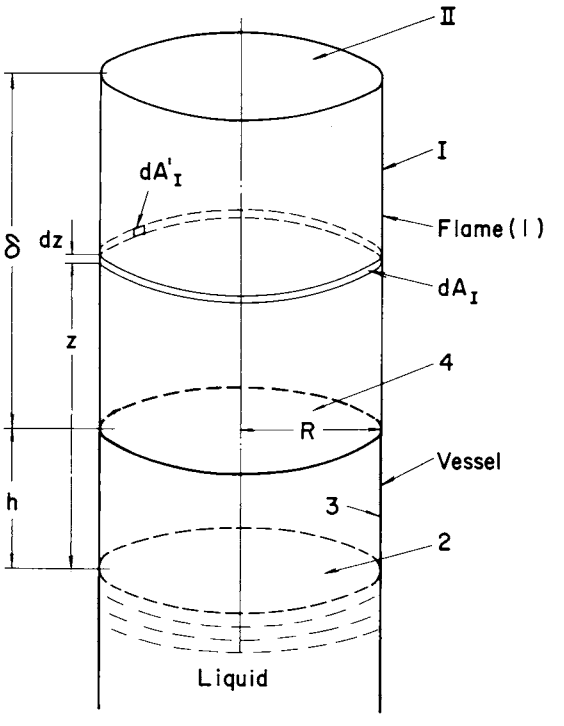

Fig. 5. Illustration for calculation of shape factor from cylindrical flame to liquid and vessel

$$F_{I-2}=\frac{1}{4\theta}\left[(\theta+\varphi)\sqrt{4+(\theta+\varphi)^2}-\theta^2-2\theta\varphi-\varphi\sqrt{4+\varphi^2}\right] \tag{19}$$

$h=0$の場合には，(19)式で$\varphi=0$とおき

$$F_{I-2}=\frac{1}{4}\left[\sqrt{4+\theta^2}-\theta\right] \tag{20}$$

したがってF_{I-3}は(20)式より(18)式を引いて

$$F_{I-3}=\frac{1}{4\theta}\left[2\theta\varphi-\theta\sqrt{4+\theta^2}+\varphi\sqrt{4+\varphi^2}-(\theta+\varphi)\sqrt{4+(\theta+\varphi)^2}\right] \tag{21}$$

炎の円板部IIから液面への形態係数は，$h=0$のとき

$$F_{II-2}=\frac{1}{2}\left[\theta^2+2-\theta\sqrt{4+\theta^2}\right] \tag{22}$$

$h\neq 0$のときは，炎と液面との距離は$h+\delta$となるから，(22)式のθの代りに$\theta+\varphi$を代入して

$$F_{II-2}=\frac{1}{2}\left[(\theta+\varphi)^2+2-(\theta+\varphi)\sqrt{4+(\theta+\varphi)^2}\right] \tag{23}$$

したがってF_{II-3}は(22)式から(23)式を引いて

$$F_{II-3}=\frac{1}{2}[(\theta+\varphi)\sqrt{4+(\theta+\varphi)^2}-2\theta\varphi-\varphi^2-\theta\sqrt{4+\theta^2}] \tag{24}$$

炎の全体から液面への形態係数は

$$F_{1-2}=\frac{A_2}{A_1}F_{2-1}=\frac{A_2}{A_1}(F_{2-I}+F_{2-II})$$

$$=\frac{A_I}{A_1}F_{I-2}+\frac{A_{II}}{A_1}F_{II-2} \tag{25}$$

しかるに

$$\frac{A_I}{A_1}=\frac{A_I}{A_I+A_{II}}=\frac{2\pi R\delta}{2\pi R\delta+\pi R^2}=\frac{2\theta}{2\theta+1}$$

$$\frac{A_{II}}{A_1}=\frac{A_{II}}{A_I+A_{II}}=\frac{\pi R^2}{2\pi R\delta+\pi R^2}=\frac{1}{2\theta+1}$$

ゆえに，(19)，(23)式を(25)式に代入して

$$F_{1-2}=\frac{1}{2\theta+1}\left[1+\frac{\varphi^2}{2}-\frac{\varphi}{2}\sqrt{4+\varphi^2}\right] \tag{26}$$

また，炎全体から容器壁への形態係数は同様にして，(21)式と(24)式から，(25)式と同じ関係を使って

$$F_{1-3}=\frac{\varphi}{2(2\theta+1)}[\sqrt{4+\varphi^2}-\varphi] \tag{27}$$

$1/(2\theta+1)=A_4/A_1$であるから，(26)，(27)式はそれぞれ(2)，(3)式と同じである。

Radiative Heat Transfer to the Burning Liquid and the Vessel from Its Laminar Flame

(Abstract)

Atsushi Nakakuki

(Received December 16, 1974)

The radiation heat transfer from the flame to its liquid and vessel wall in the liquid fuel fire was investigated in the laminar flame region. Under the assumption that the radiant heat from the flame is not absorbed in the vapor layer above the liquid surface, the shape factor from a radiation meter to the flame was calculated by a computer. From this shape factor and the irradiance E_1 measured by the radiation meter, the radiant emittance W_1 of the flame was calculated. Using this value of W_1, the radiant heats transferred directly from the flame to its liquid and vessel were obtained, and confirmed to be negligibly small compared with the total heat transferred to the liquid from the flame.

The equations (Eqs. 2 and 3 in this paper) for the shape factors from the flame to its liquid and vessel wall which were derived formerly (Ref. 3) are very important for the elucidation of heat transfer mechanism both in the laminar and turbulent flame regions. Therefore, in the appendix of this paper, these shape factors for the flames of special shapes, i.e. the conical and cylindrical flames were also derived by the customary method, and confirmed to agree with the aforementioned equations. Thus, the equations were proved to hold generally.

使用済核燃料輸送容器の耐火性について（概　要）

島　田　裕　久

（昭和49年12月16日受理）

使用済核燃料輸送容器（以下キャスクという）の火災事故時における耐火性を調べ，安全性の評価および設計の基礎資料を得ることを目的とするもので，原子力発電用軽水炉の使用済核燃料の輸送を対象として，鋼製の外殻，放射線しゃへい用の鉛層，ステンレス鋼製の三層構造を有する円筒型の原型キャスク（重量，約80ton）を想定した。また通常の輸送時に，キャスク内に装荷される使用済核燃料の壊変熱による内部発熱を外部に放散しやすくするため，キャスクの製作時に内外殻と鉛層との間の密着性をよくするホモゲン処理が行われるが，原型キャスクを縮尺したいくつかのキャスクモデルをこのような方法で製作し，台車駆動式耐火試験炉で800℃の加熱試験を行い，各部の温度上昇経過を測定した。実験結果のアナログ計算機による解析から，ホモゲン処理を行ったキャスクモデルは，外殻と鉛層との間の微少空隙による熱コンダクタンスの値が大略1800kcal／m²h℃となり，ホモゲン処理なしのキャスクモデルに較べて，約10倍大きくなることがわかった。したがって，このようなホモゲン処理が通常時における内部発熱の放散には有効であるが，火災事故時の外部加熱に対しては，キャスクの温度上昇を早めるため不利になることがわかる。

原型キャスクの耐火性については，IAEA（国際原子力機関）規則による800℃30分の火災に対して，内部発熱によるキャスク温度を約120℃と仮定した理論計算より，熱コンダクタンスの値が220kcal／m²h℃以下ならば耐火性能を保持出来るが，この値以上になると，キャスク内部のしゃへい鉛層の溶融が予想されるため，充分な耐火性を保持できなくなることがわかった。

Fire Resistivity of Irradiated Nuclear Fuel Shipping Cask

Hirohisa Shimada

(Received December 16, 1974)

INTRODUCTION

It was found in the previous study[1] that the full-scale casks (80 tons in weight, 1600 mm in dia and 5200 mm in length) would withstant the exposure to 800°C – 30 in fire, provided that a gap was formed between the shell and the inside lead-shield due to contraction of the latter on molding.

In the process of cask fabrication, the shells are generally subjected to a treatment of lining their surfaces with lead before putting a mass of molten lead into them, in order to get a better contact between the shell and the lead shield after the solidifying of the lead, so that the heat generated from the contained fuel may be more effectively dissipated outward.

This paper will describe the fire resistivity of the lead lining-treated casks and its comparison with that of untreated ones on the basis model experiments and theoretical analysis.

EXPERIMENT

Each cask model is of cylinder type and composed of three layers, ie., a steel outer shell, a lead shield and stainless steel inner shell.

Of 4 cask models fabricated for this study, one is 1/4 in radius of the full-scale casks and the other three 1/8.

All cask shells were subjected to a treatment of lining with lead except one of the 1/8 models which was used as a reference for comparison with the prototype.

The dimensions and weight of the cask models as well as those of the prototype are presented in Table 1.

Table 1. Dimensions of Casks

		Prototype Cask	Cask Model No. 1, No. 2	Cask Model No. 3
Outer Diameter	D (mm)	1600	200	400
Inner Diameter	d (mm)	1000	126	254
Outer Shell	t_1 (mm)	38	5	10
Lead	t_2 (mm)	250	30	60
Inner Shell	t_3 (mm)	12	2	3
Length	L (mm)	5200	400	600
Weight	W (kg)	80000	85	530

A Tunnel-shaped oil furnace the inside dimension of which is 1.6 m x 1.6 m x 1.6 m was used for the tests. In addition to the two front and rear sliding doors made of iron, the furnace has two bottoms separable from it, each of which has four wheels under it and can be moved on two paralled rails. One of the two bottoms, which are called trucks hereafter, is used in the furnace-heating-up period and the other in the experiment period. For the start of the test, the truck on which a specimen is mounted is moved into the furnace replacing the other one which has served as the bottom of the furnace during the preheating period. The top and bottom of a cask model on the truck outside are covered with asbestos heat insulator and firebrick for the purpose of heating the model only from its side. Chromel-alumel thermocouples are set at various points in the furnace, the outer shell, the lead layer, inner shell, and the cavity center for measuring their temperatures. The locations of the thermo-couples for No. 1, No. 2 and No. 3 models are shown in Fig. 1. When the inside temperature of the furnace is raised to more than 800°C, a cask model on the truck is conveyed into the furnace by an electric motor after the other truck is pushed out. The cask model is pulled out after a heating at 800°C and is cooled to the ambient room temperature. During the experiment, temperatures of various points in the furnace and the model are recorded continuously.

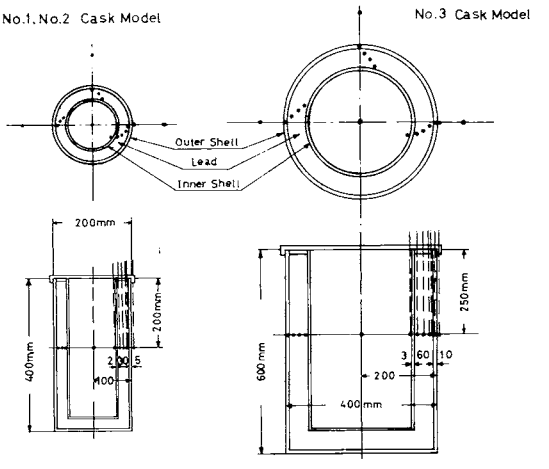

Fig. 1. Cross-Sections and Thermocouple Locations of No. 1, No. 2 and No. 3 Cask Models.

RESULTS

Some experimental results are shown in Figs. 2 – 5.

With No. 2 cask model, the lead shield started to melt 5 min. after the start of heating. On the other hand, the lead shield of the No. 1 cask model took 2 min. more to start to melt.

Figs. 2 and 3 lead to Fig. 4 which shows the temperature differences of the outer-shell and the lead shield between No. 1 and No. 2 casks during the tests.

The fact that the temperature difference between the outer shell and the lead shield is much larger for the untreated cask model than for the treated one is believed to be attributable to the lower thermal conductance of the gap between the outer shell and the lead shield in the former.

It has become clear that the cask-fabricating methods affect the heat transfer properties of casks even if the casks have the same dimensions.

The experimental results of No. 3 cask model are shown in solid lines in Fig. 5. The lead shield temperature reached 300°C approximately 9 min. after the start of heating.

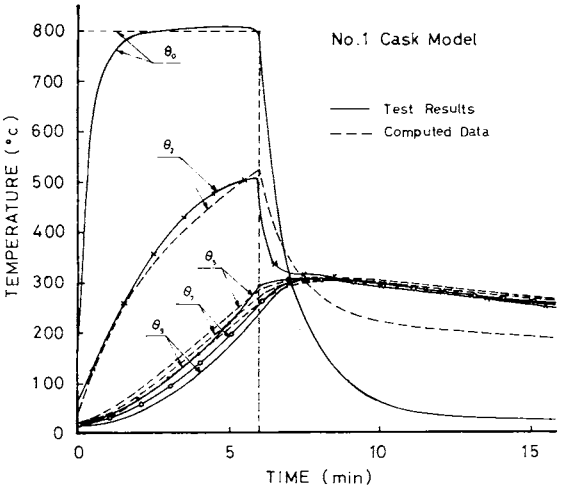

Fig. 2. Temperature vs. Time Curves of No. 1 Cask Model.

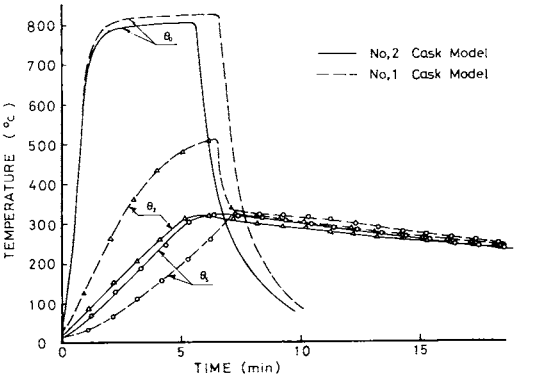

Fig. 4. Temperature vs. Time Curves of No. 1 and No. 2 Cask Models.

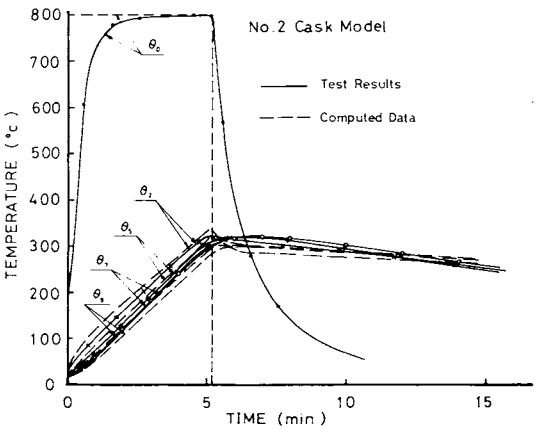

Fig. 3. Temperature vs. Time Curves of No. 2 Cask Model.

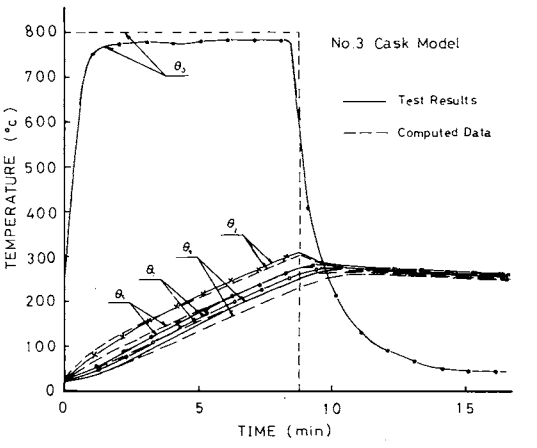

Fig. 5. Temperature vs. Time Curves of No. 3 Cask Model.

ANALYSIS

The heat resistivity of casks must be evaluated by the ability to shield the radiation from inside and to be tight after the tests. It is generally considered that this ability would be deteriorated if the lead was melted. So, the temperature of lead can be used as an index of the

heat resistivity of casks.

In the present analysis, the same assumptions and calculation process as in the previous paper[1] were employed, and an analogue computer was used for computing.

The outer shell temperature θ_2 and lead shield temperature, θ_5, θ_7 and θ_9 of each of No. 1, No. 2 and No. 3 cask models were computed. The results of the computation is as follows:

The experimental values agreed considerably well with the computed ones when 180 and 1800 kcal/m^{2}h°C were employed as the thermal conductances of the gap for No. 1 and No. 2 cask models respectively.

The computed temperature-time curves of No. 1 and No. 2 and No. 3 cask models are shown in Fig. 2, Fig. 3 and Fig. 5 in broken lines respectively.

The gaps 0.23 for No. 1 cask model, 0.023 mm for No. 2 and No. 3 cask models were estimated by calculation in which α_2 based on a thermal conductivity of air at 350°C was used.

The gap calculated using 180 kcal/m^{2}h°C of α_2 was in a near agreement with that from the calculation of contraction for No. 1 cask model. No. 2 and No. 3 cask models, whose shells were subjected to a lead lining treatment are considered to have no or little gap between the outer shell and the lead shield, because 1800 kcal/m^{2}h°C of α_2 is very large compared with that of the untreated cask.

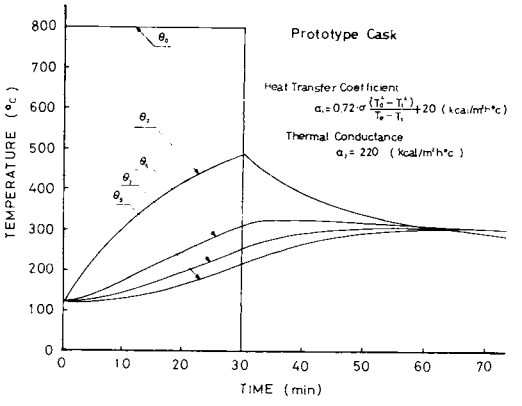

Fig. 6. Temperature vs. Time Curves of the Prototype Cask for Standard Fire.

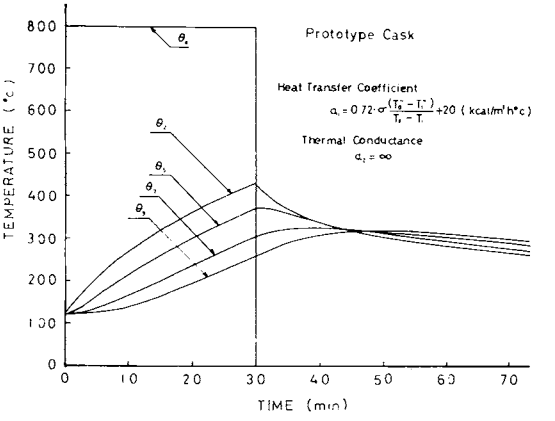

Fig. 7. Temperature vs. Time Curves of the Prototype Cask for Standard Fire.

As for the prototype cask, temperature-time relations at various points of the cask under the standard fire condition (800°C, 30 min) were obtained from the theoretical computation in which 220 – ∞kcal/m^{2}h°C was used as α_2.

The temperature-time curves of the outer shell and of the lead shield obtained from the computation are shown in Fig. 6 and Fig. 7. In these curves, the melting of lead is not taken into consideration.

According to Fig. 6, the temperature of outer shell rises to approximately 480°C, but the maximum temperature of lead never goes up to 327°C, the melting point of lead.

Fig. 7 indicates that casks with no gap between the shell and the lead shield will not keep their integrity in the exposure to the standard fire (800°C, 30 min).

REFERENCE

1. T. Moriya and H. Shimada, Study on Fire Resistivity for Irradiated Fuel shipping Casks, Proceedings of the Third International Symposium for Packaging and Transportation of Radioactive Materials, August 16–20, 1971. CONF-710801. p.833.

火災の風下の三次元の気流温度分布に関する室内実験について

山下　邦博

（昭和49年12月16日受理）

1. まえがき

火災の風下の気流温度分布は火源火災の性状，延焼性状および火災による生命危険性等を検討する場合の基本的な量である。木造家屋火災が延焼する場合には火災からの伝導，放射，対流によって火災の周囲の可燃物に伝熱し，それが乾燥，加熱されて着火，燃焼に至る。火炎の延焼速度が火源に対して風下方向が最大になるのは，この方向に火炎が傾き，この方向の放射伝熱の形態係数が大きくなるばかりでなく，火災の熱気流がこの方向に集中して可燃物への対流伝熱が促進されるためである。また，都市火災の場合に避難場所として利用される空地や防災拠点の火災に対する安全性を考慮する時にも，酸素欠乏とか有毒ガスの増加に伴う人命危険性の他に，火災による高温環境の危険性を無視することができない。また，火災旋風の発生・発達の過程の解明および火災の上昇気流の挙動を解明するためにも火災の周囲の気体の風向風速の分布を測定する必要があるが，高温気体の風向風速の測定が容易でないために，温度分布を求めてから逆に火災の上昇気流の風向分布を推定することができる。この方法を用いた今回の実験によって，火災の上昇気流の中に渦状運動の存在が確認された。

火災の風下の温度分布は比較的古典的な問題であり，以前から横井らによって研究されているが，[1] 実験上の難点として，火災の上昇気流には高温時の乱れが絡んでいるために乱流測定が容易でなく，熱の乱流拡散の推定が困難であるという問題がある。

A.O.Rankine は飛行場の滑走路の霧を人工的に消滅させる目的で線状熱源の温度分布について広範な実験を行なった。[2] この実験結果を基礎にして，Sir Geoffrey TaylorやP.H.Thomas が解析を行なって無限長の線状熱源の風下の温度分布を無次元風速$\Omega = U_0/(gQ/\rho c T_0)^{\frac{1}{3}}$と無次元温度上昇$\phi=\theta x/(Q^2 T_0/\rho^2 c^2 g)^{\frac{1}{3}}$でまとめた。[3] 横井はP.H.Thomas 等の解析結果を更に進めて種々の成果を得た。[4]

上述の研究はすべてが無限長の線状熱源を対象にしているため，温度分布も風下方向と垂直方向の二次元に限られている。ところが，実際の火災においては無限長の線状熱源は少なくて，殆んどの火災は有限長の火災であるのに，火災の風下の温度分布について有限長の場合と無限長の場合の差が明らかにされていない。著者は上述の問題の解明と，風速に支配されるような場合の延焼速度の解析のための資料を得る目的で，木材クリブの模型火災実験により，有限長の火災の風下の気流温度を測定した。実験の結果から火災の風下の三次元的な温度分布のパターン，火災の上昇気流の主軸の位置および主軸上における温度減衰を調べた。また，上昇気流のyz面の等温線が無限長の線熱源の場合と異なって馬蹄型になっていることを確認した。この理由は飛行中の航空機の翼の後にできる後曳き渦（trailing vortex）の場合のように，風の中では火災の火炎部付近が翼の役割を演じて束縛渦（bound vortex）になるとも考えられ，上昇気流の一部が馬蹄型の後曳き渦になってcirculationが生じて上昇気流の一部に別の上昇速度が加わるためであると推定した。風のある状態での火災の上昇気流の挙動は，移動中の流体の中へ他の高温または低温の流体が噴出する現象であるが，この現象は煙突からの煙の拡散，[5] エア・カーテンによる煙の流動の遮断，ジェット噴出による航空機（VTOL）の離着陸，[6] ガスタービンから生ずる高温ジェットの他のジェットによる冷却[7] 等の種々の問題においてもみられる。これらの問題の解析において三次元的な取扱いがなされているものは少なく，かつなされていても物

質の噴出が点状の場合に限られていて，それらの研究を風の中での火災の上昇気流の解析に直接利用することができない。

2. 実験方法

実験に使用した燃料は断面1.5cm×1.5cmの杉材で，長さD(20, 40, 80cm)，幅W(20, 40, 80cm)，高さH_o(4.5 cm) のクリブを用い，大部分の実験では$D=W$とした。クリブの空隙率を一定にするために，クリブの一段につき$D=20cm$, $40cm$, $80cm$の場合には，それぞれ5本，9本，17本の木材を使用した。また，直径30cmの容器を用いるヘキサンの模型火災についても実験を行なった。温度測定にはシース型の熱電対（エアロパック熱電対）を使用し，その出力は100点記録用データ集録装置に記録させた。記録速度は一点につき0.5秒で，約60本の熱電対の全出力を30秒おきに記録させた。熱電対の配置として**Fig. 1**(a), (b)および(c)の3種類の方法を採用して，xz面，yz面，xy面の温度分布を測定した。熱電対の間隔は図のとおり，必要に応じて10, 30, 60 cmとした。xz面，yz面の温度を求めるのに熱電対をポールに固定したが，ポールによる乱れの影響をできる限り少なくするために熱電対の接合部をポールより10 cm離して固定させた。また，xy面の温度測定は地上7 cmの位置で行なった。

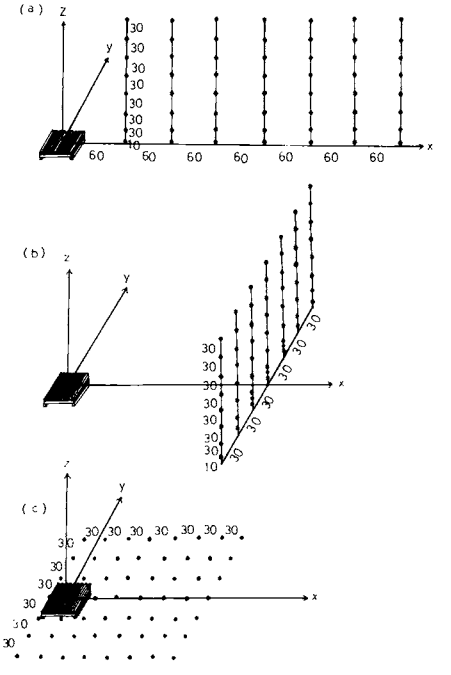

Fig. 1. Placements of the junctions of chromel-alumel thermocouples (a) xz plane (b) yz plane (c) xy plane.
Numerical values are distances between thermocouples in centimeter.

熱線風速計により火災がない場合の風の乱れの強さ($u'/\overline{U}$)の測定結果は5～10%で，風速が大きい程乱れの強さが小さい傾向がみられた。風洞の吹出し部が直接外気に接するので，外部風（屋外の自然風）の変化が風洞の風の乱れの強さに直接の影響を与えないようにするため，実験は外部風が弱い場合に限って行なうように留意した。クリブの点火はクリブの表面にメタノールの霧を均一に散布して行なった。クリブの燃焼で点火後約1分間はメタノールの燃焼が残るが，その後はクリブだけの燃焼になり，クリブの重量の測定によると，点火後5分でクリブの約80%が燃焼した。温度測定には点火後3～4.5分の値を記録させて，各点3回（30秒間隔）の平均値を求めた。クリブの全重量はクリブの長さ(D)が40cmのときには750gで，長さが80 cmのときには2600gであり，最大燃焼速度はそれぞれ0.6g／s，2.5g／sになり，杉の発熱量を4000cal／gとすれば発熱速度はそれぞれ2.4kcal／s，10kcal／sになる。クリブの火炎長は時間的および位置的な変化があり，燃焼速度が最大になる時期の火炎の写真を3枚とってその火炎長の時間的ならびに場所的な平均値を求めた。その結果，$D=40$cmのときには火炎長が23cmで，$D=80$cmのときには31cmになった。

3. 実験結果

3．1 三次元の温度分布のパターン

風がある場合における火災の風下の温度分布を一度に測定するのは容易でないために，各断面の温度分布を別々に求めた。風がある場合の上昇気流の概略図を**Fig. 2**に示す。その図で，風の方向にx軸，その直角方向にy軸，高さ方向にz軸をとった。xz面における最高温度を与える点を結んだ曲線が火災の上昇気流の主

軸で，その上の点が主軸点である。

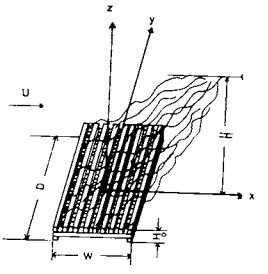

Fig. 2. Sketch of a wooden crib fire in the cross wind.

3.1.1 xz面の温度分布のパターン

D＝0.2m，0.4m，0.8mのクリブ火災で種々の風速のもとでxz面の温度分布を求めた。一例として$D=0.4$mで$U_o=1.0$m／sと2.5m／sの場合の結果を**Fig. 3**(a)および(b)に示す。この種の実験から風速と上昇気流の主

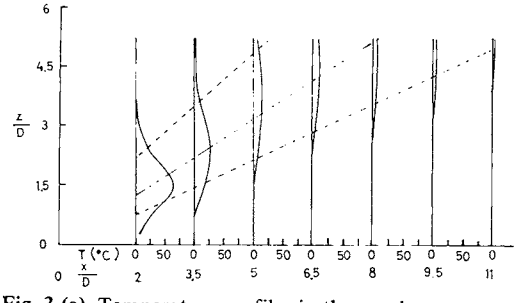

Fig. 3 (a). Temperature profiles in the xz-plane.
(N=1, D=0.4 m, V=1.0 m/s, y/D=0)

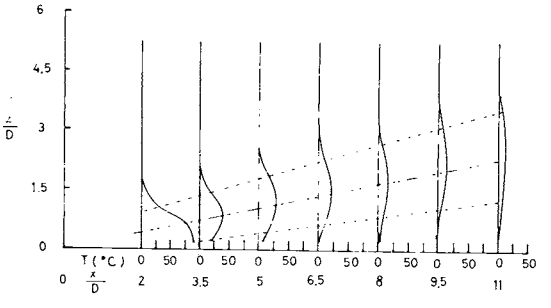

Fig. 3 (b). Temperature profiles in the xz-plane.
(N=1, D=0.4 m, V=2.5 m/s, y/D=0)

軸の傾きおよび上昇気流の垂直方向の拡散角，主軸上の温度の減衰等との関係についての知識が得られた。温度のz方向の分布は$z=z_{om}$の主軸点の位置にピークがあるが，主軸点の高さ（$z=z_{om}$）の軸に対して必ずしも対称になっていない。火災の上昇気流の垂直方向の拡散角を求めるのに，温度上昇値が各xにおけるピーク値（T_{om}）の1／2になる地点を目安にして求め，図の中では点線で示した。この拡散角は主軸の上側と下側の2つがあるが，風速が強い場合には下側の拡散角の方が大きく，逆に風速が弱い場合には上側の拡散角の方が大きくなる傾向が認められた。

3.1.2 yz面の温度分布のパターン

クリブ長(D)が0.2m，0.4m，0.8mのクリブ火災で種々の風速のもとにyz面の温度分布を求めた。一例としてD＝0.4m，$x/D=5.5$で風速が1.0，1.5，3.5m／sの場合の結果を**Fig. 4**(a)，(b)および(c)に示した。高さ

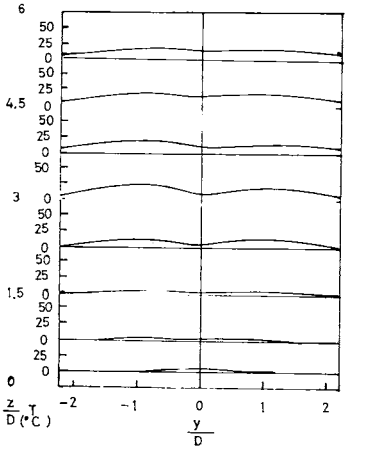

Fig. 4 (a). Temperature profiles in the yz-plane.
(N=1, D=0.4 m, V=1.0 m/s, y/D=5.5)

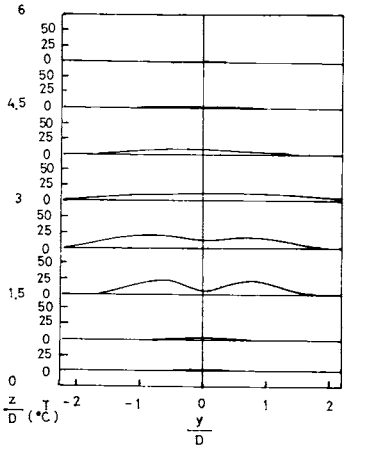

Fig. 4 (b). Temperature profiles in the yz-plane.
(N=1, D=0.4 m, V=1.5 m/s, x/D=5.5)

がz_{om}よりも高い領域では$y=0$の位置に温度のピークがあるが，低さがz_{om}より低い領域で床より十分に離れているところでは，$y=\pm y_m$の位置に温度上昇値のピーク(T_m)があった。このピーク値(T_m)と$y=0$での温度最大値T_{om}との比(T_m/T_{om})は風速や火災の長さ(D)によっても異なり，1から2.2の範囲で変化したが，一般にこの値は風速が大きくなると小さい値になる傾向がみられ，風速が更に大きくなるとy_mは小さくなり，温度分布はFig. 4(c)のようになった。

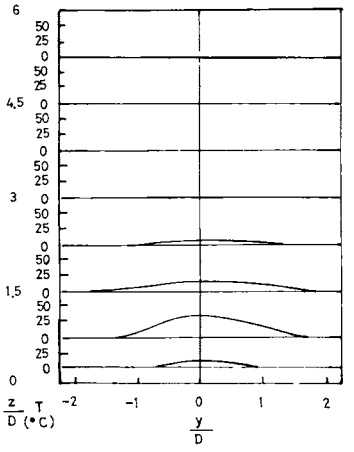

Fig. 4 (c). Temperature profiles in the yz-plane.
(N=1, D=0.4 m, V=3.5 m/s, x/D=5.5)

3.1.3 xy面の温度分布のパターン

xy面におけるy方向の温度分布は炎の直近を除いた

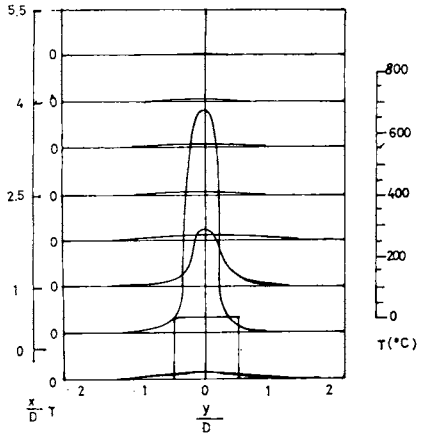

Fig. 5 (a). Temperature profiles in the xy-plane.
(N=1, D=0.4 m, V=1.0 m/s, z/D=0.175)

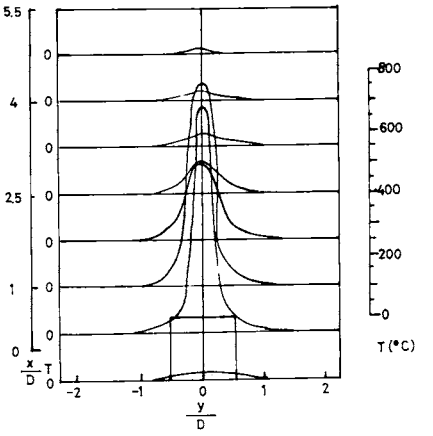

Fig. 5 (b). Temperature profiles in the xy-plane.
(N=1, D=0.4 m, V=3.5 m/s, x/D=0.175)

部分では$y=0$をピークにしたガウス分布になっているが，ピーク値のx方向の増減が大きい。風速が1.0, 3.5m／sの場合のxy面の温度分布をFig. 5(a)および(b)に示した。風速が強い場合にはxの増加に伴うピーク値の減少が緩慢であるが，風速が弱い場合のそれは急速になる。

3．2 主軸の変化

$D=0.4$mと$D=0.8$mのクリブ火災で風速を変化させた場合の主軸の位置をFig. 6(a), (b)に示す。主軸はほ

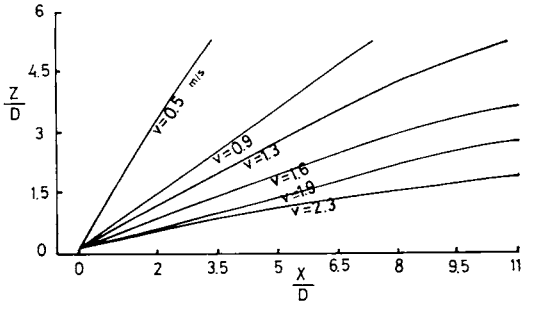

Fig. 6 (a). The trajectories of the maximum temperature in the plane of symmetry.
(N=1, D=0.4 m, y/D=0)

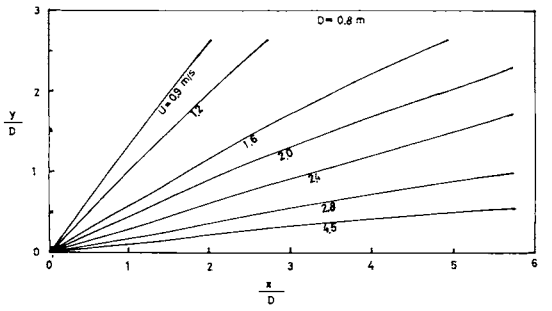

Fig. 6 (b). The trajectories of the maximum temperature in the plane of symmetry.
(N=1, D=0.8 m, y/D=0)

ぼ直線で近似できるが，x の増加と共にやや直線からはずれていて，その曲線を求めるのにcross flowの中での高温ジェットの主軸の位置を定めるのに用いたY. Kamotani等の方法を用いて解析した。パラメータは風の運動量束($\rho_0 U_0^2$)に対する上昇気流の運動量束($\rho_f U_f^2$)の割合J($J=\rho_f U_f^2/\rho_0 U_0^2$) を用いた。ここで$\rho_0$，$\rho_f$は各々周囲気流と火炎の密度であり，$U_0$, U_fは周囲気流と上昇気流の速度を示す。上昇気流の速度（U_f）の代表値として火炎の先端の速度を用いる。このU_fに対してP.H.Thomasは，$U_f=0.36\times(2g(T_f-T_0)H/T_0)^{\frac{1}{2}}$を実験的に与えて，かつ火炎長($H$)に対しては$H/D=42\,(\dot{m}''/\rho_0\sqrt{gD})^{0.61}$の実験式を提出している。発熱速度$\dot{q}''(=q_0\times\dot{m}'')$は燃焼速度から求められるから，発熱速度と火炎先端の速度との関係の推定も可能である。火災長(D)が40cmの場合には火炎の先端速度は1.2m/sになり，D=80cmの場合には1.4m/sになる。火炎先端の上昇速度より求められるmomentum flux ratio(J)を使って主軸の曲線を(1)式で表わした。

$$\left(\frac{z}{D}\right)=A\left(\frac{x}{D}\right)^B \qquad (1)$$

実験の結果から，(1)式のA，BとJの関係を図にしたものが**Fig. 7** である。この図のようにAはJと共に増加するが，BはJが増加するとわずかに減少する傾向がみられた。cross flowの中での高温ジェットの場合のY.Kamotoni等の結果では，Jの範囲が2～10^3の範囲で以上の傾向は同じである。この実験においてAに対する実験式を求めると(2)式に示すとおりである。

$$A=2.18J^{0.85} \qquad (2)$$

BはJの変化に対しても余り変化せず，大体0.84から0.93の範囲の値になった。$B=1$の場合には主軸が直線であ

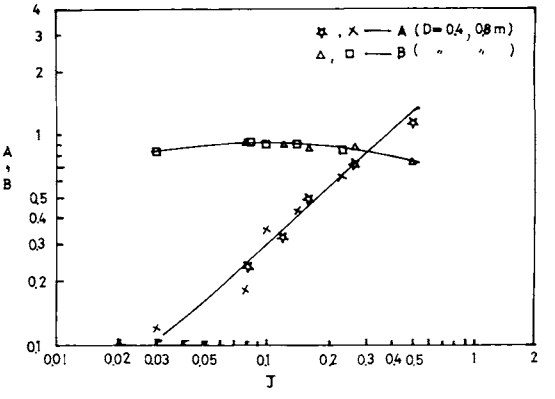

Fig. 7 A and B vs J

ることになるが，実験の結果では1よりも小さい値になった。また，AはDによって余り差がないが，Bの方は差が生じた。Aの値は主軸が直線で近似できた場合の傾きに相当する。

3．3 主軸上の温度の減衰

火災長(D)が40cmおよび80cmの場合について，上昇気流の主軸に沿った距離と温度上昇値との関係を図にしたものが**Fig. 8**(a)および(b)である。横軸に温度上昇

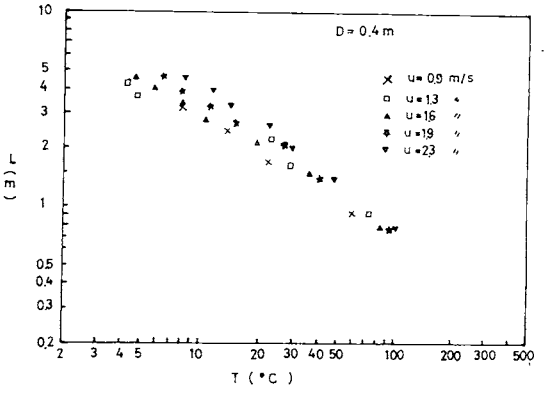

Fig. 8 (a). Maximum temperature in the plane of symmetry
(N=1, D=0.4 m, y/D=0)

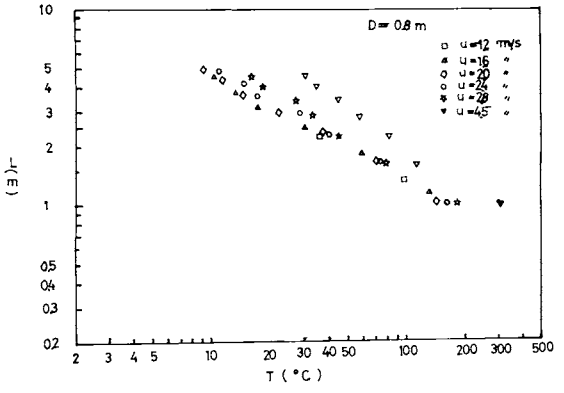

Fig. 8 (b). Maximum temperature in the plane of symmetry.
(N=1, D=0.8 m, y/D=0)

値，縦軸に主軸上の距離をとっている。この図のように，風速が強い場合程同じLに対して温度上昇値が高いことがわかる。また，Lが十分大きい領域では減衰の程度が異なり，温度降下の早いのが観察された。この温度上昇値のLの増加に伴う降下を示す実験式として(3)式を用いる。

$$T=Q(J)\times\left(\frac{L}{D}\right)^{-P(J)} \qquad (3)$$

$Q(J)$は温度の次元を有する量である。火源が無限長熱源の場合にはPは一定値になるが，火災長が有限の場合にはPをJの函数と考える。D=0.4mと0.8mの場合についてPとQのJに対する関係を図にしたものが**Fig. 9**である。QはJの変化に伴なって余り変化せず，2.37から2.63のほぼ一定値になったが，PはJと共に増加してその値は1.9から1.3の範囲で変化した。

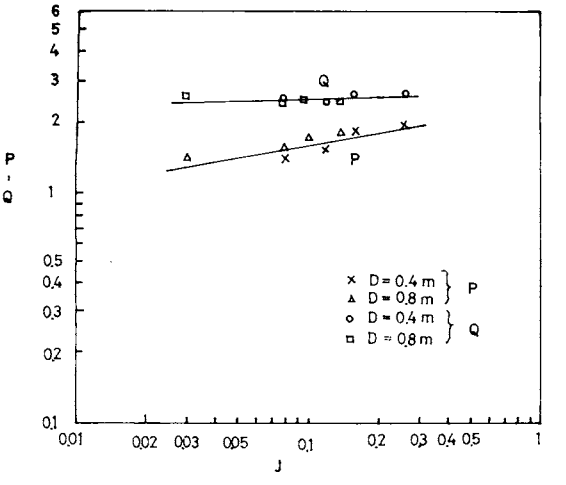

Fig. 9 P and Q vs J.

Pに対する実験式を求めると(4)式が得られた。

$$P(J)=1.95\times J^{0.14} \qquad (4)$$

Jの値が大きくなると$P(J)$の値が大きくなるのは，Jの増加に伴なって上昇気流の拡散角が小さくなるためと考えられる。$P(J)$が小さくなるとLの増加に伴う温度降下が小さくなり，高温領域が風下までのびるものと考えられる。

3．4　yz面の等温線

火災の風下（$x=x_0$，x_0=1.2m，2.2m，4.2m）で風向に直角方向の断面（yz面）に60本の熱電対をセットして各点の平均温度（3回の平均値）を求めて等温線を得た。この等温線は無限長の火災の風下の等温線と異なり，複雑な曲線になった。これはcross windと上昇気流と地面の三者の相互干渉の結果，上昇気流に渦状の運動が生ずるためと思われる。この渦状の運動のために上昇気流の一部分に浮力による上昇速度以外の余分な上昇速度が生じて温度分布に変化を与えるためである。この結果，yz面の等温線は$y=0$の軸にほぼ対称になっており，この軸の両側に温度の極大領域（最高温度T_m，位置(y_m，z_m)）が生じて，この部分を取除いた領域の等温線は馬蹄形（horse shoe shape）になっている。このため，主軸点（o，z_{om}）は温度の極大領域よりも高い位置にある。yz面の等温線は火源からの距離(x)，クリブの長さ(D)，クリブの位置（高さ）風速(U_o)，床の粗度，火災個数等によって変化するが，このため，上昇気流の主軸点(o，z_{om})，水平拡散の程度（$\frac{T_{om}}{2}$を与える地点の水平距離)，温度の極大領域の有無，およびその位置（y_m，z_m)，馬蹄形の等温線のくぼみの有無およびその程度，等温線の密度（温度勾配）等が変化した。

3.4.1 火源からの距離による差

風速が1.5m／sで測定位置が火源の風下1.2m，4.2mの地点におけるyz面の等温線を**Fig.10**(a)および(b)に示す。図中の数字は温度上昇値である。この図のように，$x/D=3$の地点では$y_m=\pm0.3$m，$z_{om}=0.9$m，$z_m=0.6$mで，$z_m/z_{om}=2/3$である。また，T_m=43.7℃で$T_m/T_{om}=1.34$になっている。これに対して，更に風下の$x/D=10.5$の地点では$y_m=\pm0.6$m，$z_m=1.2$m，$z_{om}=1.8$mで$z_m/z_{om}=2/3$であり，かつT_m=9.6℃で$T_m/T_{om}=1.55$になっている。$(y_m)_{x=1.2}/(y_m)_{x=4.2}=(z_m)$

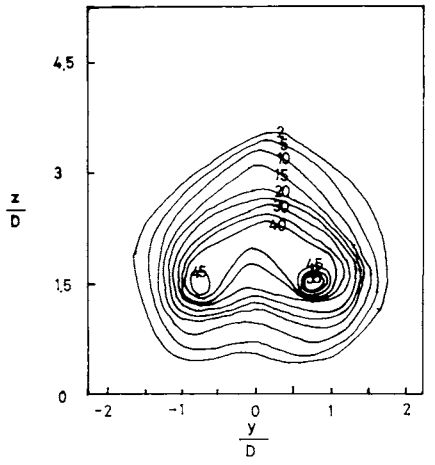

Fig. 10 (a). Equi-temperature contours in the yz−plane.
(N=1, D=0.4 m, V=1.5 m/s, x/D=3)

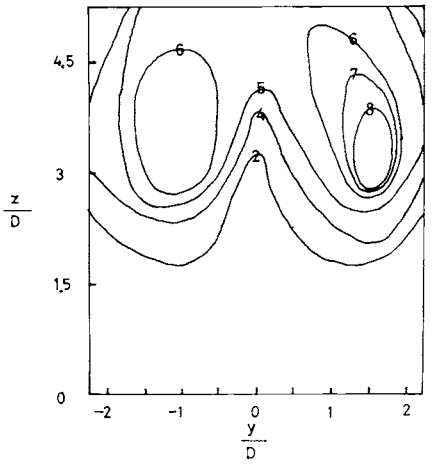

Fig. 10 (b). Equi-temperature contours in the xz-plane.
(N=1, D=0.4 m, V=1.5 m/s, x/D=10.5)

$x=1.2/(z_m)_{x=4.2}=(z_{om})_{x=1.2}/(z_{om})_{x=4.2}=2/3$により，これは$x/D=10.5$の位置での等温線は$x/D=3$の位置での等温線のほぼ1.5倍だけ拡大した相似図形になっているが，温度のみが減少している。このことから，上昇気流はその相似性を保持しながら上昇拡散しているように推定される。これからも，馬蹄形等温線のくぼみが生ずるのは火源から十分に離れた位置からではなく，上昇気流の生ずる燃料のすぐ近くからと思われる。

3.4.2 火源の長さ(D)の効果

x方向の火災幅(W)は40cmで一定とし，y方向の火災長(D)を40cmから160cmの間で変化させて，風速を1.0 m／sと1.7m／sの場合のyz面の等温線の例を**Fig.11**(a)

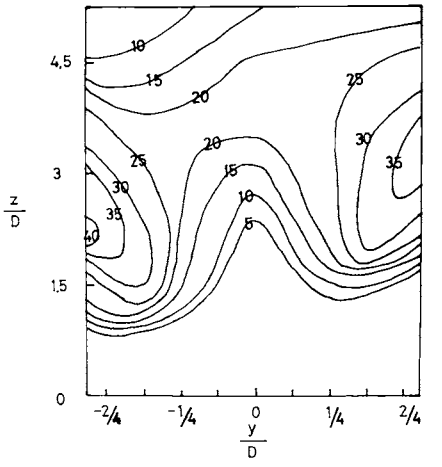

Fig. 11 (a). Equi-temperature contours in the yz-plane.
(N=1, D=1.6 m, W=0.4 m, V=1.0 m/s, x/D=1.25)

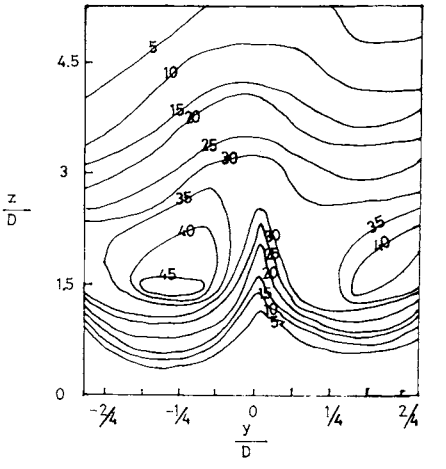

Fig. 11 (b). Equi-temperature contours in the yz-plane.
(N=1, D=1.6 m, W=0.4 m, V=1.7 m/s, x/D=1.25)

および(b)に示す。風速が1.7m／sで$D=160$cmの場合には$T_m=46$℃，$T_{om}=34.3$℃，$z_m/z_{om}=0.5$，$y_m/\frac{D}{2}=3/8$である。馬蹄形の等温線の幅は小さくなっていて，この附近では温度勾配が大きい。また，$D=160$cm で風速が1.0m／sの場合には等温線は$y=0$の軸に対して必ずしも対称になっておらずに，風速の不均一さによ

ると思われる上昇気流の乱れが認められ，$T_{om}=20$℃，$T_m=43$℃，$z_{om}=150$cm，$z_m=120$cmで$y_m/\frac{D}{2}=1$になっている。風速が弱くて火災長(D)が大きい場合にはyz面の馬蹄形の等温線のくぼみの幅が大きくなり，この付近の温度勾配が小さくなった。また，火災長が有限であるために起こるedge effectの効果は，上昇気流の両端に限定される傾向がみられた。風速が強い場合には上昇気流は拡散よりはむしろ収縮する傾向がみられて，$y_m/\frac{D}{2}$の値が1よりも小さくなる。

3.4.3 風速による変化

火災の風下2mの位置におけるyz面の等温線で，風速が1.7m／s，3.5m／sの場合の結果を**Fig.12**(a)および(b)に示す。この図からわかるように，$U_0=1.7m/s$の場合の温度極大点の位置は$y_m=\pm30$cm，$z_m=60$cmで主軸点の高さ$z_{om}=120$cmである。また，$z_m/z_{om}=0.5$で，$T_m/T_{om}=1.9$になり，水平拡散角は13度であった。これに対して$U_0=3.5$m／sの場合には温度の極大領域は消滅して，等温線は馬蹄形ではなくて楕円型になっている。水平拡散角は1～2度で小さくなっているが，温度上昇値は$U_0=1.7$m／sの場合に比較して高くなっている。

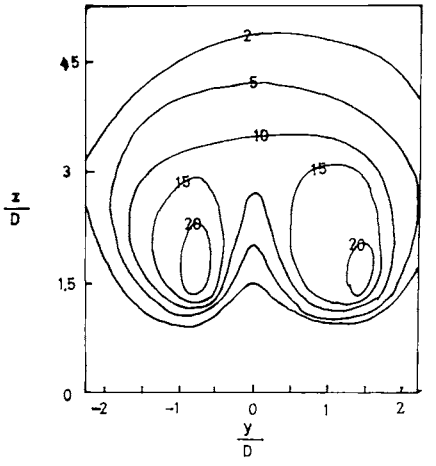

Fig. 12 (a). Equi-temperature contours in the yz-plane.
(N=1, D=0.4 m, V=1.7 m/s, x/D=5.5)

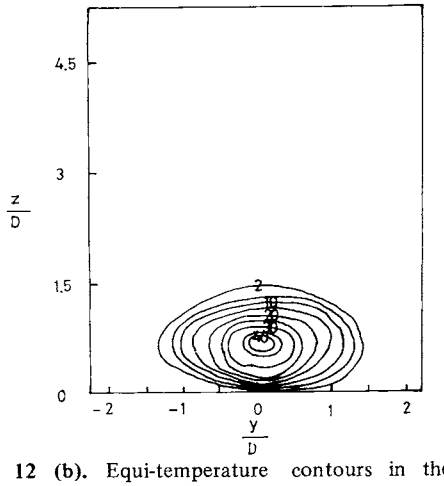

Fig. 12 (b). Equi-temperature contours in the yz-plane.
(N=1, D=0.4 m, V=3.5 m/s, x/D=5.5)

以上のように，風速が火災の規模に比較して強い場合には上昇気流の垂直および水平拡散角が減少するが，逆に温度上昇値は高くなり，馬蹄形の等温線のくぼみの幅が小さくなり，温度の極大領域は消滅する傾向がみられる。このため，T_m/T_{om}は小さくなり，z_m/z_{om}は1に近づき，かつ$y_m/\frac{D}{2}$は0に近づく。

同時多発火災時に発生する火災旋風の模型実験において，風速が強い場合には火災旋風は発生しない傾向がみられたが，この傾向は火災規模に比較して，風速が強い場合には馬蹄形の等温線が得られないことと関係しているように思われる。

3.4.4 床の粗度の効果

床の粗度が火災の上昇気流のyz面の温度分布に及ぼす効果を調べるために**Fig.13**に示すように，火災の前後に障壁（高さ0.2m）を置いてyz面の等温線を求めた。

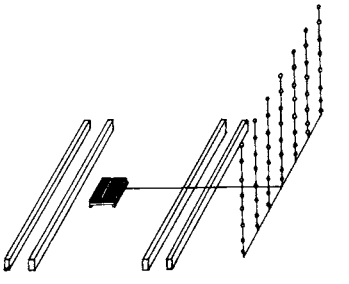

Fig. 13. The roughness of floor.
Four barriers that measures 20 cm by 5 cm were placed before and behind the fire.

この場合において，熱電対の位置における風速の垂直分布は**Fig.14**に示す通りである。この場合のyz面の等温線は**Fig.15**に示すようになり，温度の極大領域は消滅してしまうが，上昇気流の主軸点は高くなり，馬蹄形の等温線は残るが水平拡散角は20度以上になる。こ

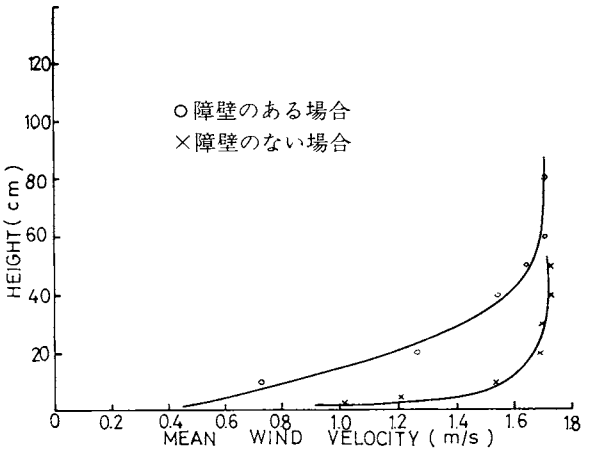

Fig. 14. Wind velocity profile V=1.7 m/s when four barriers are placed.

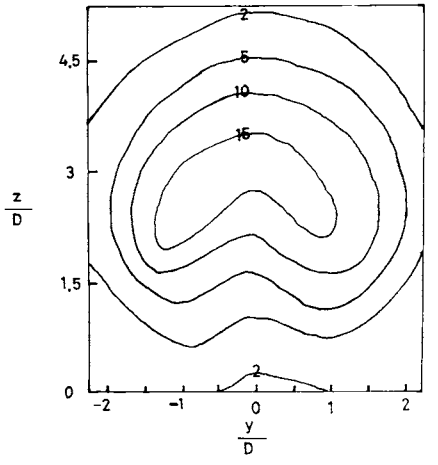

Fig. 15. Equi-temperature contours when barriers are placed.

れは，障壁のために乱れが大きくなり，熱の乱流拡散が促進されるためと考えられる。

地上の粗度を大きくすると，地上の近くの風の乱れが大きくなるが，平均風速は減少するので，上昇気流がやや上に移動し，熱の乱流拡散を促進するための上昇気流の断面が大きくなる。また，温度の極大領域が消滅することは，地上の粗度が渦状の運動の発生を防止させる方向に作用しているものと考えられる。

3.4.5 燃料の位置（高さ）の効果

火災旋風の発生に対する有力な説として，地上のwind shearによって生ずる水平渦度が，火災または乱れのために垂直渦度に変化して火災旋風が発生するとの説がB.R.Morton等によって提出されて，NielsenはFlambeau Projectの結果を解析して上の説を支持する研究結果を提出している[8]

著者は，この説の実験的証明を得ようという試みで**Fig.16**(a)，(b)および(c)に示すようなクリブの位置を高くした実験を行なった。(a)はクリブ自身の高さは変えずにその位置（高さ）を変化させた場合，(b)は(a)の場合に対してクリブの前に平板を置いた場合，(c)は(a)の場合に対してクリブの後に平板を置いた場合である。(a)は床の近くに存在するwind shearの効果を少なくしようとするものであり，(b)は平板によるwind shearを与えようとするもので，(c)は火災の後に平板を置くことによる効果を見ようとするものである。

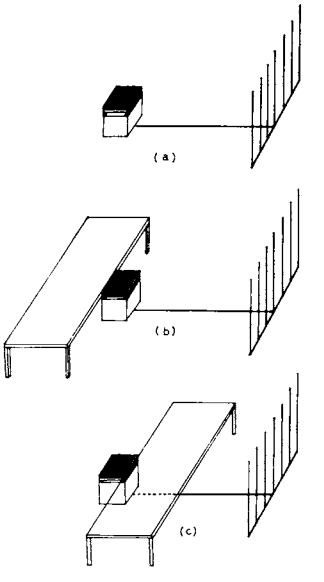

Fig. 16. Geometrical arrangement of crib.
(a)Crib was placed on the pedestal
(b), (c) Plate placed before and behind the fire was raised up to the upper edge of pedestal.

風速が1.7m／sでクリブの幾何学的配置が(a)，(b)および(c)の場合のyz面の等温線を**Fig.17**(a)，(b)および(c)に示す。この結果のように，(a)，(b)の場合には温度の極大部分は消滅するが，くぼみの浅い馬蹄形の等温線がえられる。(c)の場合には温度の極大部分が生じ，この極大部分以外の領域の等温線は馬蹄形になっている。

以上の実験の結果から，火災の風下にできる渦状の運動の原因は，地面付近の垂直方向のwind shearより

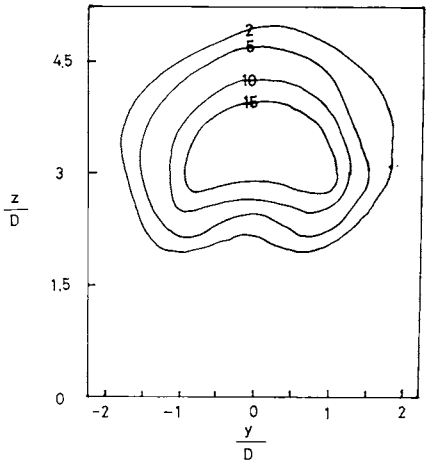

Fig. 17 (a). Equi-temperature contours in the yz-plane.
(N=1, D=0.4 m, H=0.6 m, V=1.7 m/s)

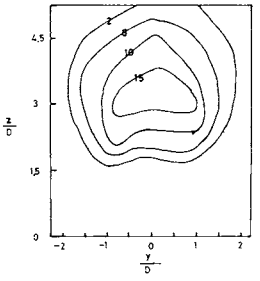

Fig. 17 (b). Equi-temperature contours in the yz-plane.
(N=1, D=0.4 m, H=0.6 m, V=1.7 m/s)

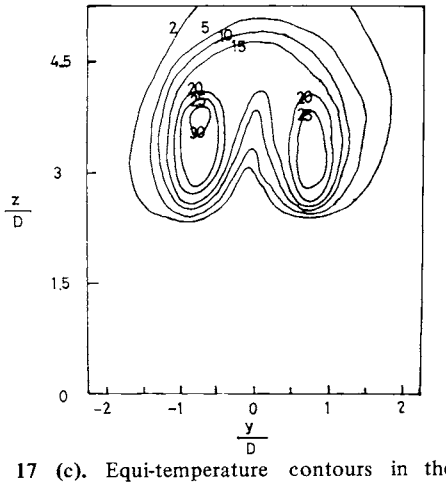

Fig. 17 (c). Equi-temperature contours in the yz-plane.
(N=1, D=0.4 m, H=0.6 m, V=1.7 m/s)

はむしろ風洞の風と，火災によって誘起される風と，火災の後の地面との三者の相互作用によって生ずる火災周辺の非対称な圧力と風速の場のために水平方向のwind shearが生じてcirculationが起こる。このcirculationを伴った熱気流が上昇拡散して上昇気流の渦状の運動が起こり，この渦状運動の中心部には上昇速度が大きくなるために温度の極大部分ができる。yz面の等温線はcirculationのために馬蹄形になるものと推察される。クリブ火災のかわりに直径30cmの噴出口から機械的に気体の噴流を出し，これに横風を与えた場合のyz面の気流のフロー・パターンをタフト・スクリーンで観察したものの一例がPhoto.1であるが，噴流の

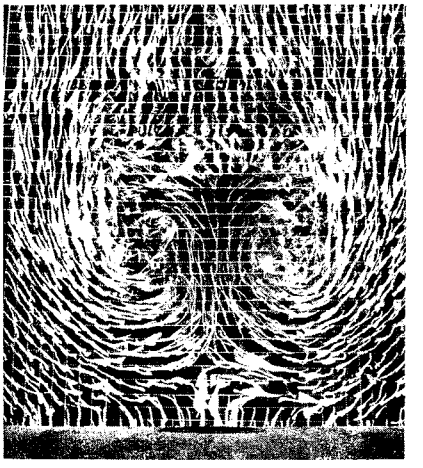

Photo 1. Photograph of tuft screen when jet was ejected from ground in a cross flow. Jet velocity at the exit is 5 m/s and velocity of cross wind is 1 m/s.

下部には両側から空気が流入している様子がうかがわれた。クリブ火災の飛火や煙の流れ具合とタフト・スクリーンによる観察の結果から，風の中での上昇気流の周辺のフロー・パターンはFig.18のようになり，yz

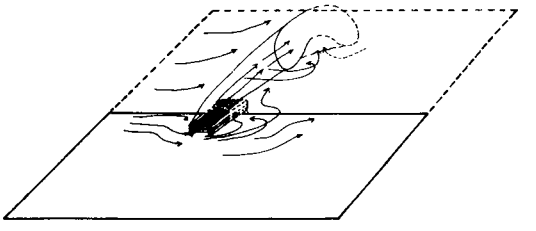

Fig. 18. Estimated flow pattern around the fire. Reverse flow may be found in the wake of fire.

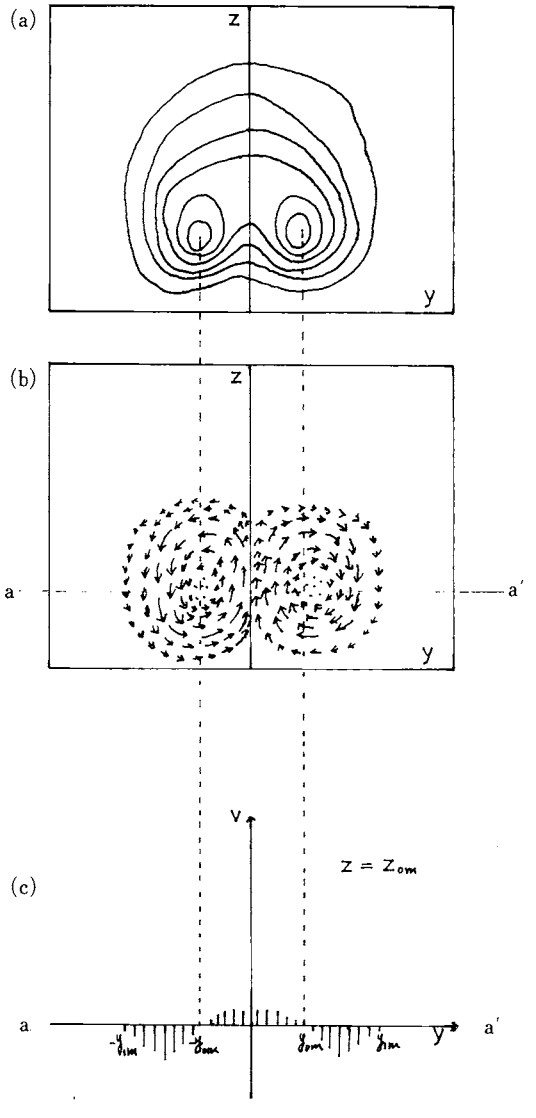

Fig. 19. Velocity distribution in the yz-plane

(a) equi−temperature contours
(b) velocity vector
(c) upward velocity

面の等温線が馬蹄形になるのは**Fig.19**(a), (b)および(c)に示すように，yz面でのフロー・パターンに強く関係していると推定される。

3.4.6 2個の火災の風下の温度分布

ここでは3，4，5までに既述の実験と異なり，火災の個数が2個の場合の，その風下のyz面の等温線を求めた。2個の火災の中央を$y=0$にとり，火災間の間隔(S)を0，10，20，30，40，60，80cmとして，風速(U_0)は1.0m／sと1.7m／sの場合について実験を行なって等温線図を求めた。風速が1.7m／sの場合の結果を**Fig.20**(a), (b)および(c)に示す。

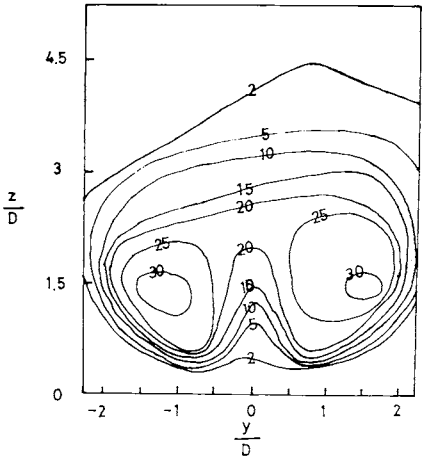

Fig. 20 (a). Equi-temperature contours in the yz-plane.
(N=2, D=0.4 m, V=1.7 m/s, S=0.1 m)

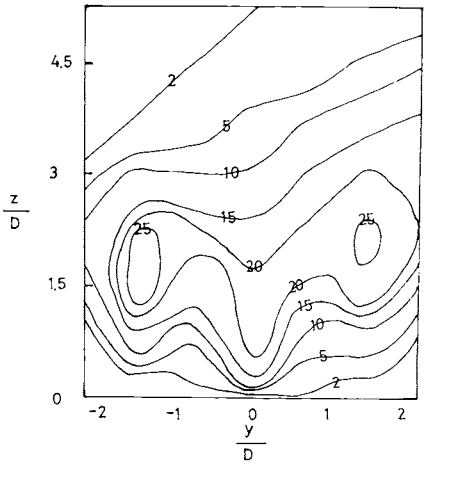

Fig. 20 (b). Equi-temperature contours in the yz-plane.
(N=2, D=0.4 m, V=1.7 m/s, S=0.4 m)

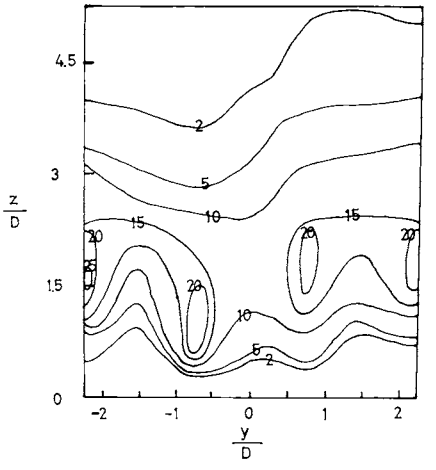

Fig. 20 (c). Equi-temperature contours in the yz-plane.
(N=2, D=0.4 m, V=1.7 m/s, S=0.8 m)

間隔(S)が小さい場合には(a)図のごとく2個の火災は$S=0$の場合のように合流して1個の火災になるために，$y=0$の軸の両側に温度の極大部分ができ，その他の領域は馬蹄形の等温線となった。また，Sが十分に大きい場合には(c)図のごとく2個の火災は独立して，各々の火災の風下に単独火災のような温度分布が得られた。これに対してSがある範囲にある場合には，2個の火災間の気流の温度分布は特異な傾向がみられて，(b)図のように温度の極大領域よりも更に下側に高温領域が伸びた。このSの範囲は，$U_0=1.0$m／sの場合には50cm≦S≦60cmであり，$U_0=1.7$m／sの場合には30≦S≦50であった。これはFig.21のように，2つの火災の

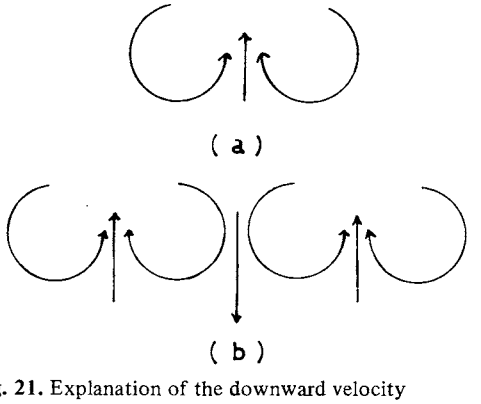

Fig. 21. Explanation of the downward velocity
(a) One fire plume generates upward velocity
(b) Two fire plumes generate both upward and downward velocity

上昇気流の内部に生じたcirculationが下向きの速度を増大させるためであると思われた。

この高温領域が地上に近づくと危険が大になるが，下向きの速度が生じる区域を求めるにはさらに上昇気流の水平方向の拡散角について検討する必要がある。

3．5　xy面の等温線

風速が1m／sと3.5m／sの場合での床上7cmのxy平面の等温線をFig.22(a)，(b)に示す。これらの図のよう

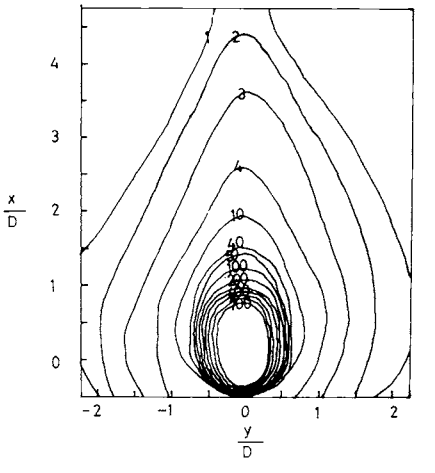

Fig. 22 (a). Equi-temperature contours in the xy plane.
(N=1, D=0.4 m, V=1.0 m/s)

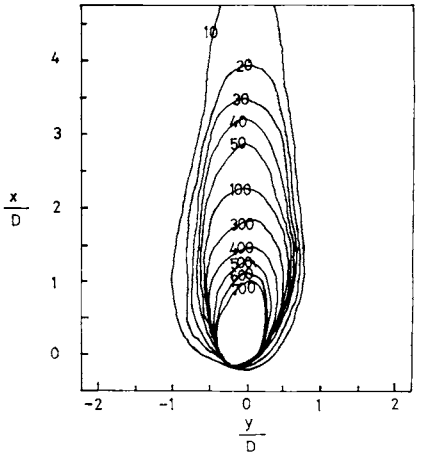

Fig. 22 (b). Equi-temperature contours in the xy plane.
(N=1, D=0.4 m, V=3.5 m/s)

に，U_o＝1.0m／sの場合の等温線は風下にゆるく伸びているが，U_o＝3.5m／sの場合には上昇気流が大きく傾くために風下まで高温領域が伸びるものと考えられる。クリブの近くには，渦の影響によって等温線が複雑に変化するが，測定点の間隔が粗であるために，この傾向がみられなかったものと思われる。

4. 結　論

1．有限長の火災の風下の三次元の温度分布のパターンを求めた。この結果，無限長の場合と異なって，渦状の運動が温度分布に重要な役割を演ずる場合のあることがわかった。

2．主軸の曲線および主軸上の温度の減衰は，momentum ratio(J)の函数として表現できる。

3．cross windがある場合のyz面の等温線は，y＝0の軸に対して両側に温度の極大領域があり，これ以外の領域の等温線は馬蹄形になっていることが明らかになった。これは，上昇気流が馬蹄形の渦になっているためであると推察した。

馬蹄形の渦の発生には，風速，地上の粗度，火災規模等が関係し，この渦の発生のもとになる渦度は，地上のwind shearよりは火災によって誘起される風と火災の後の床の存在のために生ずる特異な圧力，風速分布が強く関係していることが指摘された。

4．火災が2個ある場合には，両火災の相互作用により，高温領域が地面の近くまで伸長する場合のあることが指摘された。この現象は，1つの上昇気流が一対の馬蹄形の渦の様相を呈するために，火災が2個ある場合には2つの上昇気流の間では，下向きの速度が増大することに起因すると推定される。

引 用 文 献

1．横井鎮男：大火の熱の風下における拡散について；日本建築学会論文集**46**（1953）

2．A.O.Rankine：Experimental Studies in Thermal Convection；*The Proc. of the Physical Society of London*, April (1950)

3．P.H.Thomas：Some Observation of the Effects of Wind on Line Plumes, Unpublished paper

4．横井鎮男：線熱源の風下に於ける温度分布；日本火災学会論文集，vol.**13**, No.2 (1965)

5．G.T.Csanady：The buoyant motion within a hot gas plume in a horizontal wind；*J.Fluid Mechanics*, vol.**22** (1965)

6．Yasuhiro Kamotani and Isac Greber：Experiments on a Turbulent Jet in a Cross Flow；*AIAA Journal*, vol.**10**, No.11 (1972)

7．J.W.Ramsay and R.J.Goldstein：Interraction of a Heated Jet with a Deflecting Stream；*J.Heat Transfer*, Nov. (1971)

8．H.J.Nielsen：Origin and Properties of Fire whirls；*IITRI Project* J.6129 (1969)

Nomenclature

D: fire length
W: fire width
θ: temperature rise
V: wind velocity ($=U_0$)
Q: heat release rate
ρ: density
c: specific heat
T: temperature rise ($=\theta$)
x, y, z: coordinate
N: number of fire
Ω: dimensionless wind velocity
ϕ: dimensionless temperature rise
J: momentum flux ratio ($=\rho_f U^2{}_f/\rho_O U_O{}^2$)
H: height of the flame
L: distance along the fire plume
$\dot{m}''$: burning rate

Suffix

o: ambient
m: maximum value
om: maximum value in the case y=o
f: flame

Laboratory Experiment on Three Dimentional Temperature Profile in the Leeward of Wooden Crib Fire

(Abstract)

Kunihiro Yamashita

(Received December 16, 1974)

In order to elucidate about the physical processes of fire spread and formation of fire whirl, a series of laboratory experiments on three dimentional temperature profile of crib fire plume in cross wind was performed. Wooden cribs were ignited by burning some methanol that was sprayed over them at the rate of 2 cm^3/sec within one minute.

About sixty alumel-chromel thermocouples were used to measure the temperature profile in a cross section of fire plume. A tuft screen was also used in the leeward of crib fire to estimate the flow pattern in and around the fire plume.

Under the experimental conditions with several combinations of wind velocity, crib width, ground roughness, number of fire and so on, three dimentional temperature profile of fire plume especially in the cross section normal to wind direction was obtained.

Both trajectories of fire plumes and temperature decay on them were expressed as a function of the ratio of momentum flux of flame to wind. Equi-temperature contours in the cross section normal to wind were also obtained.

From the experimental result, it became evident that a fire in cross wind produces a pair of vortex-like circulation in the downstream side of fire plume, and the temperature contours in the cross section normal to wind take a horse-shoe shape probably due to the circulation induced by fire.

石油タンク火災に対する各種泡消火剤の消火能力の評価

星野　誠，林　幸司

（昭和49年12月16日受理）

1．緒　言

近年，石油類火災用泡消火剤の分野においても，天然たんぱく系以外の多くの種類の新しい泡消火剤が用いられつゝあり，これら泡消火剤による油火災の消火実験も多数報告されている。[1),2),3)] しかし，貯蔵油層の厚みが厚く，加えてタンク直径およびタンク側壁の高さが10m以上におよぶ大規模タンクの火災のうち，着火後数十分を経過し，燃焼最盛期に入った火災に対するこれら新しい泡消火剤の消火効果については，十分な資料と情報が得られなかった。そこで筆者らは長時間燃焼を続けている石油タンク火災に対するたんぱく系をふくめた各種泡消火剤の消火能力を簡便に知るために試作した二重壁小型方形タンク（1.5m×1.5m×1.45m)とたんぱく系泡消火剤の国家検定用として最近開発された泡ノズル*1)とを使用し，たんぱく泡消火剤，フルオルプロテェイン，ライトウオーターについて，ガソリン火災の屋内消火実験を行った。この時の燃焼と消火の条件はガソリン層の厚みが26.6 cmと17.7cm，予燃時間30分で泡液供給率は4.40l/min・m^2，泡溶液は泡原液をあらかじめ所定の濃度に希釈するいわゆるプレミックス方式によって調製し，泡の放出は固定式泡出口から壁面にそって流下する方式によった。なお消火の際の温度変化は，熱電対によるタンク壁温度の測定によってしらべたが，消火の確認は目視によった。この消火実験の結果から大規模石油タンク火災に対する市販の各種石油類火災用泡消火剤の消火性能の実態を把握することができ，また熱電対による消火の判定方法についても有用な知見をえたので報告する。

2．実　験

2．1　燃焼容器

大規模石油タンク火災を小規模の模型によって再現できるように考案した熱電対付き2重壁型燃焼容器を**Fig. 1**に示す。なおタンク壁を2重にした理由は，高温度のタンク外壁およびタンク内・外壁間に存在する加熱された空気層によって，タンク内壁と油層の温度を高め，これによって大規模石油タンク火災のか酷な燃焼条件に近づけることができると考えたからである。

2．2　燃　料

市販の86オクタン自動車用有鉛ガソリンを用いた。

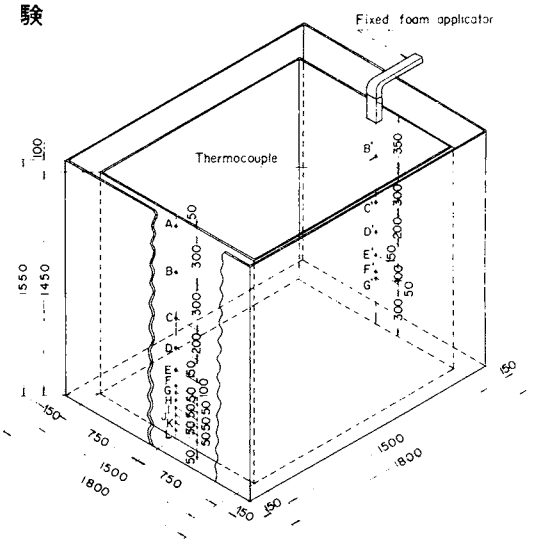

Fig. 1. The double-sidewall experimental tank.

*1)放水圧力7.0kg/cm^{2}のとき，泡水溶液放水量約10l/minとなるよう設計されている。

2．3　泡消火剤

たんぱく泡消火剤は国産の3％型損保合格品，フルオルプロテェインは米国ナショナル・フォーム社製3％型AER－O－WATER　AFFF，ライトウオーターは米国スリー・エム社製6％型FC－200を使用した。

2．4　タンク壁温度の測定

通常石油タンク火災の泡消火の難易を論ずる場合，考慮すべき点としては，炎からのふく射熱，炎により赤熱されたタンク壁（フリーボード）および長時間の燃焼により高温度になった油層（ホットゾーン）の消火泡に対する影響が問題になる，たとえば，D. Hird[4]らは予燃時間を長くすることにより，ホットゾーンの厚みが増大し，これにともない泡消火が困難になって行くことを報告している。普通，火災時の温度変化を表わす方法としてはふく射熱の測定が多く行われているが，今回筆者らは消火の際の温度変化に注目し，長時間の予燃により高温度になったフリーボードの温度が消火開始後どのように変化していくかを調べることにした。タンク壁温度を測定する方法としては助川電気工業社製パッド付ニンブロックスT－40－4000DK8B10EXAを炎に直接ふれないように2重壁の内壁の裏側18ヶ所にとりつけ，シャープ社製冷接点補償器を介して，タケダ理研社製ディジタル式データ集録装置につないだ。

2．5　消火実験方法

燃焼容器下部内に毎回水を深さ27.5cm入れた後，そ

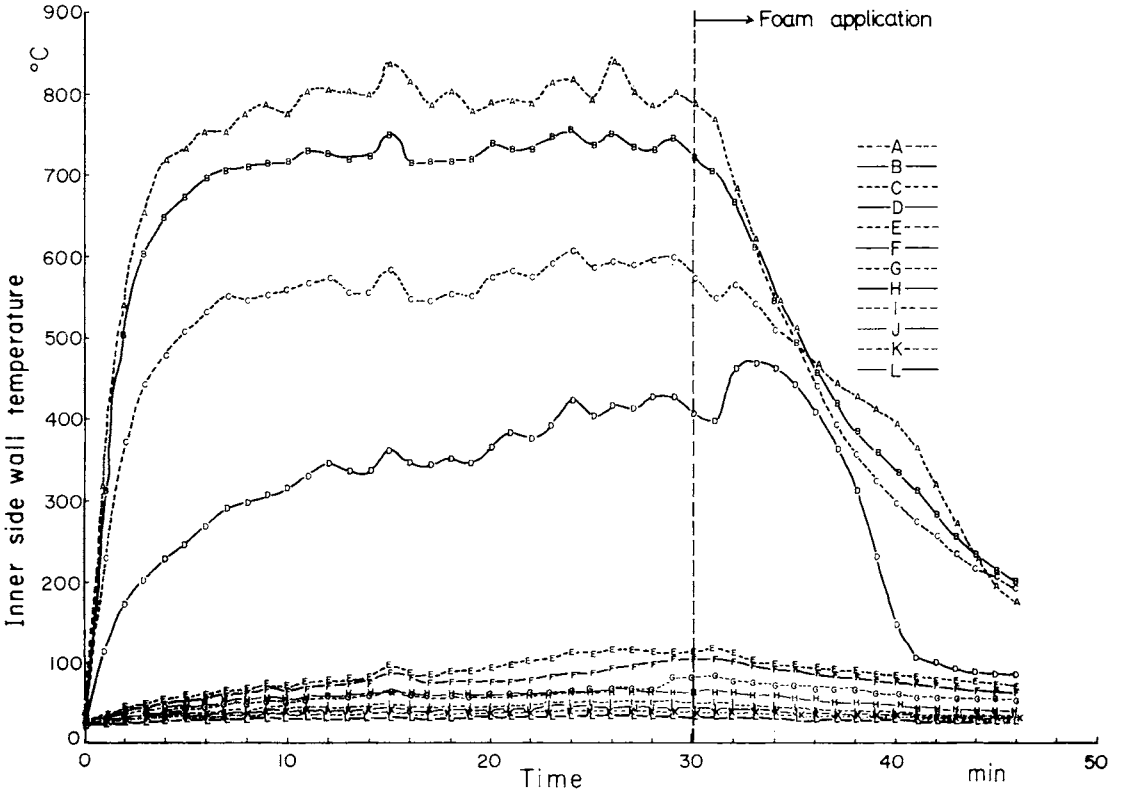

Fig. 2 (a). Temperature variation with time at various elevations of the inner sidewall opposite to the foam applicator.
Foam agent: Protein-based foam.

の上にガソリンを深さ17.7cm（400l），または26.6cm（600l）入れた。この結果着火開始前のフリーボードの高さ*2はそれぞれ99.8cm，90.9cmになった。つぎに着火後30分間予燃し，消火を開始した。消火方法は石油タンクの泡消火設備に多く用いられている固定式泡放出口から泡をタンク内壁面にそって燃焼面に静かに流下させる方法によった。泡の発泡および供給方法は，泡原液をあらかじめ所定の濃度にうすめ*3，これを容量250lのステンレス製耐圧容器に入れておき，この容器を圧縮空気（6.0±0.1kg／cm²）で加圧することにより泡水溶液を4.40l/min・m²の供給率で送り出し，発泡ノズルを通して発泡させた。使用泡剤の実験時の発泡性能をしらべるため，消火実験の直前に膨張率と25%ドレネジ時間の測定を行った。泡水溶液は消火するまで供給しつづけ，泡水溶液の供給が不能になって消火できない時は消火不能とした。消火の確認は目視によった。再燃試験としては消火後15分間放置した泡層の表面近くに，点火棒にガソリンを浸して着火した炎を近づけて，再着火の有無をしらべた。

3. 結果と考察

3．1 予燃時間とタンク壁温度

予燃30分間中のタンク内壁裏側各18ヶ所の温度変化

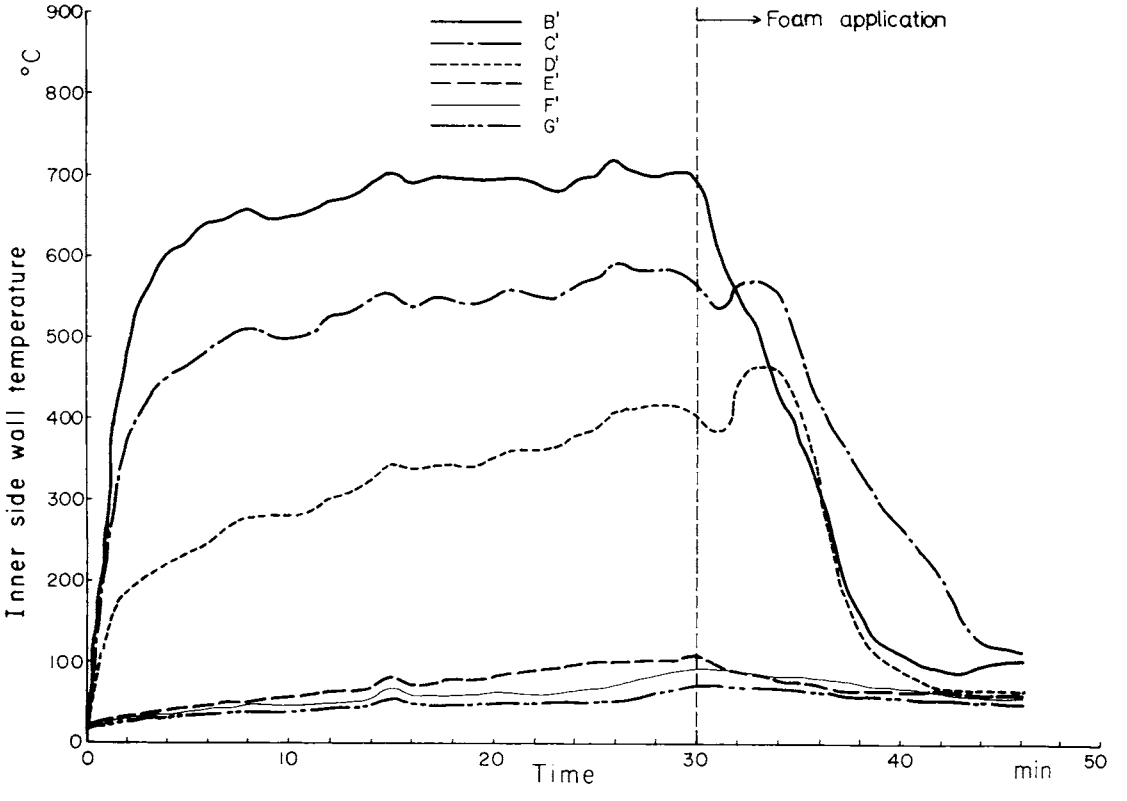

Fig. 2 (b). Temperature variation with time at various elevations of the inner sidewall equipped with the foam applicator.
Foam agent: Protein-based foam.

*2) 燃焼容器の内壁の上辺のふちからガソリン面までの距離

*3) プレミックス方式ともいう。

をFig. 2からFig. 4に示す。これによるとタンク内壁面，とくに炎に直接さらされているフリーボード上の熱電対設置箇所 A，B，C，D，B′, C′, D′ のうち，フリーボードの上部と中間部のA, B, C, B′, C′のタンク壁温度は予燃10分後にはそれぞれ780℃から550℃の間で，ほゞ一定値に達しているが，これらより下部のD, D′の温度は予燃30分間中漸次連続的に上昇しつゞけた。したがって，フリーボード下部付近の泡層は予燃時間が増大するにつれ，加熱されたタンク壁の影響をうける割合が多くなるものと考えられる。

3．2　タンク壁温度と消火性能

目視と写真による泡供給時の観察結果によれば，消火開始後の各泡消火剤の消火経過とフリーボード温度の変化とは互いに関連していることがわかった。Fig. 2, 3, 4 から明らかなように，とくに泡放出口の反対側にある熱電対設置箇所（A, B, C, D）の温度変化が消火経過と密接に関連していることがわかった。このうち，フリーボード上部と中間部にあるA, B, Cの温度変化は消火時間の推定に，また，フリーボード下部にあって燃焼面に最も近いDの温度変化は泡の流動性を比較するのに役立つことが明らかになった。たとえば，目視と写真による観察の結果では(Photo. 1, 2, 3 参照），たんぱく泡は泡放出口の付近から順次に火炎を制御しながら泡層をひろげてゆき，泡放出口の対壁に達して完全消火に至っているが，一方ライトウオーター，フルオルプロテエインの場合は，泡の流動性はたんぱく泡にくらべて良好であるが，このあとタン

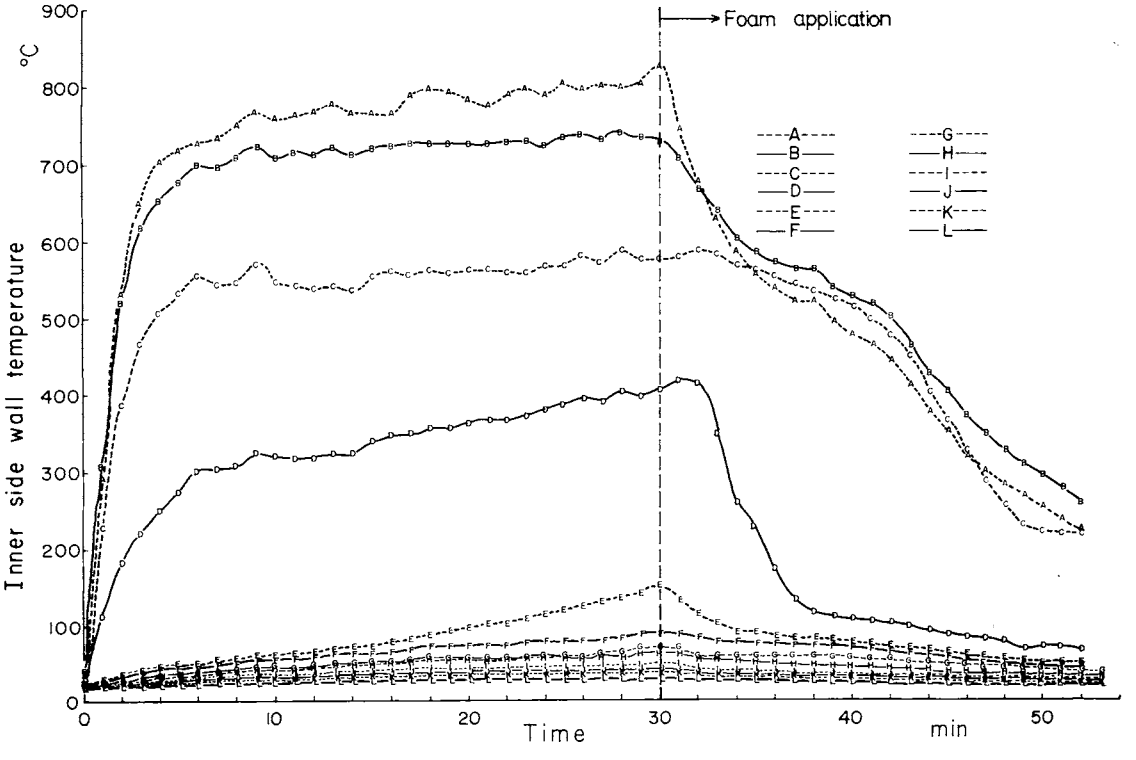

Fig. 3 (a). Temperature variation with time at various elevations of the inner sidewall opposite to the form applicator.
Foam agent: Light Water FC-200.

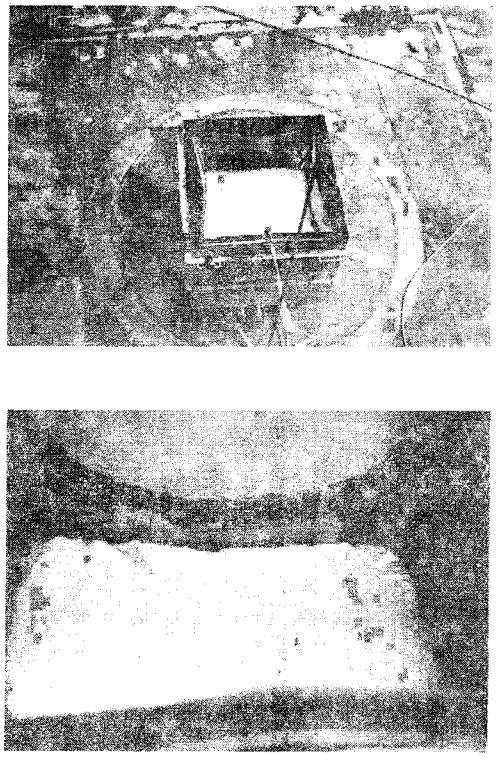

Photo. 1 Extinguishing behavior of a protein-based foam.

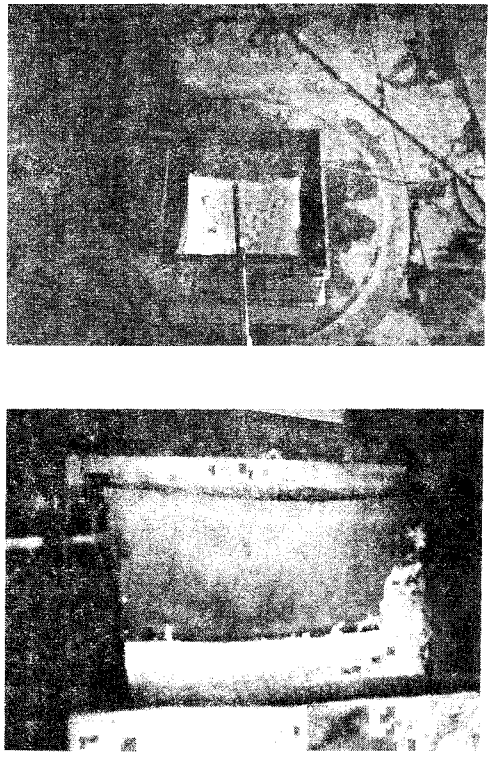

Photo. 2 Extinguishing behavior of a Light Water FC 200.

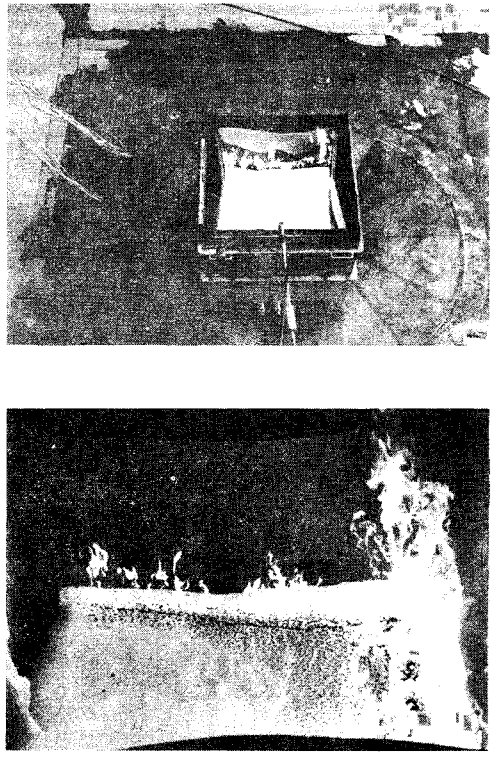

Photo. 3 Extinguishing behavior of a Fluoroprotein AER-O-WATER AFFF.

ク壁周辺，とくに泡放出口の対壁周辺の炎の制御に時間を費やしている。この経過は **Fig. 2(a), 3(a), 4(a)** で示されるフリーボードの温度変化とよく対応している。すなわち **Fig. 2(a), 3(a), 4(a)** によれば，消火開始後フリーボード上の各温度測定点，とくに**A, B, C** の温度変化はたんぱく泡の場合直線的に減少しているが，ライトウオーターとフルオルプロテエインの場合は放物線状に減少している。また**D**の温度変化を比較してみると，たんぱく泡はライトウオーターとフルオルプロテェインにくらべ，消火開始直後の温度低下の割合が小さいが，このことはたんぱく泡が対壁に到達する時間が遅いことを示している。なおライトウオーターとフルオルプロテエインの消火性能を比較した場合，消火実験時の観察によれば，ライトウオーターの泡層は全燃焼面をおおってはいるが，燃焼面中央の泡層の所々に周囲が炭化した穴があき，ここに残炎がのこり，またタンク周辺の壁面において間けつ的に火炎が走り，ことに泡放出口の対壁の火炎を消火することが困難であった（**Photo. 2**参照）。泡水溶液の全使用量183lを放出後，約12分経過して自然消火したが，このことはフリーボードとホットゾーンの自然冷却により，ライトウオーターの特徴である表面膜の形成がしやすくなったものと考えられる。一方，フルオルプロテエインの泡層はライトウオーターの様な炭化した穴やタンク壁周辺で間けつ的に火炎が走ることはないが，対壁に炭化した層が出来，この近くで残炎がいつまでも残った。（**Photo. 3**参照）しかし泡水溶液の全使用量227lを放出後も自然消火はおこらなかった。

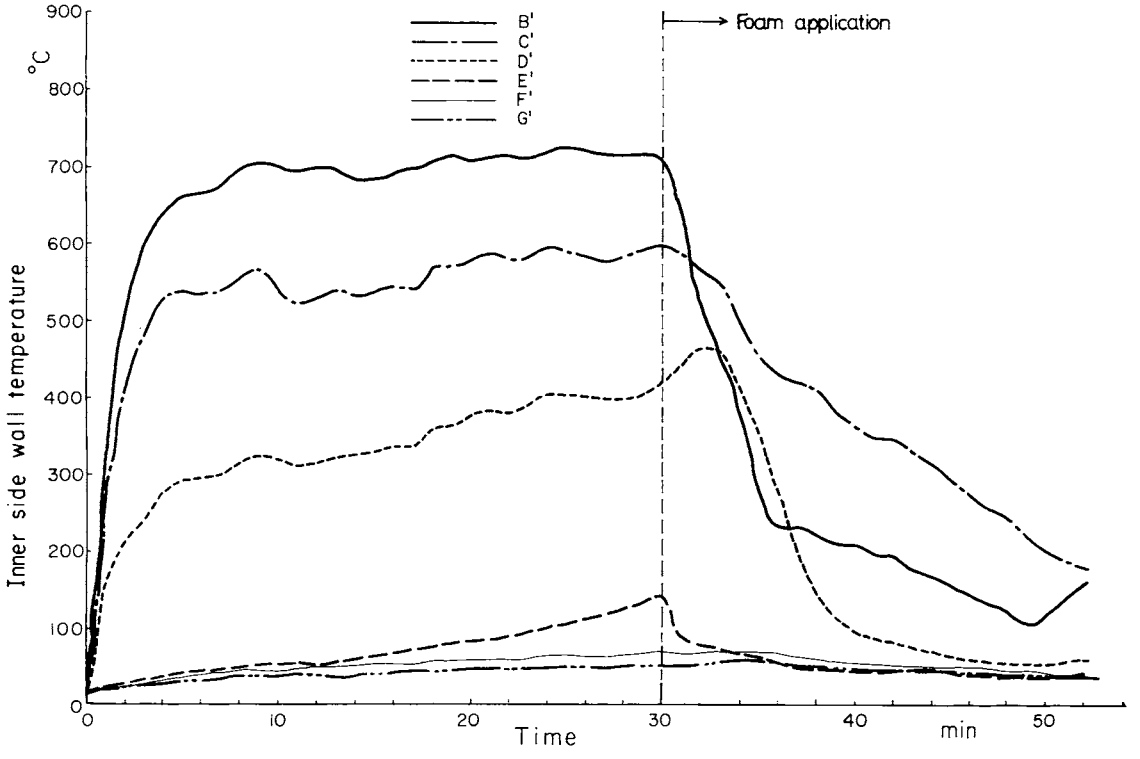

Fig. 3 (b). Temperature variation with time at various elevations of the inner sidewall equipped with the foam applicator.
Foam agent: Light Water FC-200.

このことはフルオルプロテエインに含まれている弗素系界面活性剤の濃度が低かったため，燃焼面上の表面膜の形成が十分ではなかったものと考えられる。また，フルオルプロテエイン泡水溶液はプレミックスにより濁りを生じたが，このこともフルオルプロテエインによる完全消火が出来なかった原因のひとつとして考えられるかも知れない。なお，この両者の消火観察経過はフリーボードの温度低下とよく対応している。たとえば消火性能を比較する基準に，消火開始直前のフリーボードの温度が半減するのに要する時間をとると，泡放出側の測定点B'における半減時間はライトウオーター，フルオルプロテエインの場合，それぞれ4分と1分30秒(**Fig. 3(b), 4(b)** 参照)，対壁の同位置の測定点Bではそれぞれ16分30秒と6分30秒となり（**Fig. 3(a), 4(a)** 参照），タンク壁周辺の火災をコントロールする能力はフルオルプロテェインのほうが約2.5倍よりすぐれていることがわかる。

3．3　ホットゾーンと消火時間

予燃時間が増加するにつれ，ガソリンのホットゾーン（70～80℃）の厚みも増加することが知られている。たとえばD.Hirdら[4]は，直径55cmと146cmのタンクと90オクタン・レギューラー・ガソリンを使用し，30分間予燃した結果，ホットゾーンの厚みは30分後30.5cmとなり，ホットゾーンの最終生成速度は1.25cm／minであると報告している。筆者らはホットゾーンの厚みがたんぱく泡の消火性能にどのような影響を及ぼしているかを調べるために，泡剤，泡液供給率，発泡率，

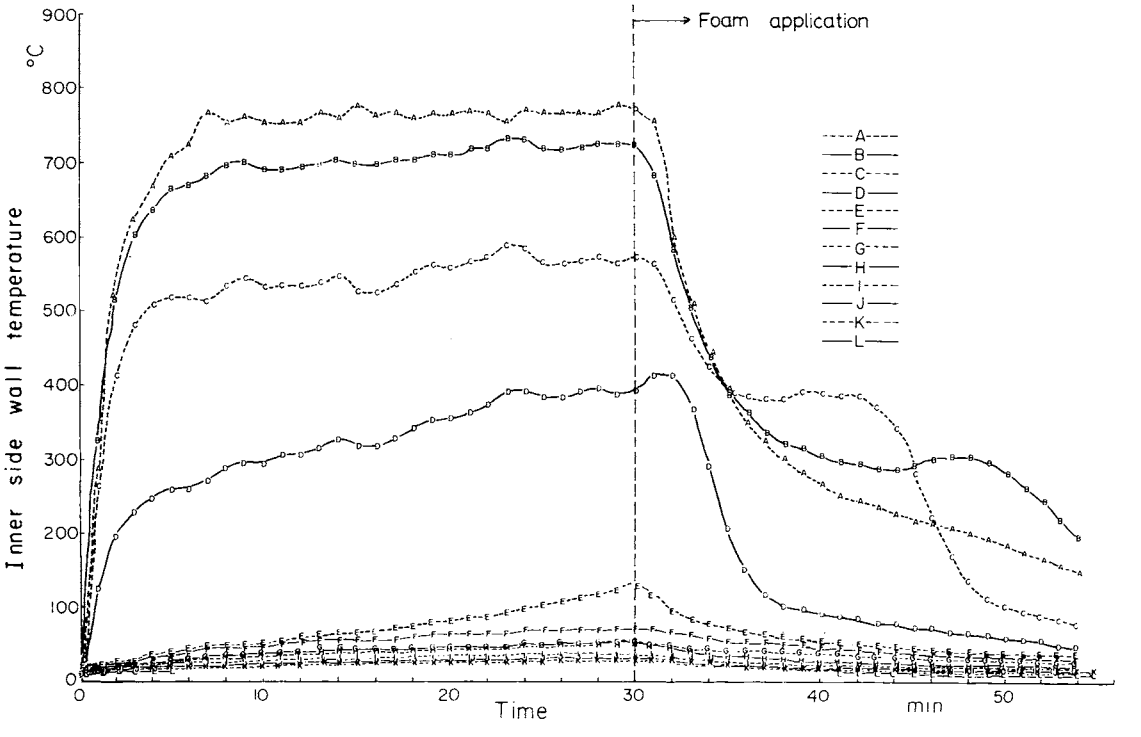

Fig. 4 (a). Temperature variation with time at various elevations of the inner sidewall opposite to the foam applicator.
Foam agent: Fluoroprotein AER-O-WATER AFFF

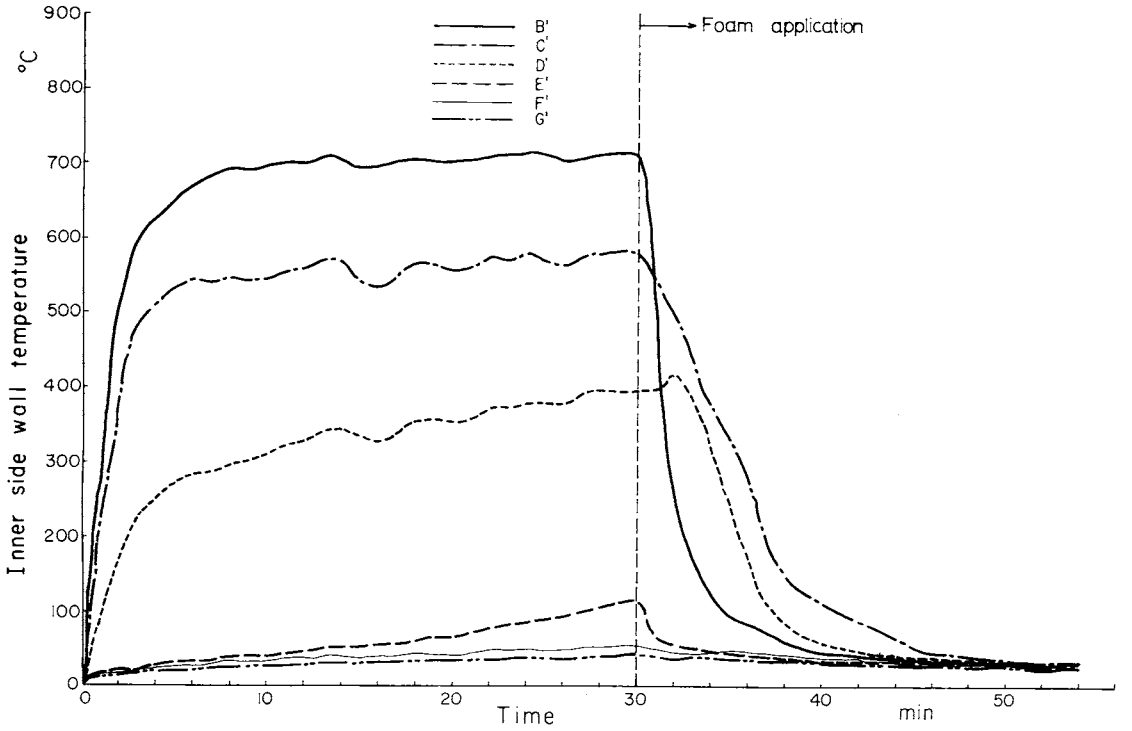

Fig. 4 (b). Temperature variation with time at various elevations of the inner sidewall equipped with the foam applicator.
Foam agent: Fluoroprotein AER-O-WATER AFFF.

Table 1 Details of the relative fire extinguishing ability and foaming properties of three foam agents

Type of foam	Concen-[1] tration of foam solution %(V/V)	Fuel used	Fuel depth[2] (amount)	Preburn time	Extinguishing ability: Properties of the foams: Expansion ratio	Properties of the foams: 25% drainage time	Application[3] rate: per unit time l/min	Application[3] rate: per unit time and area /pm m² (gpm ft²)	Extinguishing behavior	Extinguishing time	Burn-back[4] or not	Figures and Photo. to be refered
Protein-based foam	3%	86 Octane auto-gasoline containing alkyl lead	17.7 cm (400 l)	30 min	5.0	2'02"				7'50"	not	
			26.6 cm (600 l)							12'31"	not	Fig. 2(a),(b) Photo. 1
Light Water (FC 200)	6%		26.6 cm (600 l)		9.6	2'49"	9.80	4.40 (0.11)	Foam application stopped after 18 min 43 sec. Fire extinguished after 12 min.		Burnback	Fig. 3(a),(b) Photo. 2
Fluoroprotein (AER-O-WATER AFFF)	3%				5.1	1'48"			Foam application stopped after 23 min 8 sec. Fire not extinguished			Fig. 4(a),(b) Photo. 3

Remarks 1) The foam solution was premixed.
2) Gasoline is floated on water of 27.5 cm deep in the tank.
3) The small scale foam-generating nozzle was used, and the discharge pressure was 6.0 ± 0.1 kg/cm².
4) 15 min. after extinguishing of the fire, lighted toach was applied over the foam blanket.

予燃時間などをすべて同一条件にして，油層の厚み（ガソリン量）のみを変えて消火実験を行った。この結果を**Table. 1**に示す。**Table. 1**によるとガソリン層が厚い場合は薄い層にくらべ明らかに消火時間が長くなっている。このことはタンク壁の影響が同一の場合は，予燃時間が増加するにつれ，貯蔵油層の厚いタンクほど消火が困難になっていくことを示している。

3．4　消火方法と消火性能

D.Hirdら[4]は燃焼規模1.62m²，90オクタン・レギューラー・ガソリン636l（深さ43.2cm），泡液供給率2.86 l／min・m²，予燃時間30分で棒状の泡を燃焼面中央に直線的に打ちあてる方法によって消火実験を行っているが，この結果ライトウォーター，フルオルプロティインはいずれも5分以内で消火し，たんぱく泡消火剤は15分経過後も消火不能であったと報告している。しかしこれらの実験値は筆者らの行ったタンク壁面流下方式による消火実験結果と著しく相反している。すなわち**Table. 1**，**Photo. 1,2,3**で明らかなとおり消火時間，再燃試験とも優秀な性能を示したのはたんぱく泡消火剤のみであった。なおD.Hirdらの報告では燃焼容器の構造が明らかにされていないので，赤熱化したフリーボードによる消火泡への影響を比較することは出来ないが，このことを別にすれば，この著しい消火実験結果の相違は消火方法，すなわち，タンク壁面流下方式か，燃焼面打ちあて方式かの違いによるものと考えられる。いいかえれば，従来から言われているようにたんぱく泡は油による汚染に弱く，反対に表面膜形成によって消火する弗素系泡は赤熱されたタンク壁には弱いという結果をよく表わしている。

4．結　論

以上，のべて来たことを要約すると，次のようになる。

1．赤熱したタンク壁の影響で再燃の危険があり，同時に消火の確認が困難な大規模石油タンク火災用固定泡消火設備（タンク壁面流下方式）として単独で使える泡消火剤としては，現在のところ，たんぱく泡消火剤が最適である。

2．ライトウオーターとフルオルプロテェインはたんぱく泡消火剤にくらべ，泡の流動性はすぐれているが，これらを単独に用いて初期火災以後の大規模石油タンク火災を消火する場合，タンク壁面流下方式を用いることについては疑問があり，今後十分に検討する必要がある。なお，フルオルプロテェインはたんぱく泡消火剤やライトウオーターにくらべ，長時間にわたるプレミックスによってより消火性能が低下する傾向が見られた。

3．予燃時間の増加につれ，ホットゾーンの厚みとフリーボードの温度，とくに燃焼面近くのフリーボード温度は上昇し，これにともない泡消火も困難になった。

4．消火開始後のフリーボード，とくに泡放出口の反対側にあるフリーボードの温度の時間変化から消火の経過と確認を知ることが出来る。したがって，目視による消火の確認が困難な大規模タンクの壁面に熱電対を設置することは，消火を確認する上で有効な対策であると考えられる。

5．石油タンクの固定泡消火設備における泡溶液供給率はたんぱく泡消火剤の場合，4.0l／min・m²が国際的標準となっているが，予燃時間の増加にともなう泡消火の困難さを考えれば，大規模石油タンクに使用する場合にはこの数値よりもっと泡溶液供給率を高める必要がある。

6．大規模石油タンク火災に対する各種泡消火剤の消火能力を判定するには，直径数十m以上の巨大石油タンクを使って消火実験を行うのが理想的であるが，これには大量の煙による大気汚染や多くの費用と労力などがともなう。そこで，小規模油火災の消火実験によって消火能力を簡便に判定できる方法があれば望ましい。その方法としては燃焼条件をできるだけか酷にして，大規模タンク火災により近づけていくことが考えられる。このための対策としては，第1には油層を厚くし，最低27cm以上にすること，第2には予燃時間を長くし，最低30分以上にすること，第3にはタンク壁を高くし，とくに炎にさらされるフリーボードの長さは最低1m以上にすることなどがあげられる。

終りに，今回の実験にあたり有益な助言を与えられた新居六郎第2研究部長，また燃焼容器の設計と消火実験に協力いただいた当所宮田作，山下邦博，木村由喜夫各技官に厚く御礼申し上げます。

引 用 文 献

1) H.B.*Peterson*, et al., *NRL Report* 6573, 15 Aug. 1967

2) D.W.Fittes and P.Nash., *Fire* **61**, 170−171, 195 (1968)

3) D.N.Meldrum *Fire Journal* **66**, **No. 1**, 57 (1972)

4) D. Hird, et al., *Fire Technology* **6**, 5(1970)

Evaluation of Extinguishing Abilities of Fire-Fighting Foam Agents for Oil-Tank Fires

(Abstract)

By M. Hoshino and K. Hayashi

(Received December 16, 1974)

Presented in this report is an information about the abilities of a protein-based foam, Light Water FC-200, and a fluoroprotein foam known as AER-O-WATER AFFF for extinguishing gasoline fires in deep fuel layers with long preburn times in a steel tank. The tests were carried out indoors using a small scale steel tank, 1.50m square and 1.45m in height, with double-sidewalls equipped with thermocouples (see Fig. 1). This double-sidewall construction was to simulate the severe burning conditions of actual tank fires, i.e., the red-heated tank wall and the hot fuel layer etc.

The experimental procedure was as follows: at first the double-sidewall tank was filled with water to a depth of 27.5 cm, and then 400 or 600 *l* (17.7 or 26.6 cm deep) of 86 octane auto-gasoline containing alkyl lead was floated on the water. The foam agents were premixed to 3 or 6% (V/V) in water. The 3% or 6% foam solution contained in a 250 *l* air reservoir tank, was discharged at a pressure of 6.0 ±0.1 kg/cm^2, and then after 30-min preburn, foam having properties shown in Table 1 was applied gently to the burning surface using a foam-generating nozzle at a rate of 0.11 gpm/ft^2 (4.40 *l*pm/m^2) somewhat over the present recommended rates (0.10 gpm/ft^2) by NFPA No. 11, standard for regular protein-based foams, in this case foam application was simulated the type of application obtained with the fixed, top applicators prevalent at the time. About 15-min after the extinguishing of the fire, lighted torch was applied over the foam blanket. The extinguishing results obtained are shown in Table 1, Photos. 1, 2, 3. In order to obtain the relationship between both the flame and the heated sidewall effects to the flow of foam and extinguishing behaviors of three foam agents used in those tests, it was decided to measure the inner sidewall temperatures, especially free board temperatures of the inner sidewall.

The inner sidewall temperatures at 18 positions (see Fig. 1) were measured by thermocouples attached to the back-side of inner sidewall during 30-min preburn and additional foam application. These results are shown in Fig. 2(a), (b), 3(a), (b), 4(a), (b). In order to examine the influence that the depth of hot zone (70 – 80°C) might have on the extinguishing abilities of foam agents, extinguishing tests with 30-min preburn were made by using the same kind of a protein-based foam, when the depth of gasoline was 17.7 and 26.6 cm respectively. These results are shown Table 1.

The conclusion obtained from results of those tests may be summarized as follows.

(1) Where three foam agents used in those tests are applied gently to the burning surface using a fixed foam applicator, regular protein-based foam is only one agent that meets stringent sealability and burn back requirements for the protection of long preburning large scale gasolinetank fires having danger of reignition by heated sidewall and hot oil surface.

Light Water FC-200 and Fluoroprotein foam AER-O-WATER AFFF can seal up rapidly compared with protein-based foam, but they have poor resistance to burnback and also are less efficient for long preburning gasoline-tank fires.

(2) It may be considered that the fire extinguishing abilities of fluoroprotein foam (AER-O-WATER AFFF) under the premixed condition were greatly reduced compared with both protein-based foam and Light Water FC-200.

(3) It was found that as preburning time increased, the extinguishing abilities of foam agents were greatly effected by changes in the depth of hot zone (70 – 80°C) and the temperature of the free board, especially near the burning surface.

(4) It was found that the analysis of the free board temperatures obtained by thermocouples on the inner sidewall opposite to the fixed foam applicator gave the extinguishing behaviors and extinguishing time of foam agents, without visual observations.

(5) Under the severe burning condition in large scale gasoline-tank fires in deep fuel with long preburn times, the foam produced in fixed foam applicator was greatly affected by flame, highly heated sidewall and hot fuel layers. It is recommended that the application rate of protein-based foam should be required somewhat higher than the present recommended rate (0.1 gpm/ft^2) based on NFPA No. 11.

消防研究所報告

通巻 39 号

昭和50年3月31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）