

PROBLEMAS EN LOS ESTUDIOS DE VENTILACIÓN DE TÚNELES DE CARRETERA.

Luis Mochón. Ing. Industrial.

Julio Hernández. Dr. Ing. Industrial.

Antonio Crespo. Dr. Ing. Aeronáutico.

Enrique Alarcón. Dr. Ing. Caminos, Canales y Puertos.

Sociedad de Investigación, Estudios y Experimentación (SINEX, S.A.).

INDICE

1. INTRODUCCIÓN.
2. LA VENTILACIÓN LONGITUDINAL EN TÚNELES DE CARRETERA. TEMAS ESTUDIADOS.
 - 2.1. Situación de servicio.
 - 2.2. Situación accidental.
 - 2.3. Datos generales de los túneles de El Padrún.
3. DESCRIPCIÓN DEL MODELO NUMÉRICO.
 - 3.1. Modelo de combustión.
 - 3.2. Procedimiento computacional.
4. DESCRIPCIÓN DE LOS CASOS ESTUDIADOS.
5. COMBUSTIÓN.
 - 5.1. Túnel de sección cuadrada.
 - 5.2. Túnel de sección circular.
6. PÉRDIDAS LOCALIZADAS.
 - 6.1. Sobreexcavaciones.
 - 6.2. Carteles de señalización.
 - 6.3. Conclusiones.
7. AGRADECIMIENTOS.

8. REFERENCIAS.

9. APÉNDICE.

9.1. Propiedades del aire.

9.2. Modelos geométricos de combustión.

9.2.1. Túnel de sección cuadrada.

9.2.2. Túnel de sección circular.

9.3. Modelos geométricos de pérdidas localizadas.

9.4. Ecuaciones de comportamiento.

1.- INTRODUCCIÓN.

En España el esfuerzo para la articulación del territorio mediante vías de comunicación y transporte se ha visto incrementado enormemente en los últimos años.

En las nuevas carreteras las exigencias de confort y seguridad se reflejan en la menor dependencia que el trazado presenta respecto a la topografía del terreno lo que a su vez implica la multiplicación del número de obras de ingeniería civil como puentes y túneles.

Entre éstos últimos, por las mismas razones, se observa un incremento en el número de túneles con longitudes apreciables y por tanto incapaces de ser ventilados con tiro natural.

Quiere ello decir que se han multiplicado las instalaciones de ventilación forzada en túneles de carretera, lo que ha llevado a un mayor conocimiento de los sistemas empleados así como al planteamiento de algunas cuestiones sobre las que es preciso profundizar.

En España se dispone en este momento de amplia experiencia en instalaciones construidas con diferentes sistemas de ventilación: longitudinal, transversal, etc. pero debido probablemente al empleo de calzadas separadas para los diferentes sentidos de tráfico, se observa una tendencia creciente al uso del sistema longitudinal con aceleradores lo que, por otra parte, está en consonancia con lo que sucede en el resto del mundo.

La ventilación longitudinal tiene ventajas bien conocidas relativas a su flexibilidad y coste, incluso cuando es preciso recurrir a instalaciones intermedias de pozos auxiliares en túneles de gran longitud. Por otro lado presenta algunos problemas relativos tanto a su funcionamiento interior como a su relación con el exterior.

Entre éstos últimos cabe citar el impacto que túneles urbanos largos pueden tener en la contaminación ambiental. En efecto, puesto que la ventilación longitudinal arrastra los contaminantes a lo largo del tubo, el vertido en la boca de aguas abajo suele tener una contaminación superior a la permitida en ambientes urbanos. Es curioso observar cómo se ha movido la tendencia en los estudios de ventilación a discutir no ya los requisitos en el interior (ref. 1) sino la calidad exigible en el vertido o los procedimientos para mejorarla (ref. 2). En este sentido puede ser necesario recurrir al uso de chimeneas difusoras, (ref. 3) o métodos basados en la precipitación electrostática (ref. 4) donde se están proporcionando soluciones ingeniosas y prometedoras.

Un problema "exterior" de interés que se presenta cuando se dispone de poco espacio para separar las bocas es la recirculación entre túneles gemelos con diferentes sentidos de tráfico y ventilación. Así puede suceder que los vertidos contaminados procedentes de la salida de un tubo sean aspirados por el gemelo en lugar del aire limpio que se pretendía (ref. 5). En situaciones normales es un fenómeno raro pues el vertido se realiza en forma de chorro (figura 1.1) y la absorción mediante un sumidero por lo que el cortocircuito suele ser pequeño.

La situación se complica cuando la salida se realiza entre taludes altos o cuando sopla viento lateral o frontal que favorece la mezcla. En muchos casos se recurre a muros separados que son muy efectivos incluso con dimensiones moderadas.

En este artículo los temas tratados se refieren por el contrario a problemas relacionados con el flujo del aire en el interior del túnel.

Como es sabido los proyectos de ventilación en túneles deben contemplar al menos dos situaciones: el funcionamiento en servicio y la respuesta en emergencias, entre las que la más típica es la de incendio. Mientras que en la primera priman los requisitos de confort, en la segunda se trata de cuantificar la seguridad y, en especial, de establecer las estrategias que permitan en primer lugar salvar vidas y además minimizar el deterioro de las instalaciones.

Generalmente los índices que se manejan para el confort están relacionados con el contenido en monóxido de carbono y con la opacidad del aire. En ambos casos la ventilación forzada tiene como objetivo introducir la cantidad de aire limpio necesario para reducir las proporciones a niveles admisibles por los usuarios. Son requisitos que se refieren a escenarios con alta probabilidad de ocurrencia y para las que la instalación debe disponer de márgenes de seguridad holgados. Por otro lado la situación accidental se presenta con una frecuencia mucho más baja y los impulsores deben proyectarse para que sean capaces de dar los picos precisos para responder a la estrategia de ventilación que se haya planteado así como para funcionar en ambientes muy agresivos.

Es clásica la cita al fuego en el túnel Holland (N.Y) (ref. 6) donde la capa de aire fresco a ras de suelo permitió la huida de los pasajeros atrapados y la llegada de equipos de rescate.

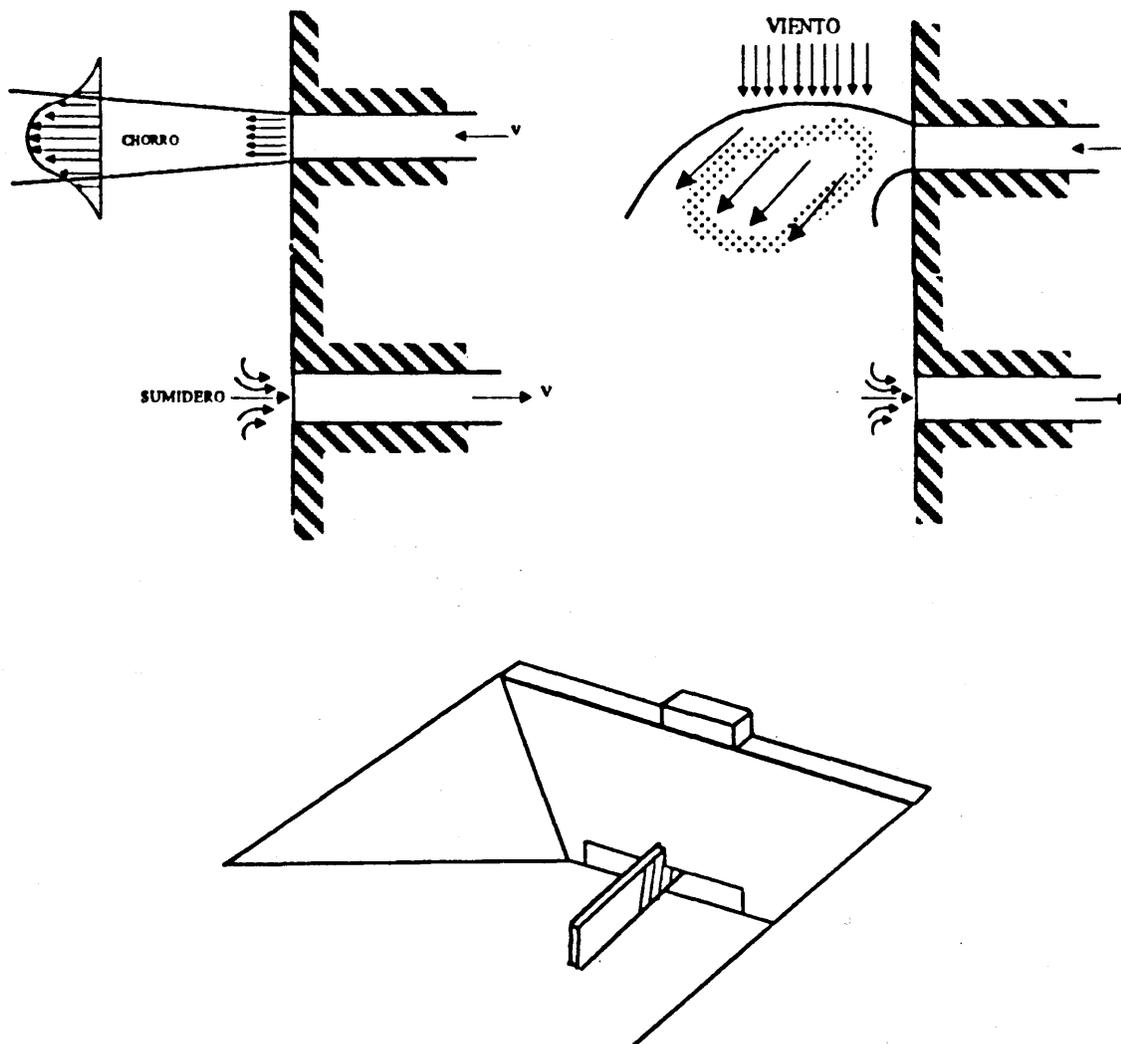


Figura 1.1.

El tema es de tal importancia que se ha incrementado el número de pruebas a escala real con objeto de familiarizar a los equipos de explotación y extinción con estas situaciones excepcionales (ref. 7) a la par que para observar y cuantificar los problemas reales.

En los túneles de El Padrún, la Demarcación de Carreteras del Estado de Asturias (MOPTMA) ha invertido un gran esfuerzo en los estudios de seguridad tanto en los aspectos estructurales como funcionales. Se han seguido en ambos casos los pasos tradicionales para el establecimiento de la auténtica experiencia ingenieril es decir la observación de fenómenos, su medición y su interpretación y síntesis

mediante modelos abstractos (refs. 8 y 9). En el tema concreto de la seguridad frente a situaciones accidentales se han realizado experimentos con un incendio real y con humos fríos y calientes que están descritos en la referencia 10.

En este artículo se presentan algunos de los modelos numéricos que, basándose en las enormes posibilidades que ofrecen los medios informáticos actuales, se han construido para identificar fenómenos observados en los experimentos y para estudiar cuestiones que se plantean durante la explotación o el proyecto y para las que todavía no se dispone de un cuerpo de doctrina bien establecido.

2.- LA VENTILACIÓN LONGITUDINAL EN TÚNELES DE CARRETERA. TEMAS ESTUDIADOS.

Cuando la longitud de los túneles no es muy corta o en casos con tráfico muy intenso el tiro natural que se establece entre las bocas por efecto de las diferencias de nivel, presión o temperatura así como por el efecto embolo del propio tráfico, puede no ser suficiente para diluir los contaminantes emitidos por los vehículos. En estos casos se impone una ventilación forzada cuyo objetivo es complementar el tiro natural para reducir la contaminación a niveles admisibles.

La ventilación longitudinal es especialmente adecuada para túneles unidireccionales pues permite aprovechar el propio empuje del tráfico reduciendo con ello las demandas de energía. Además tiene la posibilidad de ser modificada según las necesidades sin alterar la obra civil, lo que explica su competitividad y su creciente aceptación en la mayoría de los proyectos, incluidos los túneles muy largos donde chimeneas intermedias hacen que el sistema sea utilizable hasta distancias que hace unos años se reservaban a otros métodos.

El proyecto de los aceleradores se lleva a cabo basándose en dos situaciones: servicio en que, prácticamente, se dimensiona en régimen permanente y accidente donde tiene la mayor importancia el control del régimen transitorio.

2.1.- Situación de servicio.

Para la situación en servicio se acepta que los ventiladores se fijan de acuerdo con la ecuación global de equilibrio siguiente:

$$m \frac{dv_a}{dt} = F_x + F_p + F_e + F_{ac} \quad (2.1)$$

donde m masa del aire en el túnel

- V_a : velocidad media del aire del túnel
- F_r : fuerzas de resistencia por rozamiento
- F_p : fuerzas causadas por la diferencia de presión entre las bocas
- F_s : fuerzas de arrastre de los vehículos, o efecto émbolo
- F_a : empuje de los aceleradores instalados.

A su vez, cada una de las fuerzas que intervienen en el segundo miembro de (1) pueden describirse como sigue

$$F_r = - \left(\alpha + \beta + \xi + \frac{\lambda L}{D} \right) \frac{1}{2} \rho V_a | V_a | A \quad (2.2)$$

- siendo
- A : área de la sección
 - α : coeficiente de pérdida de carga en la boca de entrada
 - β : coeficiente de pérdida de carga en la boca de salida
 - ξ : coeficiente de pérdida de carga en el interior del túnel por cambios de sección (aparcamientos, refugios, sobreexcavaciones, señales indicadoras, etc)
 - λ : coeficiente de pérdida de carga por rugosidad
 - L : longitud del túnel
 - D : diámetro hidráulico de la sección

Por diferencia de presión entre bocas se tiene

$$F_p = A (P_1 - P_2) \quad (2.3)$$

donde P_1 y P_2 presiones a la entrada y salida del túnel respectivamente

El efecto émbolo provocado por los esfuerzos de arrastre de los vehículos es

$$F_e = \frac{1}{2} \rho \sum_j C_x^j A_j n_j (V_v^j - V_a) | V_v^j - V_a | \quad (2.4)$$

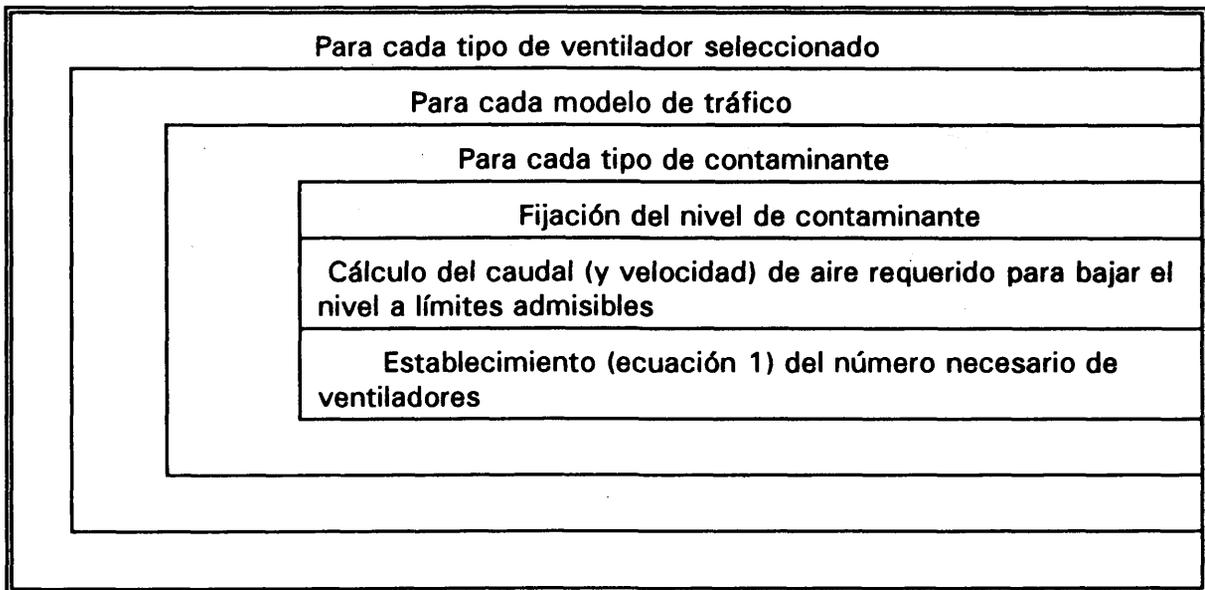
- donde
- ρ : densidad del aire
 - j : cierto tipo de vehículos
 - C_x^j : coeficiente de arrastre del vehículo tipo j
 - A_j : área proyectada del vehículo tipo j
 - n_j : número de vehículos de tipo j que se encuentran circulando por el túnel
 - V_v^j : velocidad de los vehículos tipo j

Finalmente el empuje de los aceleradores instalados se expresa mediante

$$\begin{aligned} F_{ac} &= n_{ac} K \rho A_{ac} V_{ac} (V_{ac} - V_a) & n_{ac} &\geq 0 \\ F_{ac} &= -n_{ac} K \rho A_{ac} V_{ac} (V_{ac} + V_a) & n_{ac} &< 0 \end{aligned} \quad (2.5)$$

- n_{ac} : número de aceleradores en funcionamiento (los números negativos indican funcionamiento invertido)
- K : coeficiente de elevación de presión por los aceleradores cuando están instalados en el túnel.
- A_{ac} : área del chorro de descarga del acelerador
- V_{ac} : velocidad absoluta del chorro

Como puede observarse para el cálculo de (4) se precisa el establecimiento de un modelo de tráfico que permita simular de forma realista la presencia de diferentes tipos de vehículos (gran tonelaje, berlinas, camionetas, etc) así como su velocidad y el correspondiente sistema de control con los ventiladores que deben estar funcionando en cada momento. El dimensionamiento trata de obtener la solución más económica dentro del siguiente esquema de cálculo.



Un método de Montecarlo de este estilo permite establecer consideraciones probabilistas sobre los márgenes de seguridad del proyecto aunque sería deseable el estudio de las posibilidades de aplicación de los llamados sistemas de fiabilidad de nivel II que tan buenos resultados están dando en los problemas estructurales (ref. 11).

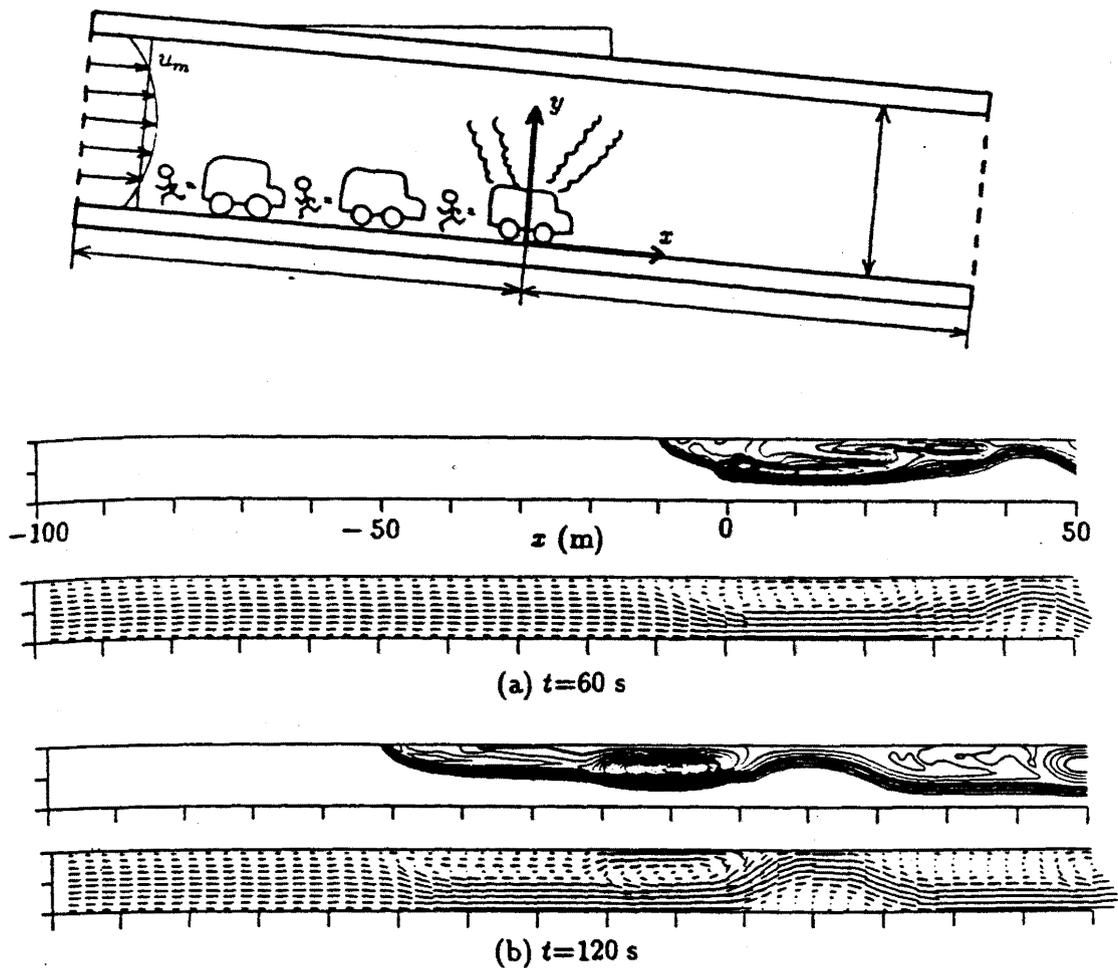
En relación con los temas anteriores en este trabajo tan sólo se presentan algunos estudios relacionados con el parámetro ξ (ec. 2.2) en particular los relativos a las pérdidas de carga provocadas por los carteles de señales así como a la posibilidad de incluir en la definición de λ los efectos debidos a sobreexcavaciones. Este último tema es del mayor interés debido a algunas tendencias que se aprecian relativas a no utilizar revestimiento en los túneles construidos con el método austriaco. En estas condiciones y debido a las irregularidades en el proceso de perforación y a la propia resistencia variable de diferentes tipos de terreno, se producen sobreexcavaciones concentradas que influyen en el flujo de aire provocando recirculaciones y, en definitiva, aumentando la rugosidad del conducto.

2.2.- Situación accidental.

Cuando se produce un incendio la única posibilidad de control de la situación se tiene a través del manejo de los aceleradores de ventilación.

El problema más importante proviene de los humos que, si la ventilación es débil, pueden extenderse aguas arriba favorecidos quizá por la pendiente de la calzada (figura 2.1).

Para evitar su influencia, tan pronto como se detecta la avería, la señalización



Según Kawabata.
Figura 2.1.

detiene el tráfico desde aguas arriba mientras una ventilación adecuada impide la progresión de los humos en esa dirección y los impulsa aguas abajo a un ritmo adecuado para permitir la salida de los vehículos colocados por delante.

Si el fuego se produce en las proximidades de la boca de entrada puede ser interesante un proceso recíproco basado en la reversibilidad de los aceleradores y en el acceso inmediato de los peatones a la boca de salida.

En cualquier caso el objetivo primario es el rescate de las personas y la posibilidad de permitir la llegada de los servicios de extinción desde el lado no contaminado.

Los servicios de explotación deben disponer pues de un adecuado sistema de control de la ventilación adaptado a las características particulares de cada túnel

aunque no existan todavía directrices admitidas generalmente.

En este trabajo se han incluido diferentes estudios del régimen transitorio que se establece en los procesos de soplado habiéndose analizado especialmente la velocidad a la que avanza el contaminante, los tiempos de salida, los flujos secundarios transversales o el efecto distinto que produce encender ventiladores que soplen o aspiren los gases a mayor o menor distancia.

Se pretende con ello contribuir a la clarificación de los diversos fenómenos que se pueden presentar según las decisiones adoptadas.

2.3.- Datos generales de los túneles de El Padrún.

El estudio realizado ha tomado como base las características generales de los túneles de El Padrún. La figura 2.2 muestra una sección transversal típica. En el Apéndice 1 se encuentran datos concretos sobre sus características.

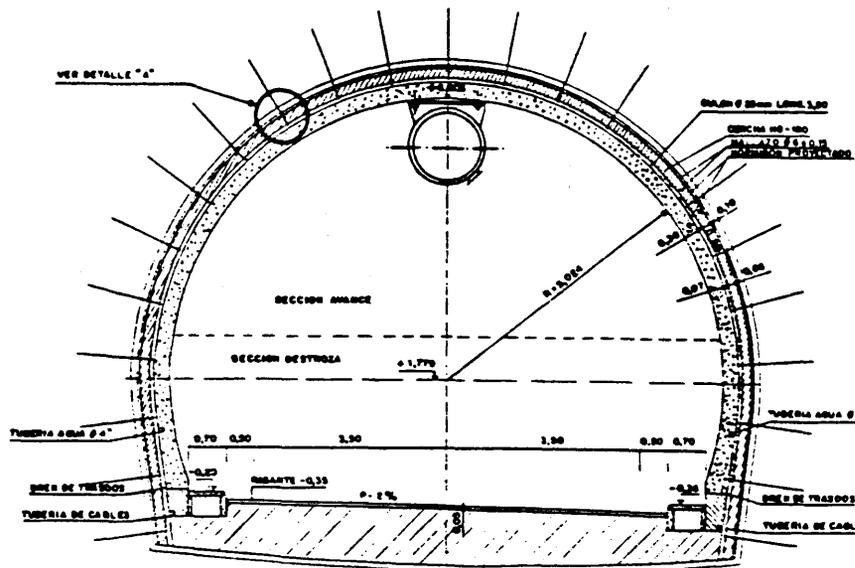


Figura 2.2.

3.- DESCRIPCIÓN DEL MODELO NUMÉRICO.

El flujo en el túnel se supone descrito por las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento, energía, energía cinética turbulenta y ritmo de disipación de la energía cinética turbulenta, utilizándose el modelo de cierre k- ϵ

(Launder y Spalding, 1972). Para tratar la combustión se hace la hipótesis de velocidad de reacción infinitamente rápida, que permite calcular las concentraciones de oxígeno, combustible y productos como funciones de la fracción másica de un elemento inerte que tiene concentración unidad cuando hay sólo combustible y concentración cero cuando la concentración de combustible es nula. Dicho elemento inerte se denomina fracción de mezcla, ξ , y para describir su comportamiento se precisa añadir una ecuación más al sistema. Si las pérdidas de calor por radiación se consideran como una fracción fija del calor de combustión, la temperatura también resulta una función de la fracción de mezcla y no es necesario resolver la ecuación de la energía. Si se tiene en cuenta que el proceso es turbulento, al no ser lineales las relaciones entre las concentraciones y la temperatura con la fracción de mezcla, sería necesario calcular la función de densidad de probabilidad (pdf) de ξ para tener en cuenta la influencia de las fluctuaciones turbulentas de dicha variable (Bilger, 1980). Para obtener dicha pdf se suele suponer que tiene una forma predeterminada y que depende de dos parámetros: su valor medio y su varianza, que se designa con g , razón por la que al método se le suele denominar $k-\epsilon-g$.

Las ecuaciones de conservación promediadas en el tiempo mediante un procedimiento de tipo Favre (promediado ponderado con la masa) tienen la siguiente forma general:

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{\phi})}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{\mathbf{v}}\tilde{\phi} - \tilde{\Gamma}_{\phi}) = S_{\phi} \quad (3.1)$$

donde $\tilde{\phi}$ es una variable dependiente genérica, $\tilde{\mathbf{v}}$ es el vector velocidad, $\bar{\rho}$ es la densidad, $\tilde{\Gamma}_{\phi}$ es el vector flujo de difusión y S_{ϕ} es el término fuente. La tilde indica promediado de tipo Favre, y la barra promediado convencional en el tiempo.

$\tilde{\phi}$ es igual a uno en la ecuación de conservación de la masa, es igual a cada una de las componentes del vector velocidad en las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento, igual a la entalpía en la de conservación de la energía, y a k , ϵ , ξ , y g en cada una de las respectivas ecuaciones de conservación. En el problema resuelto, se ha hecho una simplificación, de manera que no es necesario resolver las ecuaciones de la energía ni la de g . Las ecuaciones de conservación de masa y cantidad de movimiento se acoplan a través de la variable presión.

Cuando ϕ es un escalar el término de difusión se puede expresar de la forma siguiente:

$$\tilde{\Gamma}_{\phi} = \frac{\tilde{\mathbf{v}}}{\sigma_{\phi}} \nabla \phi \quad (3.2)$$

donde $\bar{\nu}_T$ es la viscosidad cinemática turbulenta, y σ_ϕ el número de Prandtl turbulento de la variable ϕ , para el que se toman los valores usuales en la literatura. Para las componentes de la velocidad hay términos adicionales.

Los términos fuente incluyen:

* gradientes de presión y efectos de flotación en la ecuación de conservación de cantidad de movimiento.

* producción y disipación de k y ϵ , que se tratan en la forma usual en que aparecen en la literatura, con los coeficientes correspondientes.

La viscosidad cinemática turbulenta se obtiene mediante

$$\bar{\nu}_T = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.2)$$

donde $C_\mu = 0,09$.

Se supone que se puede aplicar la ley de los gases perfectos.

El sistema completo de ecuaciones puede verse en el Apéndice. En ellas se han retenido los términos de difusión en dirección axial, por lo que el modelo matemático es de carácter elíptico y permite modelizar las zonas de recirculación que pueden aparecer debido a la presencia de cavidades y funcionamiento del sistema de ventilación en régimen transitorio.

Se han empleado las condiciones de contorno que se describen a continuación. En las paredes del túnel y de la cavidad se ha utilizado una ley de la pared correspondiente a flujo turbulento. En la sección de salida se ha fijado una presión igual a la presión ambiente y se han supuesto nulas las derivadas en dirección axial de todas las magnitudes fluidas. En la sección de entrada al túnel se ha supuesto, en el caso de ventilación forzada mediante los ventiladores, que se cumple la ecuación de Bernoulli entre el exterior del túnel y la sección de entrada (el flujo másico entrante depende de la raíz cuadrada de la diferencia de presiones entre el exterior del túnel y la sección de entrada), y, en el caso de ventilación natural, se ha fijado un valor de la presión que da lugar al flujo másico de aire requerido a través del túnel. Para el estudio de pérdidas de carga debidas a cavidades en la paredes del túnel, se ha supuesto un flujo convectivo entrante al tramo de túnel considerado cuyas propiedades tienen distribuciones correspondientes a un flujo plenamente desarrollado. Estas distribuciones se han obtenido previamente resolviendo el modelo en un túnel suficientemente largo, con condiciones de contorno uniformes en la sección de entrada e iguales a las anteriormente descritas en el resto del contorno. Los ventiladores se han simulado con términos fuente en la ecuación de conservación de cantidad de movimiento en dirección longitudinal.

3.1.- Modelo de Combustión.

Se supone que hay una reacción global irreversible de un sólo paso de la forma:



Se supone que la reacción es infinitamente rápida, y que las difusividades moleculares para todas las especies son iguales.

Para $\xi > \xi_s$, donde ξ_s es el valor estequiométrico de la fracción de mezcla, la fracción másica de combustible es

$$\tilde{Y}_F = \frac{\tilde{\xi} - \xi_s}{1 - \xi_s} \quad (3.4)$$

y para $\xi < \xi_s$,

$$\tilde{Y}_F = 0 \quad (3.5)$$

Las relaciones anteriores sólo se podrían aplicar a valores instantáneos, pero aquí se han extendido a los valores medios, considerando que el efecto de no mezcla debido a las fluctuaciones turbulentas es pequeño o al menos de un efecto menor que el de otras incertidumbres que aparecen en el problema.

Para el oxígeno y productos,

$$\tilde{Y}_O = (r\tilde{Y}_f + \tilde{Y}_{Oa}) - \tilde{\xi}(r + \tilde{Y}_{Oa}) \quad (3.6)$$

$$\tilde{Y}_p = (r+1)(\tilde{\xi} - \tilde{Y}_F) \quad (3.7)$$

donde el subíndice a indica condiciones ambiente. Para un hidrocarburo de composición C_nH_m los productos son principalmente CO_2 y H_2O :

$$\tilde{Y}(CO_2) = 44(\tilde{\xi} - \tilde{Y}_F) \frac{n}{12n+m} \quad (3.8)$$

$$\tilde{Y}(H_2O) = 9(\tilde{\xi} - \tilde{Y}_F) \frac{m}{12n+m} \quad (3.9)$$

Cuando aparecen otros productos, tales como el CO, sus fracciones másicas se pueden poner en algún caso de la forma,

$$\tilde{Y}_i = v_i(\tilde{\xi} - \tilde{Y}_F), \sum v_i = 1 + r \quad (3.10)$$

donde v_i se puede suponer constante, debiéndose cumplir que la suma total corresponda al valor indicado. En cualquier caso, las concentraciones de los productos que no sean CO₂ y H₂O serán pequeñas, con lo que las ecuaciones anteriores no se verían afectadas de forma significativa.

Para calcular el campo de temperaturas se hace la suposición de que el calor que pierde la llama por radiación es de manera uniforme una fracción del calor de combustión, de forma que la entalpía total h es también un escalar que se conserva. Suponiendo iguales difusividades moleculares para las diferentes especies y para el calor ($Le = 1$), la entalpía se relacionaría con la fracción de mezcla mediante la ecuación siguiente

$$\tilde{\xi} = \frac{h - h_a}{\tilde{h}_1 - h_a} \quad (3.11)$$

donde el subíndice 1 se refiere al combustible puro en forma gaseosa, una vez que éste se haya volatilizado o pirolizado. En un incendio es difícil prever el tipo de combustible que lo origina, pero en principio vamos a suponer que su entalpía se puede expresar de la forma:

$$\tilde{h} = c_p T + Q \tilde{Y}_F \quad (3.12)$$

donde Q es el calor de combustión por unidad de masa de combustible, habiéndosele abstraído el calor perdido por radiación. Utilizando las relaciones anteriores es fácil demostrar que el campo de temperaturas es una función de ξ de la forma siguiente:

Para $\xi < \xi$

$$\tilde{T} = T_a + \frac{\tilde{\xi}}{\xi_s} (T_f - T_a) \quad (3.13)$$

Para $\xi > \xi_s$,

$$\tilde{T} = T_1 + \frac{1 - \tilde{\xi}}{1 - \xi_s} (T_f - T_1) \quad (3.14)$$

donde T_f es la temperatura adiabática de combustión,

$$T_f = \xi_s \left(T_1 + \frac{Q}{c_p} - T_a \right) + T_a \quad (3.15)$$

En nuestro caso es difícil evaluar tanto T_f como T_1 dada la gran incertidumbre sobre los distintos tipos de combustibles como de sus temperaturas de evaporación o pirolización, así como la estimación de la fracción que se pierde por radiación, y el efecto de no-mezcla asociado a la turbulencia. Por analogía con casos similares se ha tomado lo siguiente para un incendio típico de un vehículo:

Para $\xi < \xi_s$,

$$\tilde{T} = T_a + \frac{\tilde{\xi}}{\xi_s} (1400 - T_a) \quad (3.16)$$

Para $\xi > \xi_s$,

$$\tilde{T} = 1400 \quad (3.17)$$

con $\xi_s = 0,07$ y T en K. Se ha supuesto que la temperatura de pirolización o evaporación es la misma que la de combustión.

3.2.- Procedimiento computacional.

Para resolver el modelo planteado se ha utilizado el código numérico de propósito general PHOENICS (Spalding, 1989). Las ecuaciones de conservación se discretizan utilizando un método de volúmenes finitos, y un esquema de tipo híbrido (upwind/diferencias centrales) para los términos convectivos. El acoplamiento entre las ecuaciones de conservación de la masa y de cantidad de movimiento se trata mediante el algoritmo SIMPLEST, que es una versión modificada del algoritmo SIMPLE desarrollado por Patankar y Spalding (1972).

4.- DESCRIPCIÓN DE LOS CASOS ESTUDIADOS.

Para conocer la influencia por separado de los diversos factores que intervienen en el fenómeno de la ventilación de túneles, se ha estudiado una variedad de casos que de forma esquemática se recogen en las Tablas 1 y 2.

En la Tabla 1 aparecen los casos bajo la perspectiva de estudio del contaminante. Se contemplan, entre otros, los efectos que sobre su distribución y sobre la velocidad media de circulación tiene la ventilación natural frente a distintas posibilidades de puesta en funcionamiento de los ventiladores. También se analiza la influencia sobre tales factores de la presencia de obstáculos fijos (señales luminosas, carteles, etc).

Tabla 1. Combustión

Caso n°	Descripción	Objetivo	Conclusiones
0	Túnel de sección cuadrada. $R_h = 2,5m$ $L = 362m$ $v = 2,1m/s$ $R_o = 1,2 \cdot 10^6$	Puesta a punto de los parámetros del modelo, y comparación regímenes permanente y transitorio.	Fijación de intervalos de integración y observación de principales fenómenos en dirección longitudinal.
1	Túnel de sección circular. $\Delta p = 4Pa$ $R_h = 1,9m$ $L = 362m$ $R_o = 6,3 \cdot 10^5$	Establecer un modelo de referencia para el resto de los casos más complejos.	$G_o = 85,52kg/s$
2	V1, V2, V3, V4 $R_o = 2,7 \cdot 10^6$	Efecto de la ventilación forzada sobre los perfiles de velocidad longitudinal y transversal y sobre la velocidad media del aire. Estudio del período transitorio de desarrollo del perfil de velocidades.	$G_o/G_o = 4,38$ Recirculación transitoria inversa del flujo bajo cada ventilador.
3	Δp CONTAMINANTE $R_o = 4,5 \cdot 10^5$	Influencia de la ventilación natural sobre la distribución del contaminante. Estudio del período transitorio de difusión del contaminante.	$G_o/G_o = 0,720$ Retroceso parcial de la columna del contaminante hacia la entrada del túnel. Fuerte estratificación del contaminante en el tramo de salida.
4	V1, V2, V3, V4 CONTAMINANTE $R_o = 2,6 \cdot 10^6$	Efecto de la ventilación forzada sobre la distribución del contaminante y sobre la velocidad media del aire. Estudio del período transitorio de difusión del contaminante.	$G_o/G_o = 4,200$ Zona de baja concentración de contaminante tras el área de combustión (área de salvaguarda).

5	V2, V3 CONTAMINANTE $R_s = 1,8 \cdot 10^9$	Influencia sobre la distribución del contaminante y sobre la velocidad media del aire de la ventilación forzada parcial aguas abajo y aguas arriba en la zona más próxima a la de combustión. Estudio del período transitorio de difusión del contaminante.	$Ge/G_o = 2,934$ Existe área de salvaguarda.
6	V1, V2 CONTAMINANTE $R_s = 1,9 \cdot 10^9$	Influencia de la ventilación total aguas arriba de la zona de combustión, sobre la distribución del contaminante y sobre la velocidad media del aire. Estudio del período transitorio de difusión del contaminante.	$Ge/G_o = 2,959$ El penacho de contaminante se inclina fuertemente hacia aguas abajo. La distribución del contaminante es muy homogénea en su avance hacia la boca de salida.
7	V3, V4 CONTAMINANTE $R_s = 1,9 \cdot 10^9$	Influencia de la ventilación total aguas abajo de la zona de combustión, sobre la distribución del contaminante y sobre la velocidad media del aire. Estudio del período transitorio de difusión del contaminante.	$Ge/G_o = 3,018$ El penacho de contaminante se inclina ligeramente hacia aguas abajo. Los ventiladores elevan el chorro del contaminante, efecto que es más acusado en el primer ventilador. Existe área de salvaguarda.
8	Δp C1 CONTAMINANTE $R_s = 4,5 \cdot 10^5$	Influencia de los carteles aguas arriba de la zona de combustión sobre la distribución global del contaminante. Estudio del período transitorio de difusión del contaminante.	$Ge/G_o = 0,719$ El cartel prácticamente no modifica la distribución global del contaminante, pero crea un efecto local de recirculación en su cara posterior.
9	V3, V4 C1 CONTAMINANTE $R_s = 1,9 \cdot 10^9$	Idem Caso n° 8 en presencia de ventilación forzada total aguas abajo de la zona de combustión.	$Ge/G_o = 3,006$ El cartel prácticamente no modifica la distribución global del contaminante, pero crea un efecto local de recirculación mayor que con ventilación natural, puesto que ahora la velocidad media del aire en el túnel es bastante mayor. Existe área de salvaguarda.
10	Δp C2 CONTAMINANTE $R_s = 4,4 \cdot 10^5$	Influencia de los carteles aguas abajo de la zona de combustión sobre las distribuciones global y local del contaminante. Estudio del período transitorio de difusión del contaminante.	$Ge/G_o = 0,713$ El cartel prácticamente no altera la distribución del contaminante. Localmente da lugar a una ligera recirculación de los humos en su cara posterior.

11	V3, V4 C2 CONTAMINANTE $R_s = 1,8 \cdot 10^6$	Efecto sobre la distribución del contaminante y sobre la velocidad media del aire, de los carteles aguas abajo de la zona de combustión bajo la influencia de la ventilación forzada total también agua abajo. Evolución temporal de la distribución del contaminante.	$Ge/G_o = 2,966$ El cartel, a pesar de estar inmerso en la zona contaminada y con altas velocidades del aire, prácticamente no altera la distribución global del contaminante. Localmente sí da lugar a una recirculación de humos más significativa que con ventilación natural. Existe área de salvaguarda.
12	V1, V2, V3, V4 C2 CONTAMINANTE $R_s = 2,6 \cdot 10^6$	Idem Caso n° 11 pero con ventilación forzada total del túnel, tanto aguas arriba como aguas abajo de la zona de combustión. Evolución temporal de la distribución del contaminante.	$Ge/G_o = 4,158$ Incluso con las más altas velocidades de circulación del aire, el cartel prácticamente no altera la distribución global del contaminante. Localmente da lugar a una mayor recirculación de humos. Existe área de salvaguarda.

Siendo: Δp : diferencia de presiones entre las bocas del túnel
 V_i : activado ventilador i
 C : obstáculo plano perpendicular al flujo
CONTAMINANTE: presencia del contaminante
 G_o : gasto de aire, en kg/s, puesto en circulación en el Caso n° 1
 G_s : gasto de aire, en kg/s, en la boca de entrada

Tabla 1. Pérdidas localizadas

La Tabla 2 resume los casos de estudio en que se pone de manifiesto la influencia de las sobreexcavaciones de gran tamaño y de los obstáculos fijos, sobre el coeficiente total de pérdidas de carga. También se analiza la existencia de recirculación de flujo localizada en tales elementos.

Tabla 2

Caso n°	Descripción	Objetivo	Conclusiones
13	Cavidad circular axilsimétrica en túnel circular de 10 m de diámetro. Longitud de la cavidad $L_c = 1,5m$. $R_s = 500$	Estudio de la recirculación del flujo en el interior de la cavidad.	Existe recirculación para alturas relativas de la cavidad desde $b/l = 0,17$.

14	<p>Cavidad rectangular axilsimétrica en túnel circular de 10 m de diámetro. Longitud de la cavidad $L_c = 1,5m$.</p> <p>Rugosidad relativa de la pared: $K/D = 0,02$ $R_s = 1,33 \cdot 10^6$</p>	<p>Estudio de la recirculación del flujo en una cavidad con ángulos rectos de entrada y de salida.</p>	<p>La recirculación es muy precoz, apreciándose desde alturas relativas de $b/l = 0,07$. Las aristas vivas inducen rápidamente la recirculación del flujo en la cavidad.</p>
15	<p>Cavidad rectangular axilsimétrica en túnel circular de 10 m de diámetro. Longitud de la cavidad $L_c = 1,5m$.</p> <p>Rugosidad relativa de la pared: $K/D = 0,02$ $R_s = 1,33 \cdot 10^6$</p>	<p>Pérdida de carga localizada en una cavidad de gran tamaño.</p> <p>El análisis se realiza en función de la profundidad de la cavidad.</p>	<p>Máximo coeficiente de pérdida de carga local $k = 0,01$, para una profundidad relativa de la cavidad de $b/l = 0,2$. La pérdida de carga localizada por una cavidad representa el 0,2% de la pérdida primaria total del túnel.</p>
16	<p>Cavidad rectangular axilsimétrica en túnel circular de 10 m de diámetro. Profundidad relativa de la cavidad $b/D = 0,05$.</p> <p>Rugosidad relativa de la pared: $K/D = 0,02$ $R_s = 1,33 \cdot 10^6$</p>	<p>Pérdida de carga localizada en una cavidad de gran tamaño.</p> <p>El análisis se realiza en función de la longitud de la cavidad.</p>	<p>Máximo coeficiente de pérdida de carga local $k = 0,021$, para la máxima longitud característica de cavidad estudiada; $L_c/D = 0,3$.</p>
17	<p>Δp C1 CONTAMINANTE $R_s = 4,5 \cdot 10^5$</p>	<p>Pérdida de carga localizada en un cartel situado aguas arriba del contaminante, para bajas velocidades del aire (convección natural).</p>	<p>Coficiente de pérdida de carga local poco significativo, el gasto de aire de ventilación prácticamente no se ve reducido.</p> <p>$G_s/G_{s3} = 0,999$</p>
18	<p>Δp C2 CONTAMINANTE $R_s = 4,4 \cdot 10^5$</p>	<p>Idem caso anterior con cartel situado aguas abajo de la zona de emisión del contaminante.</p>	<p>Coficiente de pérdida de carga local poco significativo, el gasto de aire de ventilación prácticamente no se ve reducido.</p> <p>$G_s/G_{s3} = 0,990$.</p> <p>Con bajas velocidades de flujo, la situación del cartel no afecta prácticamente al valor de la pérdida de carga localizada. Tampoco es significativa la situación del cartel.</p>

19	V3, V4 C1 CONTAMINANTE $R_s = 1,9 \cdot 10^6$	Pérdida de carga localizada en un cartel situado aguas arriba del contaminante, con ventilación forzada aguas abajo.	Coficiente de pérdida de carga local poco significativo, el gasto de aire de ventilación prácticamente no se ve reducido. $G_s/G_{s7} = 0,996$
20	V3, V4 C2 CONTAMINANTE $R_s = 1,9 \cdot 10^6$	Idem caso anterior con cartel situado aguas abajo de la zona de emisión del contaminante.	Coficiente de pérdida de carga local poco significativo, el gasto de aire de ventilación prácticamente no se ve reducido. $G_s/G_{s7} = 0,982$ Tampoco con velocidades medias de flujo, se aprecia una influencia significativa sobre el coeficiente de pérdida de carga local, la reducción del caudal de ventilación es mínima.
21	V1, V2, V3, V4 C2 CONTAMINANTE $R_s = 1,9 \cdot 10^6$	Pérdida de carga localizada en un cartel situado aguas abajo del contaminante con altas velocidad del aire por ventilación forzada total del túnel.	Coficiente de pérdida de carga local poco significativo, el gasto de aire de ventilación prácticamente no se ve reducido. $G_s/G_{s4} = 0,990$ Sólo con carteles de grandes dimensiones (reducción del área del túnel del 13%), el gasto de ventilación se reduce en un 4%.

5.- COMBUSTIÓN.

En esta sección se estudian algunos aspectos relacionados con la situación de accidente, caracterizada por la presencia de combustión abierta, la cual se comporta como fuente térmica de alta temperatura y como fuente de contaminante.

Inicialmente se describe un modelo de geometría sencilla, empleado para el ajuste de los parámetros de un modelo más complejo sobre el que se realiza un estudio de comportamiento exhaustivo, y del se extraerán las conclusiones más significativas del presente trabajo. El modelo de geometría sencilla será llamado túnel

de sección cuadrada y el modelo definitivo túnel de sección circular. Ambos son tridimensionales y presentan simetría respecto al eje longitudinal, por lo que sólo se discretiza la mitad del problema.

5.1.- Túnel de sección cuadrada.

Como ya se ha indicado, el túnel de sección cuadrada ha sido elegido por su sencillez geométrica para el ajuste de algunos parámetros de entrada al modelo definitivo así como para la determinación de problemas de convergencia, tiempos de cálculo, etc. No obstante aporta por sí mismo conclusiones de gran interés.

El túnel tiene un área transversal de 100m^2 , un radio hidráulico $2,5\text{m}$ y una longitud de 362m . En él se han dispuesto 4 ventiladores equidistantes modelados como fuentes de cantidad de movimiento que en régimen estacionario dan lugar a una velocidad media en el túnel de $2,1\text{m/s}$. No se han tenido en cuenta los efectos sobre la ventilación debida a la presión diferencial entre las bocas del túnel (figura 5.1).

Para el aire se han tomado las siguientes propiedades: densidad ($1,2\text{kg/m}^3$), temperatura (288°K) y viscosidad dinámica ($1,8 \cdot 10^{-5}\text{kg/m}\cdot\text{s}$), (para información más detallada véase el Apéndice).

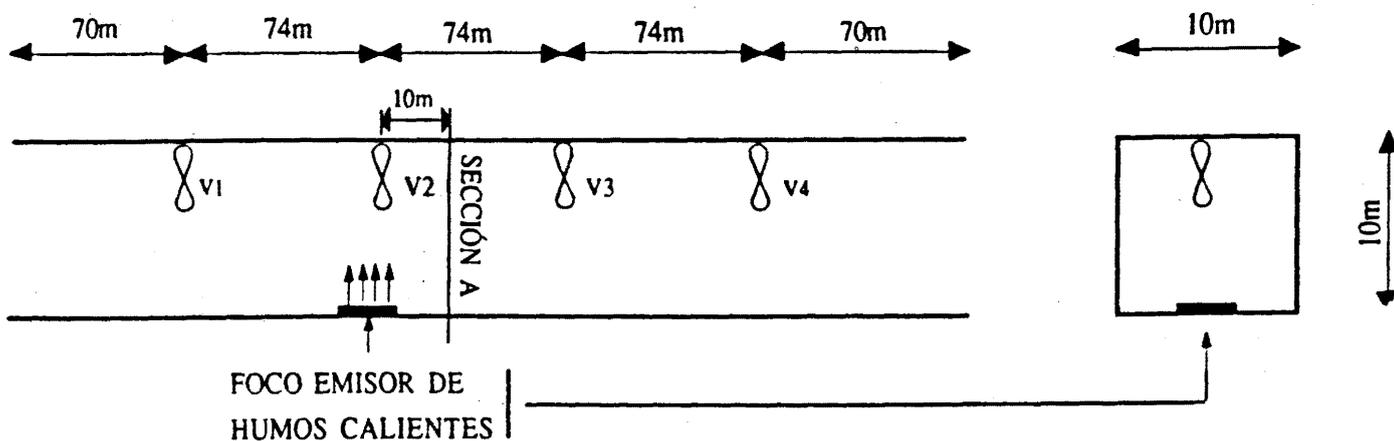


Figura 5.1.

Justo bajo el ventilador V2 y a nivel de la calzada se ha dispuesto un foco emisor de humos calientes. La temperatura de los humos es de 1000°K , y el gasto másico constante emitido es de $1,4\text{kg/s}$, siendo el valor de referencia de la concentración de humos la unidad.

El proceso de flujo dentro del túnel comienza con la emisión de los humos calientes con aire en calma. Al cabo de 5 segundos se ponen en funcionamiento los

ventiladores, situación que se mantiene indefinidamente.

Se ha escogido la sección recta A, situada a 10 metros aguas abajo del ventilador V2, para determinar diversas distribuciones transversales de magnitudes.

A continuación se presentan algunas figuras con los resultados más significativos, para cuatro instantes de tiempo, 10, 30, 120 y 360s.

La figura 5.2 muestra la distribución de presión manométrica, en Pascales, en el perfil longitudinal central para los instantes establecidos. Ya en régimen estacionario (última figura) se aprecia que las mitades izquierda y derecha están en depresión y en sobrepresión respectivamente respecto de las bocas del túnel, donde reina la misma presión. Pero estas presiones no se alcanzan repentinamente desde la puesta en funcionamiento de los ventiladores, sino que tienen lugar de forma progresiva, estando establecida la distribución final en el instante 120s. Localmente en torno a cada ventilador, aparecen pequeñas áreas de depresión en la aspiración y de sobrepresión en la descarga. La fuente de humos caliente afecta ligeramente a la distribución de las isobaras, que se muestran inclinadas hacia atrás en la segunda mitad del túnel, como consecuencia de la depresión creada en zonas próximas a la calzada.

En la figura 5.3 aparecen los contornos de velocidad longitudinal, medidos en m/s. Al cabo de 10s, la velocidad media en el túnel es pequeña, y sólo el aire en torno a los ventiladores está en movimiento con velocidad apreciable. A los 120s las velocidades están plenamente desarrolladas en todo el túnel, ya que no se aprecian diferencias con relación a los contornos dados a los 360s. Puede observarse que la velocidad del aire por debajo de los ventiladores es algo inferior a la velocidad media en el túnel, lo cual es un requisito de la ecuación de continuidad, dada la elevada velocidad de paso por el ventilador, del orden de 30m/s. Los humos calientes provocan un ensanchamiento de la zona de menor velocidad, efecto que se deja notar exclusivamente bajo el ventilador en el que se encuentra la fuente de humos caliente.

La figura 5.4 muestra un detalle del perfil longitudinal de velocidad alrededor del ventilador V3 en el instante $t = 30s$. Se pone de manifiesto la configuración en forma de chorro en la descarga del ventilador, mientras que la aspiración tiene lugar con un flujo cuasipotencial, donde no existen gradientes de velocidad tan elevados como en la descarga. Pero lo más significativo es la recirculación inversa transitoria del flujo de salida del ventilador. Esto se explica porque el acelerador, desde su puesta en funcionamiento, provoca un gradiente de presión positivo en el sentido de la corriente, el cual pone en movimiento el aire desde la zona de mayor a la de menor presión, dando lugar a la aparición del flujo inverso. Cuando con el tiempo el aire del túnel se pone en circulación, el flujo inverso desaparece para dar paso a un flujo positivo hacia la boca de salida.

La representación de la concentración de humos se hace en valor relativo referido a la concentración del foco emisor, que es la unidad. En la figura 5.5 se recoge la distribución longitudinal del contaminante en los instantes establecidos. La

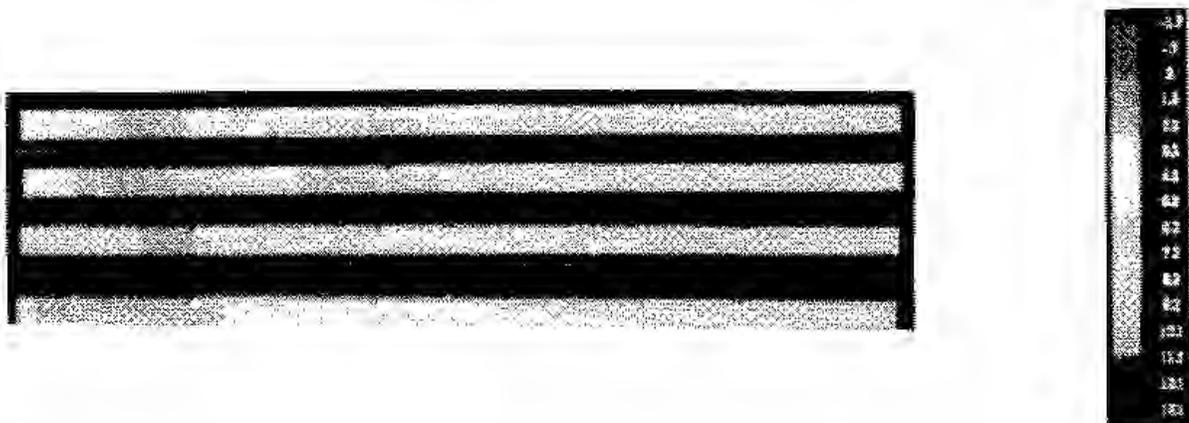


Figura 5.2. Presión manométrica (N/m^2) para $t = 10, 30, 120$ y 360 s



Figura 5.3. Velocidades longitudinales (m/s) para $t = 10, 30, 120$ y 360 s



Figura 5.4. Distribución de velocidades longitudinales alrededor de V3 en $t = 30$ s

figura 5.6 muestra las ampliaciones de la figura 5.5. Los humos calientes ascienden por efecto de la flotabilidad, y durante los primeros instantes lo hacen verticalmente puesto que el aire del túnel no se ha puesto en movimiento, salvo en el entorno más próximo a los ventiladores. Esto es apreciable hasta el instante $t = 10$ s, en el cual la columna de humos ha alcanzado el ventilador V2, que proyecta hacia adelante los humos que le llegan. No obstante, y en este mismo instante, se observa una pequeña circulación inversa de los humos aguas arriba, inducida por la depresión local en la

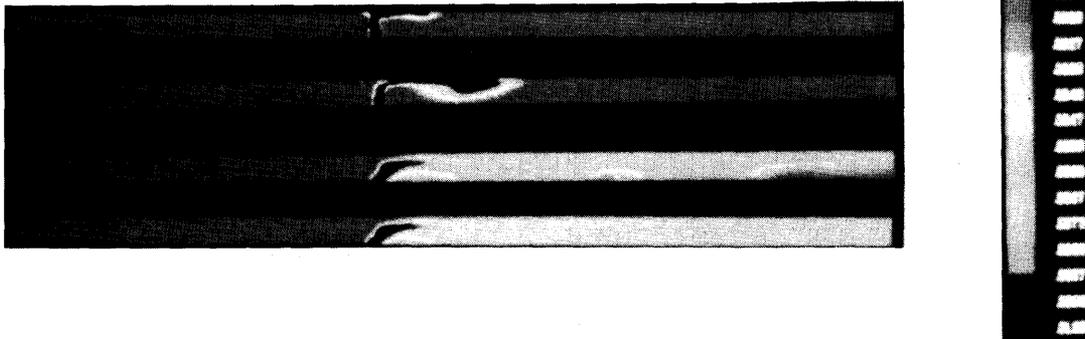


Figura 5.5. Concentración de humos en el perfil medio longitudinal del túnel para $t = 10, 30, 120$ y 360 s

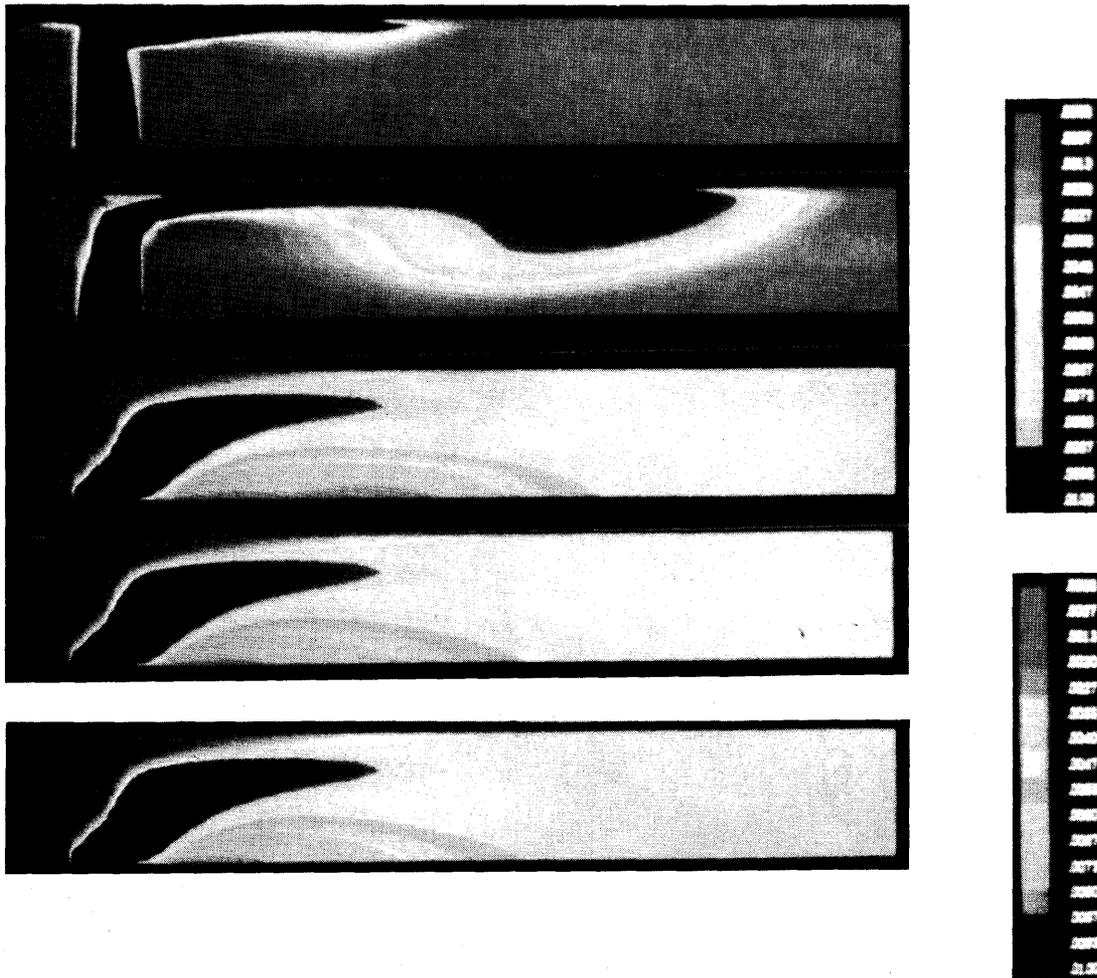


Figura 5.6. Detalle de concentración de humos alrededor del punto de emisión para $t = 10, 30, 120$ y 360 s y para un caso estacionario.

aspiración del ventilador V2. En instantes posteriores ya no se aprecia tal circulación, puesto que todo el aire del túnel se ha puesto en movimiento hacia la salida.

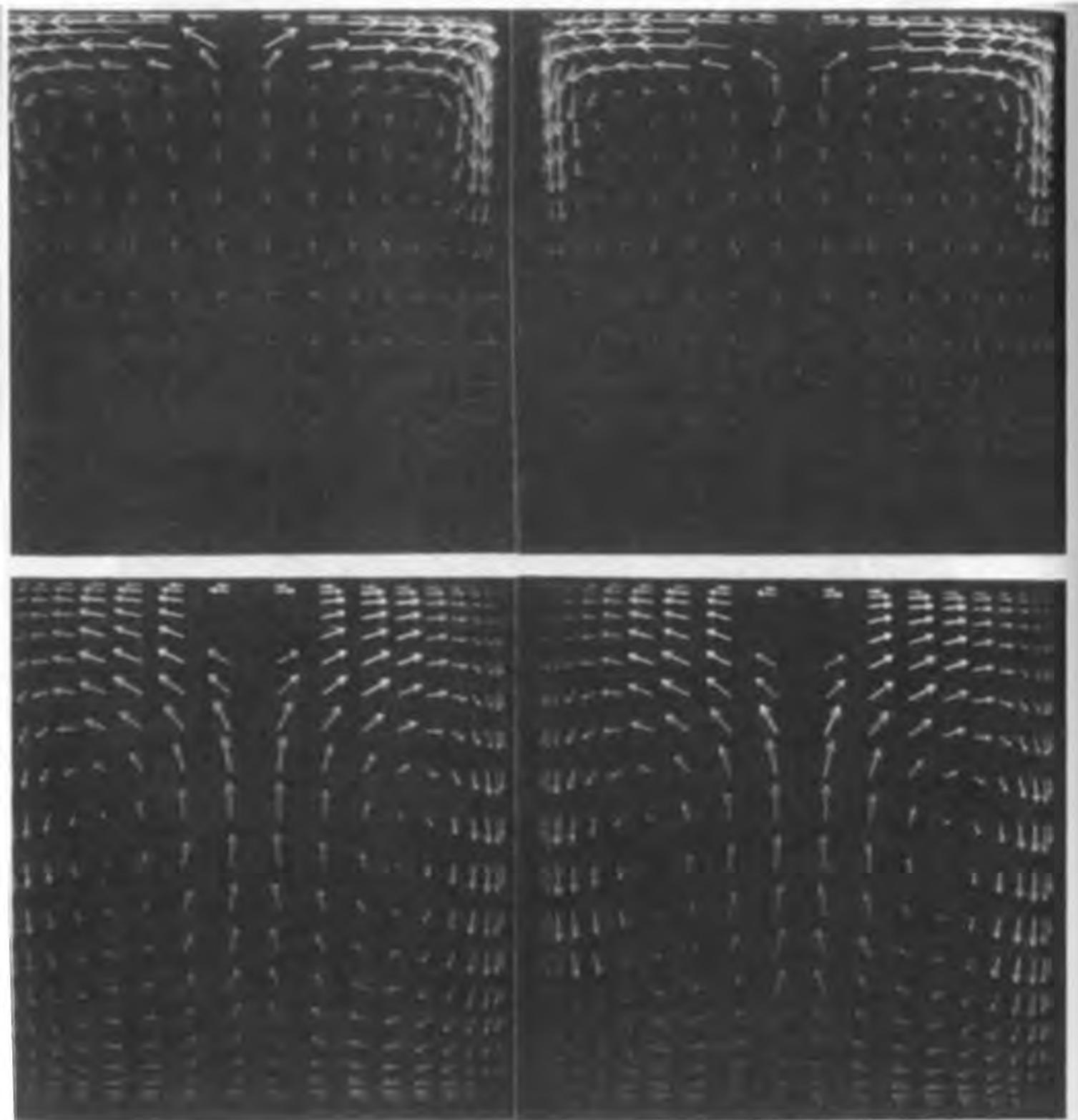


Figura 5.7. Velocidades en una sección transversal Δ para $t = 10, 30, 120$ y 360 s

En el instante $t=30s$ la columna ascendente de humos no tiene todavía su forma definitiva, estando plenamente desarrollada cuando la velocidad media del aire en el túnel es de $2,1m/s$ ya en régimen estacionario. Hay que señalar la aparición de una zona abierta de baja concentración de contaminante inmediatamente después de la fuente de emisión. Con el tiempo este área ve reducido su tamaño pero se mantiene activa gracias a la alimentación continua del aire fresco que rodea a la columna de humo que sale de la fuente. En el instante $t=360s$ tiene su forma y tamaño definitivos, tal como se demuestra al compararla con la situación estacionaria de la figura 5.6. Más abajo de esta zona, y desde el instante $t=120s$, el contaminante ha invadido toda la sección del túnel con una concentración muy homogénea. La velocidad de avance de los humos es inicialmente superior a la velocidad de circulación del aire, y sólo iguala a esta cuando se ha alcanzado el régimen estacionario.

La figura 5.8 presenta la distribución transversal del contaminante en la sección **A** y en los instantes fijados. Inicialmente la máxima concentración tiene lugar en el techo del túnel descendiendo luego hasta situarse al 70% de la altura. Ello es debido al enfriamiento de la columna de humos al contacto con el techo (téngase en cuenta que en el modelo de contaminante utilizado, la concentración de humos es proporcional a la elevación de su temperatura respecto a la ambiente), circunstancia que se mantendrá hasta la salida del túnel.

La figura 5.9 muestra el contorno de velocidad longitudinal en la sección **A**, que viene a ratificar que la máxima velocidad longitudinal tiene lugar en la línea de acción de los ventiladores.

La figura 5.10 recoge la evolución en el tiempo de los flujos másicos de entrada y de salida del túnel. La diferencia entre ambos corresponde a la masa de humos incorporada al aire.

La figura 5.11 muestra la evolución de la fracción de flujo másico de humos en la boca de salida del túnel. Tal fracción no alcanza su valor máximo hasta los 4 minutos, habiendo sido necesario transcurrir 1 minuto para que aparecieran los primeros indicios de humo por la boca del túnel.

5.2.- Túnel de sección circular.

El túnel de sección circular es el modelo principal del estudio, al tomar como base las características generales de los túneles de El Padrún.

Se estudiarán las distribuciones longitudinales y transversales de diversas variables significativas (concentración de contaminante, velocidad, presión, gastos másicos a la entrada y a la salida del túnel, etc.), así como su evolución en el tiempo.

En el túnel se han dispuesto cuatro ventiladores, distribuidos de la misma forma que en el túnel de sección cuadrada, y cuyas áreas de paso son de $0,95m^2$. En el

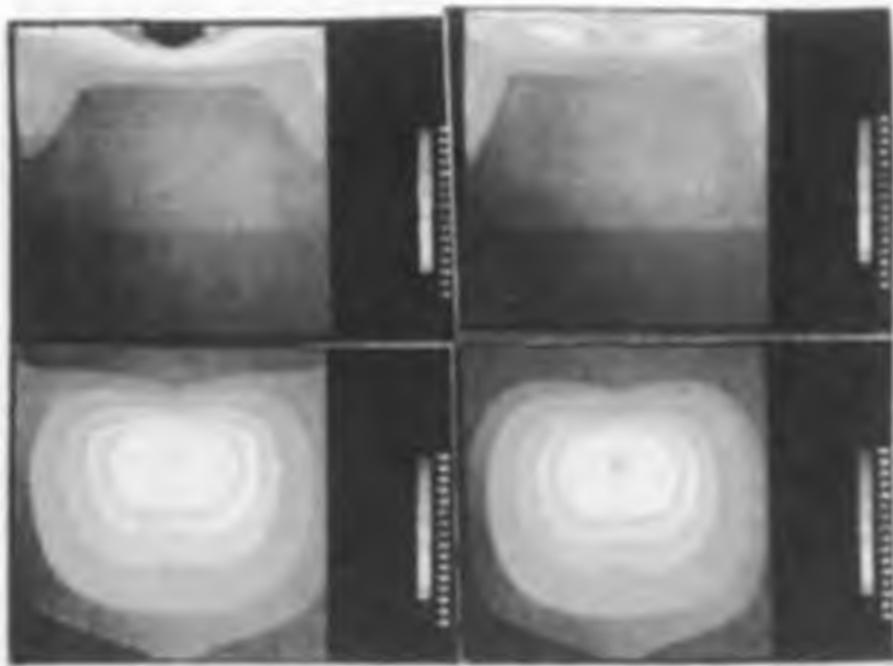


Figura 5.8. Concentración de humos en la sección transversal Δ para 10, 30, 120 y 360 s

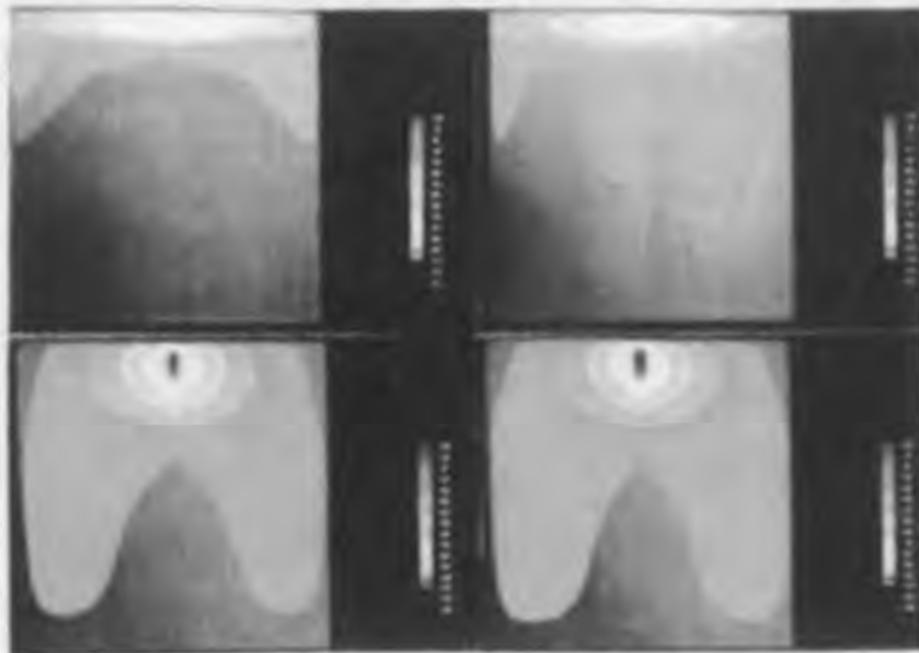


Figura 5.9. Contorno de velocidad longitudinal en la sección Δ para 10, 30, 120 y 360 s

punto intermedio entre los ventiladores V1 y V2 por un lado, y V3 y V4 por otro, se encuentran sendos obstáculos rectangulares de área $2,816\text{m}^2$ dispuestos perpendicularmente al eje del túnel (figura 5.12)

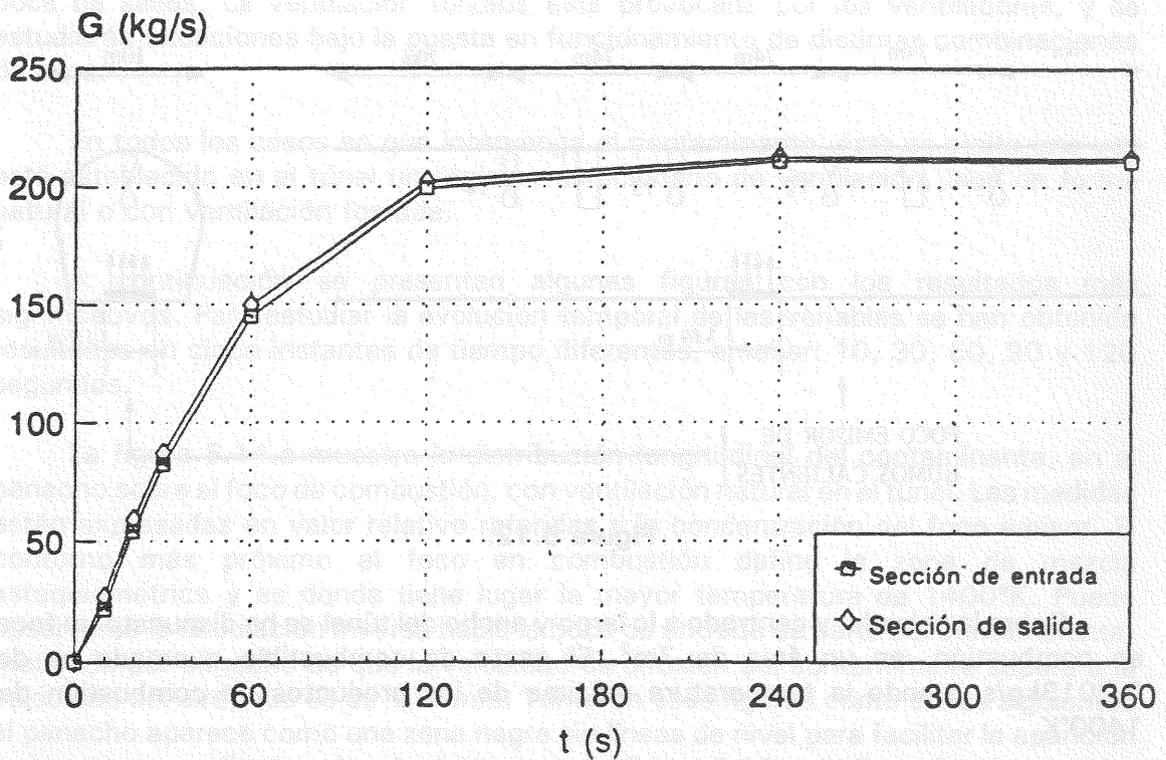


Figura 5.10. Flujos máxicos totales en las secciones de entrada y salida del túnel.

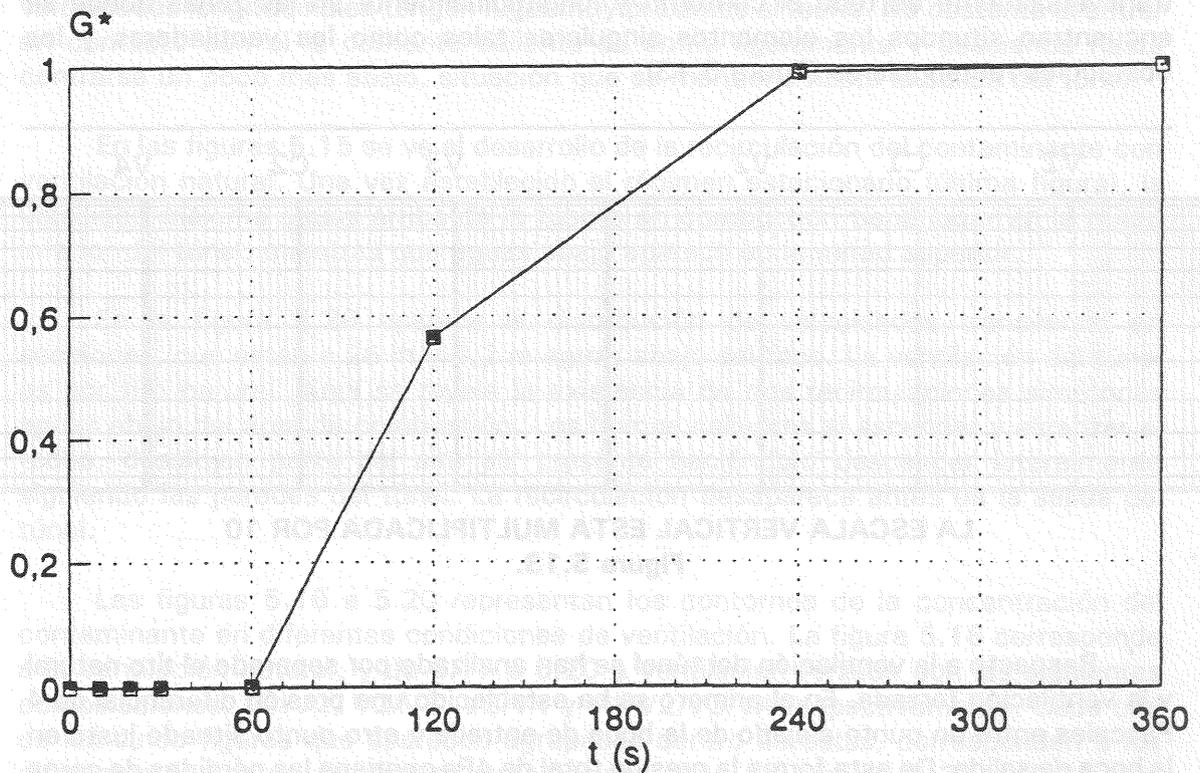


Figura 5.11. $G^* = (\text{flujo máxico de humos que sale del túnel})/(\text{flujo máxico de humos generado en el interior})$.

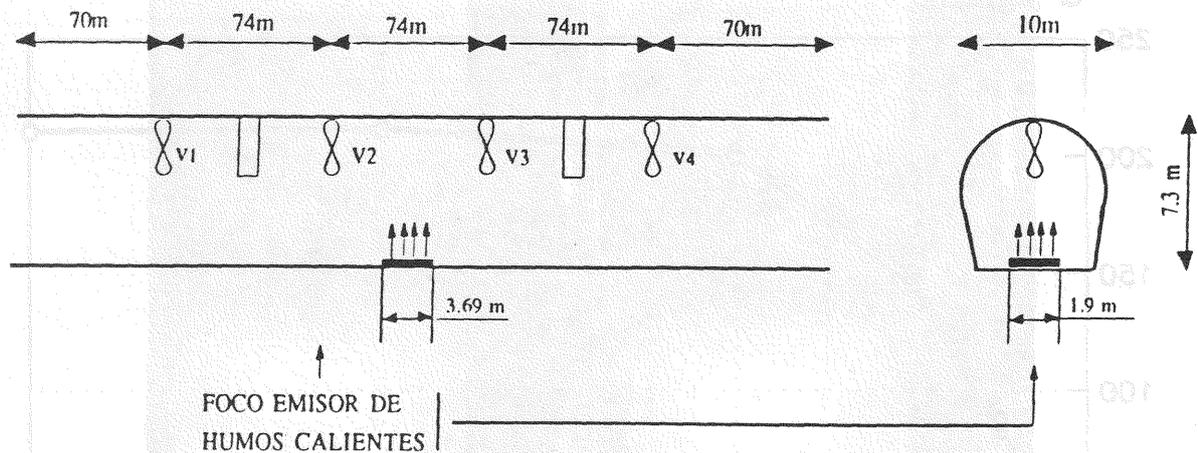
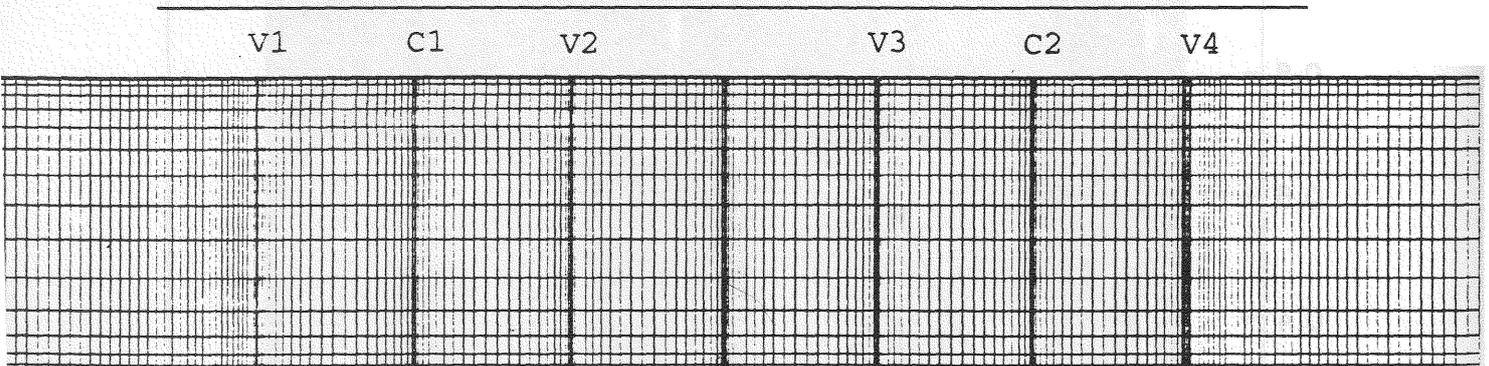


Figura 5.12.

Sobre la calzada, y centrado a lo largo y ancho del túnel se ha dispuesto un foco en combustión, en un área de 7m^2 . El gasto de combustible quemado es de $0,2013\text{kg/s}$, siendo la temperatura máxima de los productos de combustión de 1400°K .

La malla utilizada para la discretización del dominio de estudio está refinada transversalmente en todo el contorno y longitudinalmente en las zonas donde se encuentran situados los elementos singulares tales como los ventiladores y los obstáculos rectangulares (figura 5.13)



LA ESCALA VERTICAL ESTA MULTIPLICADA POR 10

Figura 5.13.

Respecto a la ventilación del túnel se han analizado por separado el tiro natural y la ventilación forzada. En el primero se ha establecido una presión diferencial de 4 Pascales entre un punto alejado de la boca de entrada y otro punto situado justo en la boca de salida. De esta forma la presión total de 4Pa contiene las pérdidas de carga en el interior del túnel y la de la boca de entrada, pero no las que tienen lugar en la

boca de salida. La ventilación forzada está provocada por los ventiladores, y se estudiarán situaciones bajo la puesta en funcionamiento de distintas combinaciones de ellos.

En todos los casos en que intervenga el contaminante, éste se emite una vez esté establecido en el túnel un régimen estacionario de ventilación, bien de forma natural o con ventilación forzada.

A continuación se presentan algunas figuras con los resultados más significativos. Para estudiar la evolución temporal de las variables se han obtenido resultados en cinco instantes de tiempo diferentes, a saber: 10, 30, 60, 90 y 120 segundos.

La figura 5.14.a muestra la distribución longitudinal del contaminante, en el penacho sobre el foco de combustión, con ventilación natural en el túnel. Las medidas están expresadas en valor relativo referidas a la concentración del foco emisor. El contorno más próximo al foco en combustión define la zona de mezcla estequiométrica y es donde tiene lugar la mayor temperatura de 1400°K. Puede observarse la circulación inversa hacia la boca de entrada de parte del contaminante, motivada por el hecho de que la velocidad de difusión del contaminante supera a la velocidad del aire, que es de 1,08m/s. Tanto en esas figuras como en las siguientes el penacho aparece como una zona negra sin líneas de nivel para facilitar la aparición de las correspondientes al resto del campo. La figura 5.14.c ratifica tal recirculación. La incorporación de los humos a la corriente del túnel da lugar a que las máximas velocidades longitudinales tengan lugar muy próximas al techo. No obstante al entrar en contacto con él la corriente caliente se enfría ligeramente y desciende hasta centrarse un poco más abajo, situación que se mantiene hasta la salida del túnel.

En las figuras 5.15 se ve el desarrollo de la recirculación del contaminante con ventilación natural. Una vez establecido el régimen estacionario (última figura), la velocidad máxima aguas arriba de la fuente en combustión tiene lugar en la mitad inferior del túnel, mientras que aguas abajo aparece en la mitad superior.

En la figura 5.26 aparece la distribución de velocidades transversal en secciones, que están a 26 m y 4,2 m aguas abajo del foco. La ventilación del túnel es por tiro natural. Aquí se revela la existencia de dos recirculaciones simétricas aguas abajo del área de combustión. Los humos calientes al ascender y alcanzar el techo, desalojan parte del aire allí presente haciéndolo descender lateralmente siguiendo las paredes del túnel. La recirculación desaparece antes de la salida del túnel.

Las figuras 5.16 a 5.20 representan los contornos de la concentración del contaminante en diferentes condiciones de ventilación. La figura 5.16 corresponde a la ventilación natural, y de 5.17 a 5.20 a ventilación forzada con las siguientes combinaciones: V1/V2, V2/V3, V3/V4 y V1/V2/V3/V4 respectivamente. Cada una de las cinco figuras que aparecen agrupadas dentro de estas, corresponden a los diferentes instantes de tiempo establecidos. Las figuras de 5.21 a 5.25 son ampliaciones de las 5.16 a 5.20 pero ahora están agrupadas por instantes de tiempo,

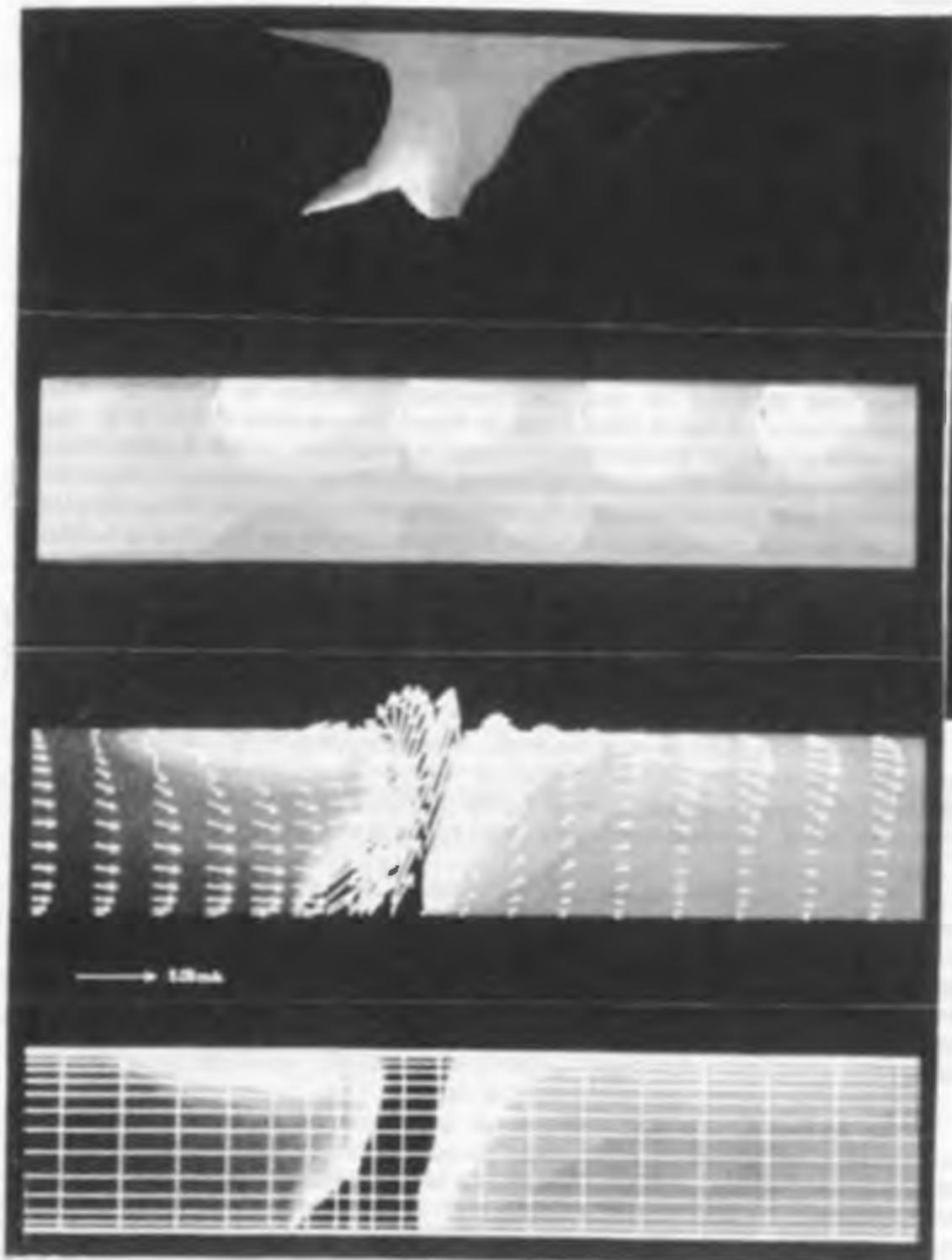


Figure 5.14.

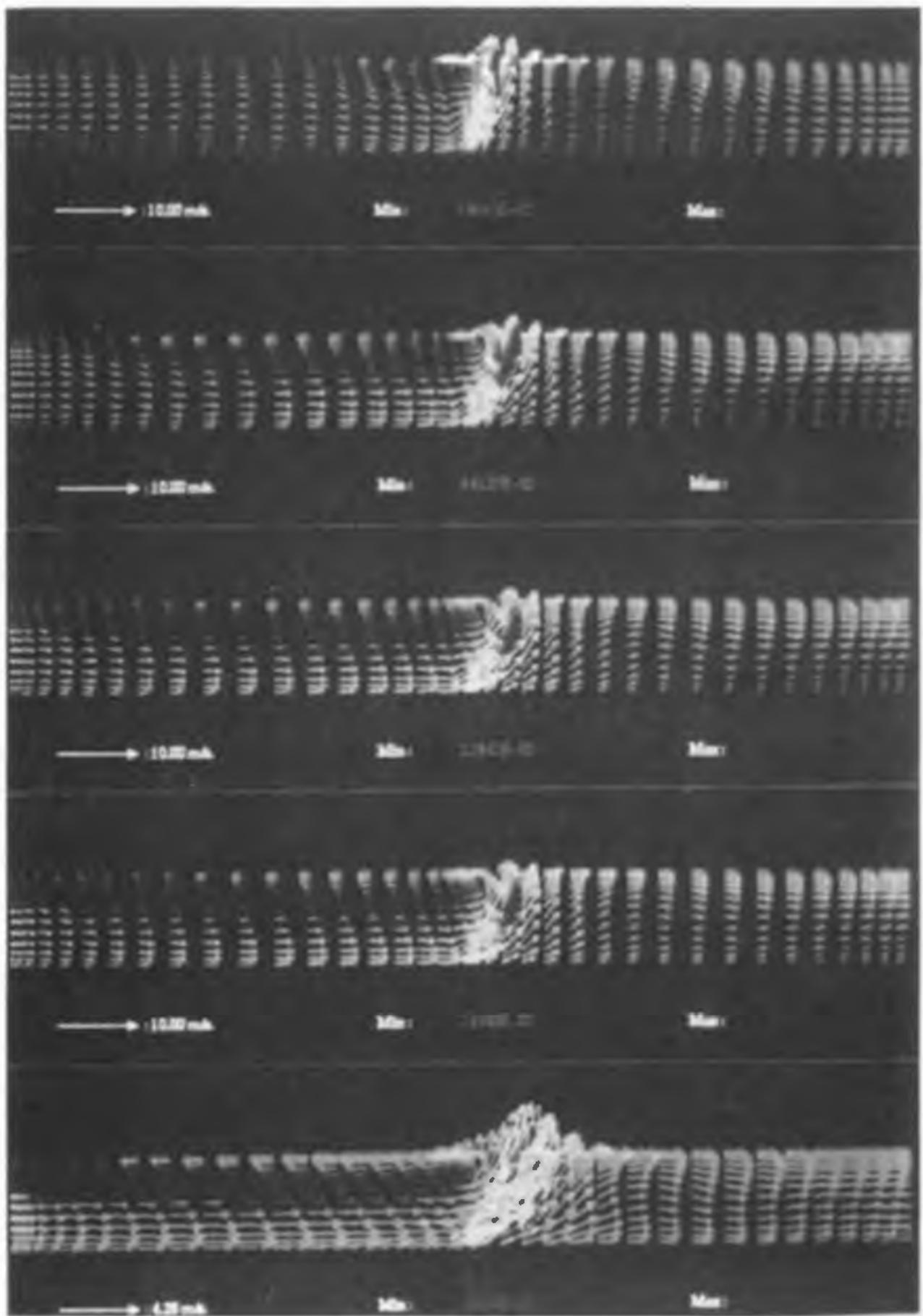


Figura 5.15.

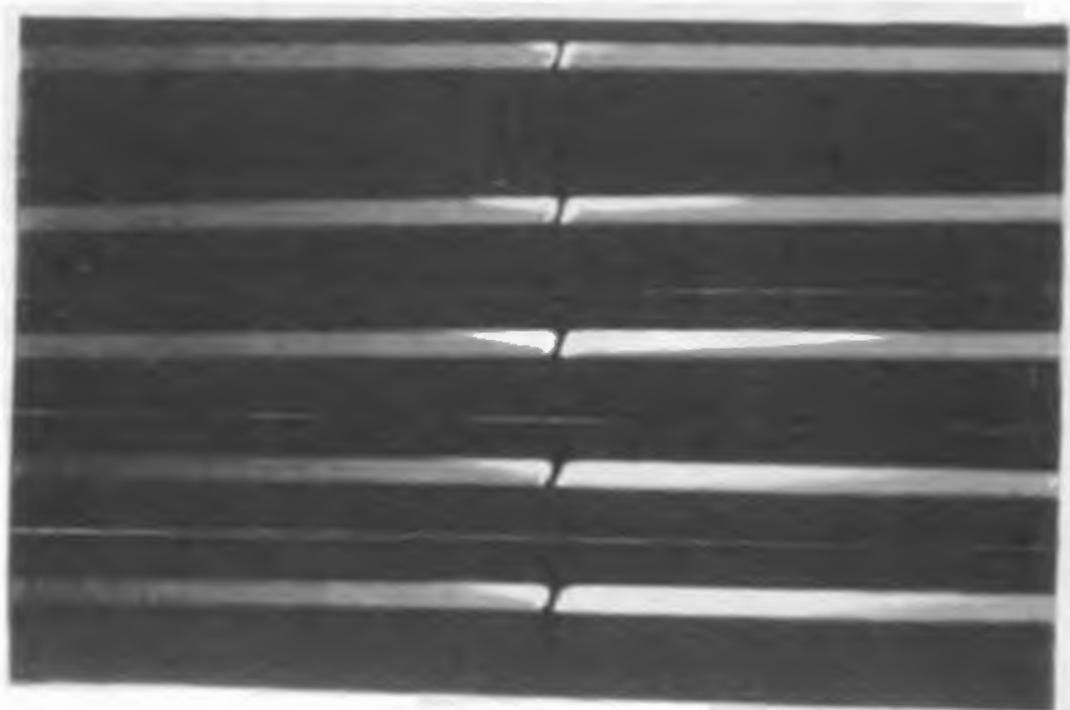


Figure 5.16.

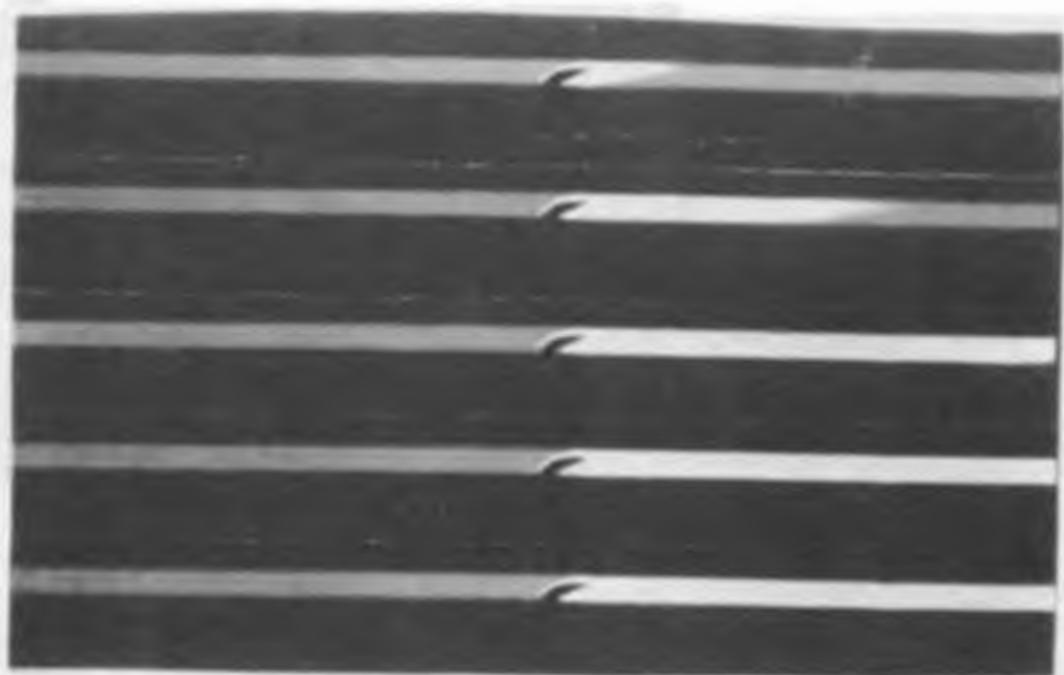


Figure 5.17.

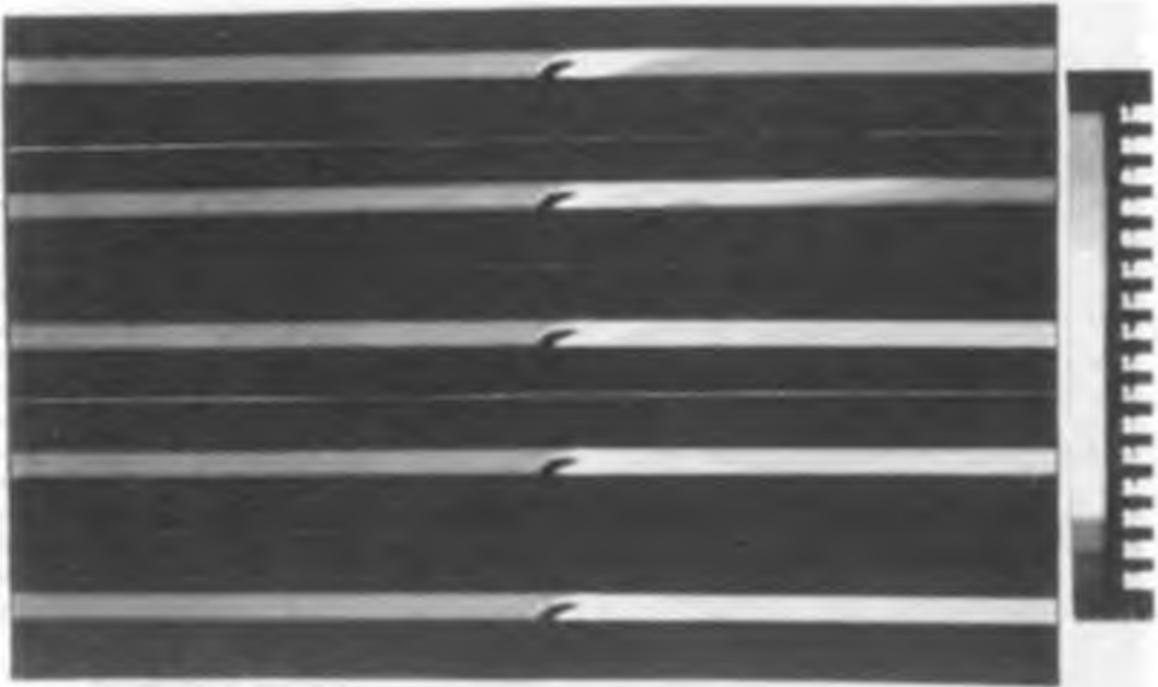


Figure 5.18.

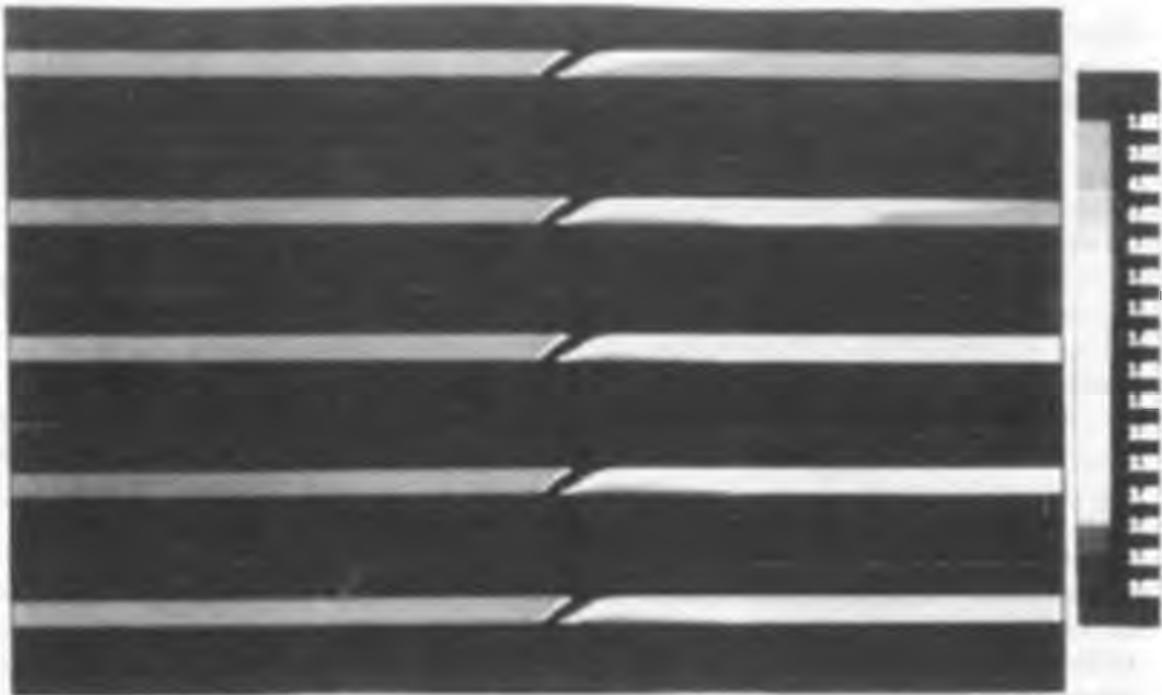


Figure 5.19. A series of horizontal white lines on a dark background. The lines are slightly curved and appear to be part of a larger structure. To the right of the lines is a vertical scale bar with markings.

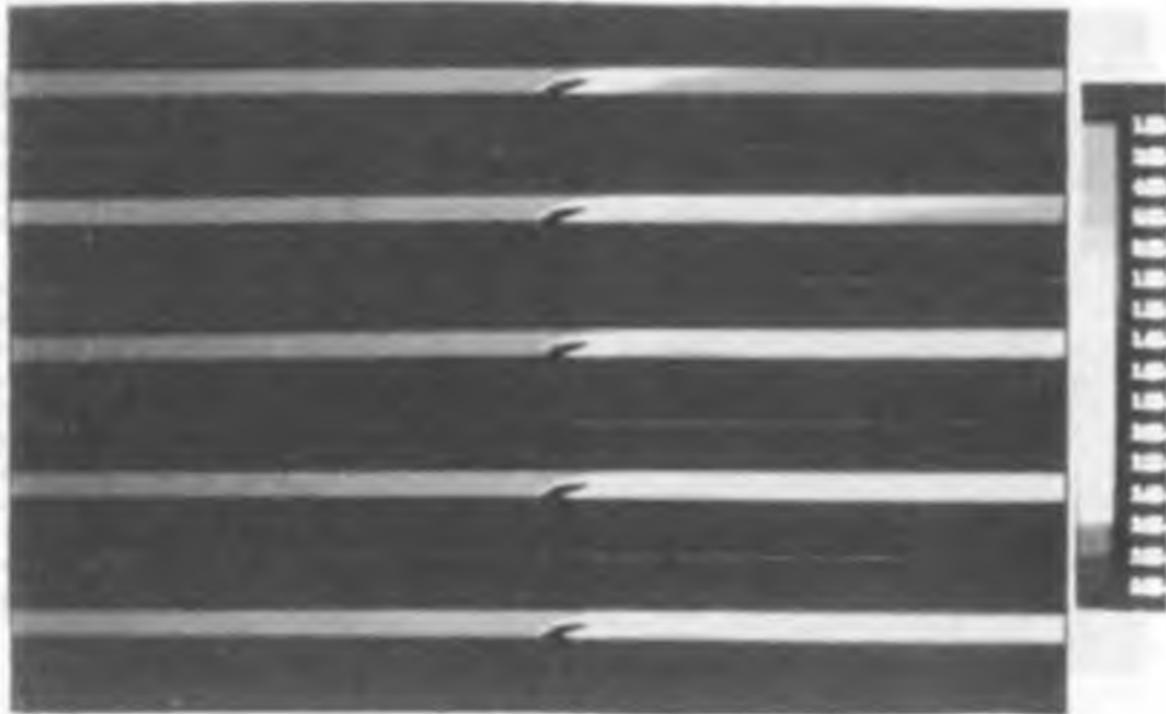


Figura 5.20.

y dentro de estas se presentan las diferentes condiciones de ventilación y en el orden mencionado anteriormente. Las velocidades medias del aire, en régimen estacionario, aguas arriba del foco son:

Ventilación natural	1,08 m/s
Ventilación forzada:	
V1/V2	3,20 m/s
V2/V3	3,17 m/s
V3/V4	3,26 m/s
V1/V2/V3/V4	4,73 m/s

En las figuras 5.16 y 5.25 puede observarse, por un lado, la circulación inversa del contaminante hacia la entrada del túnel con una longitud de penetración, en régimen estacionario, del orden de tres veces el diámetro del túnel. El movimiento del contaminante hacia la boca de salida se realiza por difusión y arrastre, y comienza con una velocidad de 2,3m/s, algo más del doble de la velocidad del aire en el túnel (1,08m/s). Alcanzado el régimen estacionario, la velocidad del contaminante iguala a la de la corriente, y su distribución aguas abajo del foco queda caracterizada por una fuerte estratificación vertical, con concentración máxima en la bóveda que disminuye hasta hacerse relativamente pequeña a nivel de la calzada.

En las figuras 5.17, 5.18 y 5.19 la ventilación está provocada por dos

ventiladores, V1/V2, V2/V3 y V3/V4 respectivamente. La velocidad media del aire en el túnel es semejante en los tres los casos, del orden de 3,2m/s. Inicialmente la velocidad de desplazamiento del contaminante se realiza un 70% por encima de la velocidad media del aire en el túnel, favorecido por el fenómeno de la difusión. No obstante, cuando los ventiladores en funcionamiento son los de la salida (V3 y V4), se observa que los humos se mueven a una velocidad aún mayor. Esto tiene que ver con la tendencia de los ventiladores a "subir" el contaminante hacia la bóveda (figuras 5.21.c, 5.21.d, 5.25.e y 5.27) cuando la concentración de humos está estratificada en la corriente principal. Con ello parte del grueso de los humos queda incorporado a una corriente de mayor velocidad que la media del túnel, razón por la cual alcanzan la boca de salida más rápidamente (figura 5.19.b frente a 5.17.b). Las figuras 5.27 a 5.30 corresponden a ventilación total forzada del túnel (V1, V2, V3 y V4). Aquí se ve además que la concentración del contaminante pasa a tener una estratificación circular a una estratificación plana, que sólo se ve perturbada por la presencia de un cartel (figura 5.29.b). En la figura 5.30 se muestra la incorporación del aire contaminado del túnel al aire ambiente en la boca de salida.

Hay que señalar que, al igual que en el caso descrito de ventilación natural, con ventilación forzada también aparece una zona abierta de baja concentración de contaminante justo detrás del foco en combustión. Tal circunstancia aparece sólo cuando funciona el ventilador V3 (figuras 5.18, 5.19, 5.20 y 5.28) y con ventilación natural (figura 5.16). El mantenimiento de esta zona es posible gracias a la ventilación permanente del aire del túnel que rodea a la columna en combustión.

Una vez la corriente atraviesa el ventilador V3, éste tiende a distribuir el contaminante en toda la sección del túnel. Si detrás de este ventilador hay otro en funcionamiento, ya no es tan efectiva la "elevación" de los humos, pues se distribuyen con mayor homogeneidad en la sección del túnel.

Cuando están en marcha los cuatro ventiladores (figuras 5.20 y 5.27 a 5.30)) se combinan los efectos de elevación del contaminante, inducida por los ventiladores aguas abajo del foco y especialmente por V3, con los de dispersión del contaminante ocasionados por los ventiladores aguas arriba del foco, V1 y V2. Haciendo alusión a las figuras, el área de salvaguarda tiene su máximo tamaño en la figura 5.19 donde no están en marcha los ventiladores V1 y V2 y sí lo están los V3 y V4. En la medida que disminuya la ventilación aguas abajo del foco y crezca la ventilación aguas arriba, el área disminuirá de tamaño (figura 5.18) e incluso desaparecerá casi por completo (figura 5.17).

La gráfica 5.31 recoge la evolución en el tiempo de los flujos máxicos de entrada y de salida del túnel. La diferencia entre ambos, en régimen estacionario, corresponde al gasto de humos (0,2013kg/s) incorporado al aire, si bien esto no se aprecia en la figuras por la escala utilizada. Sí es visible, en cambio, una diferencia transitoria significativa entre los gastos de entrada y de salida desde el inicio de la combustión ($t = 0s$).

Ello está ocasionado por el desplazamiento temporal que experimentan los productos de la combustión sobre el aire de ventilación del túnel, dando lugar a un

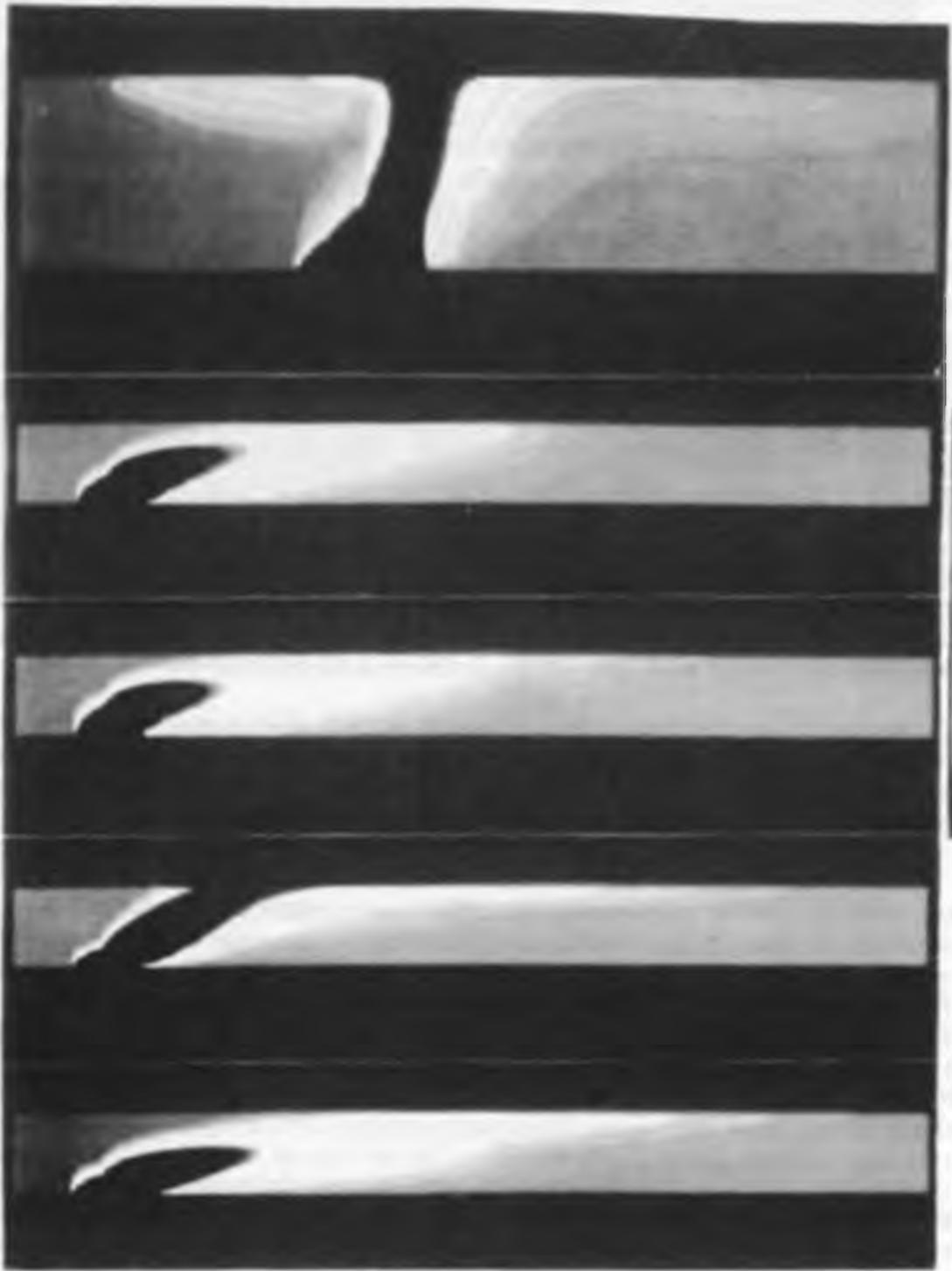


Figura 5.21. Sección de un material elástico que se estira. El material se muestra en cinco etapas de deformación. El material se estira y se vuelve a su forma original cuando se elimina la fuerza aplicada. **Figura 5.21.** Sección de un material elástico que se estira.

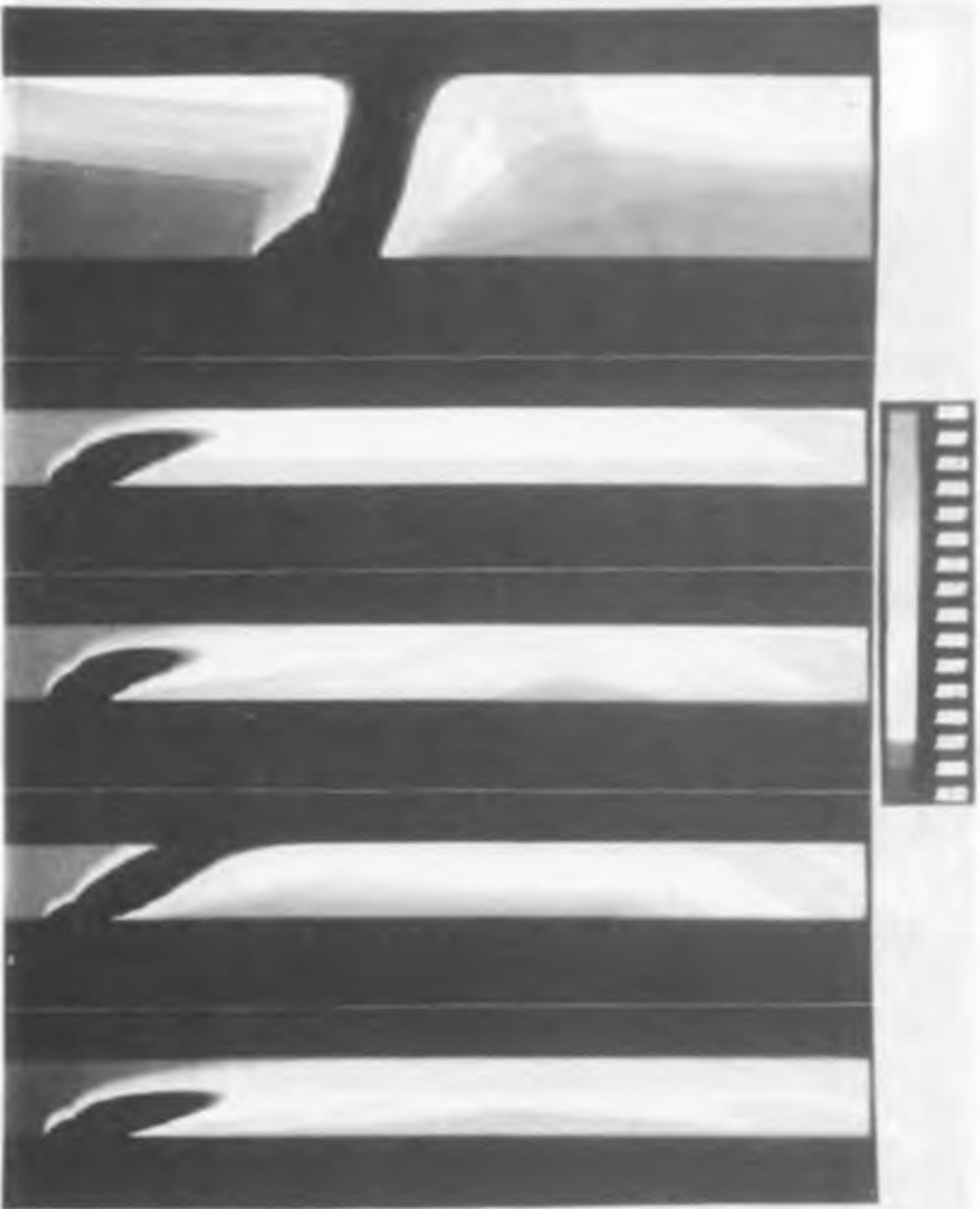


Figure 5.22.

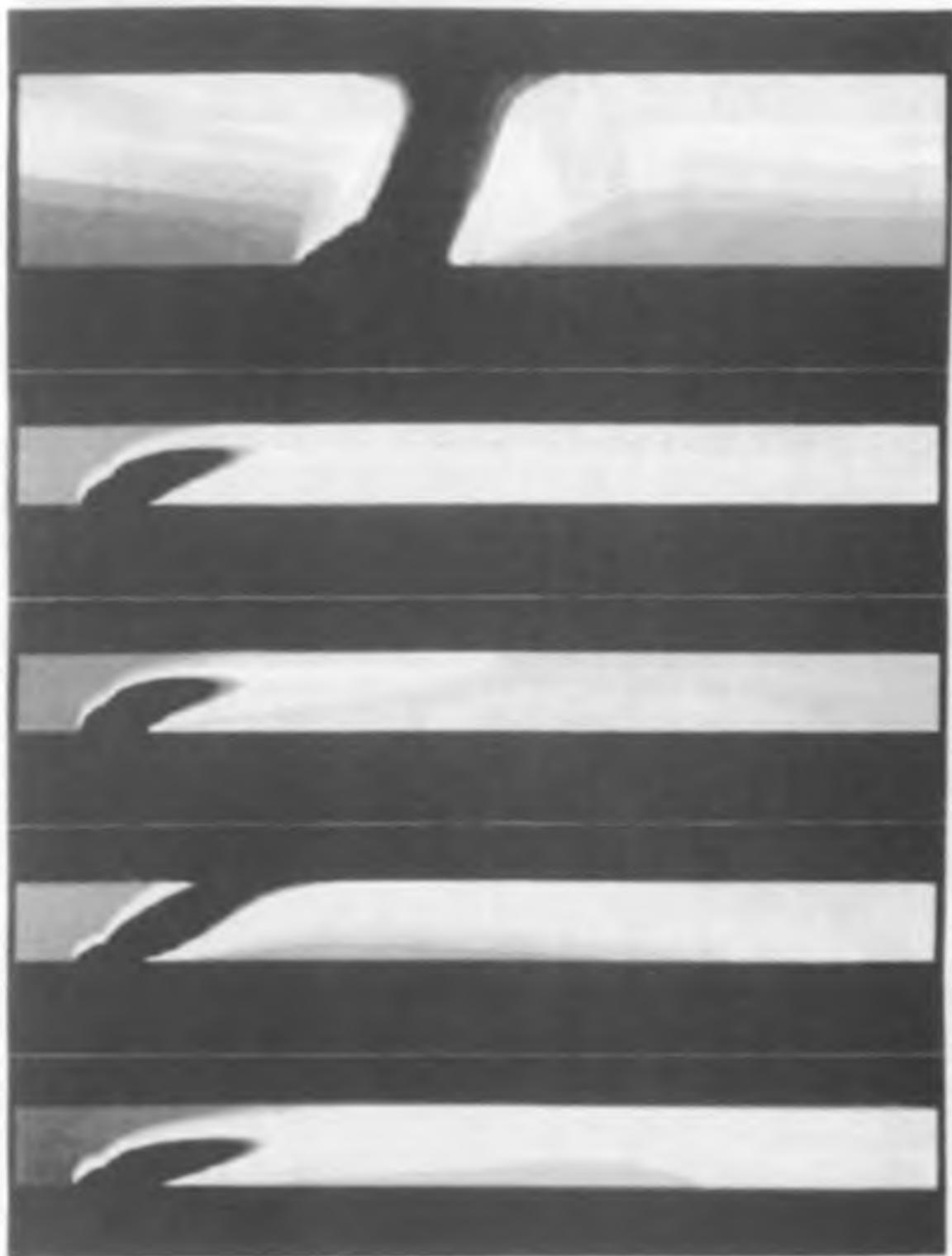


Figura 5.23.

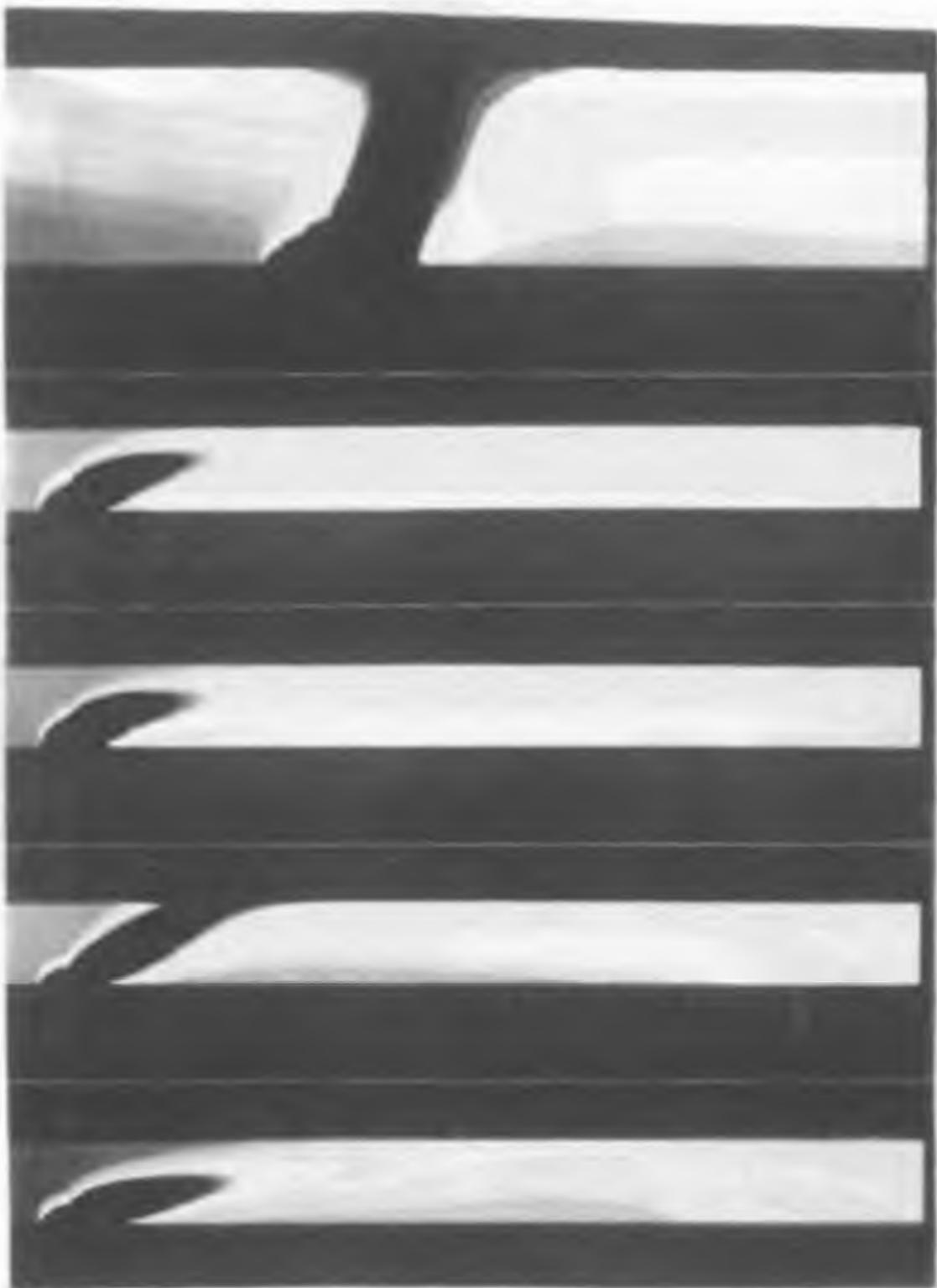


Figura 8.24.

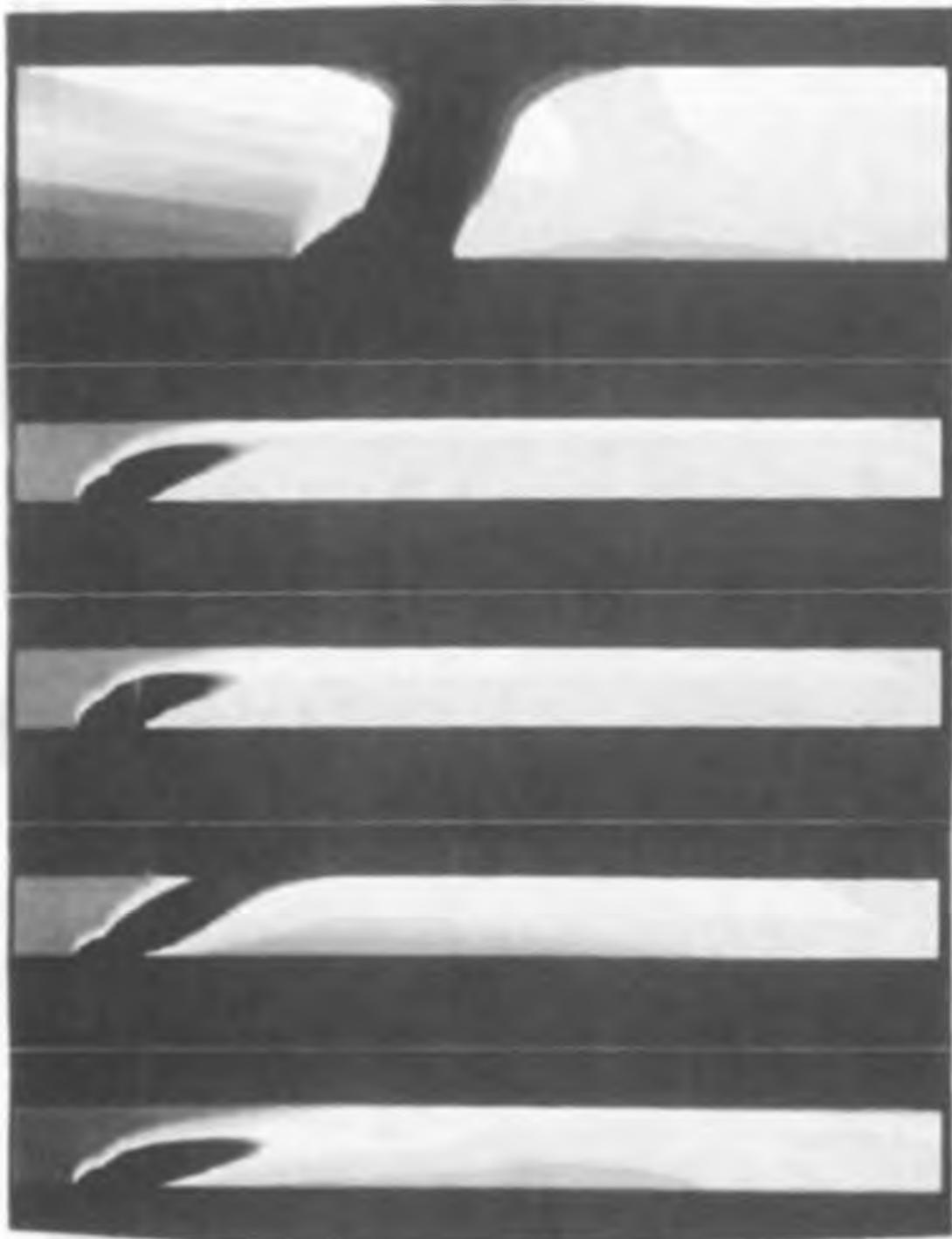


Figure 4.25

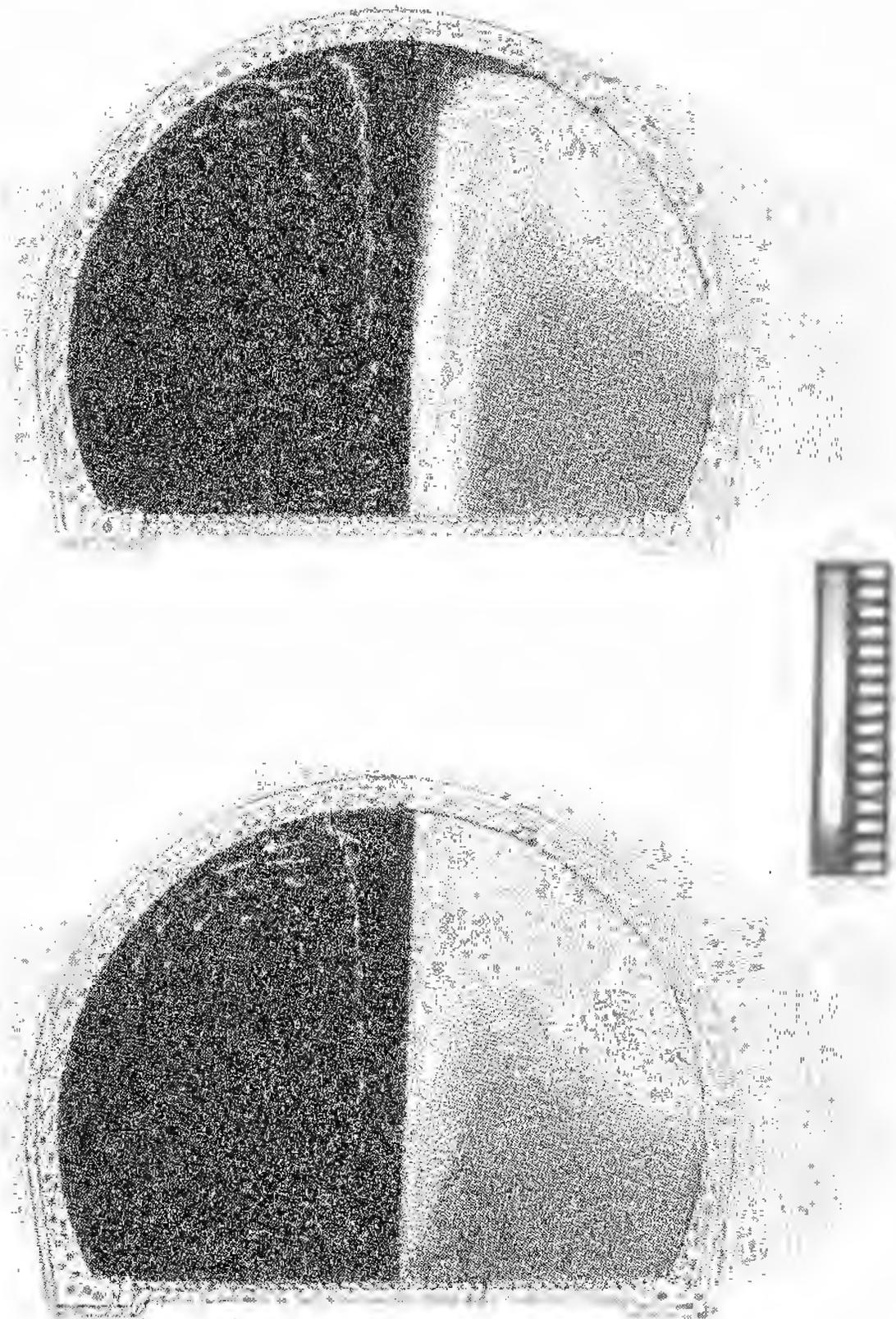


Figure 5.26.

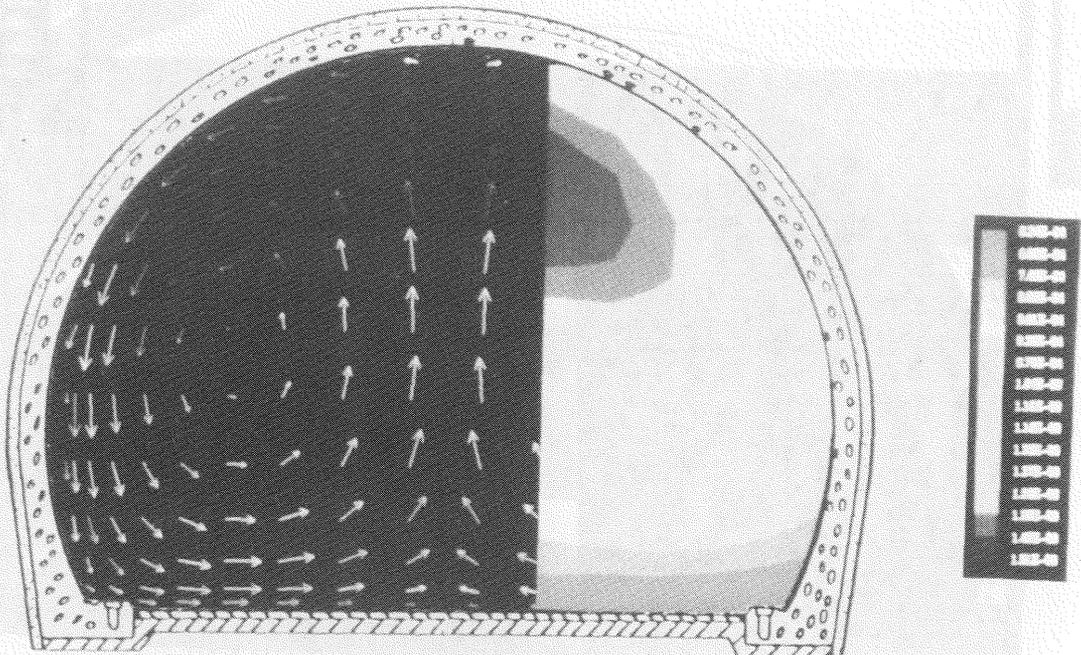
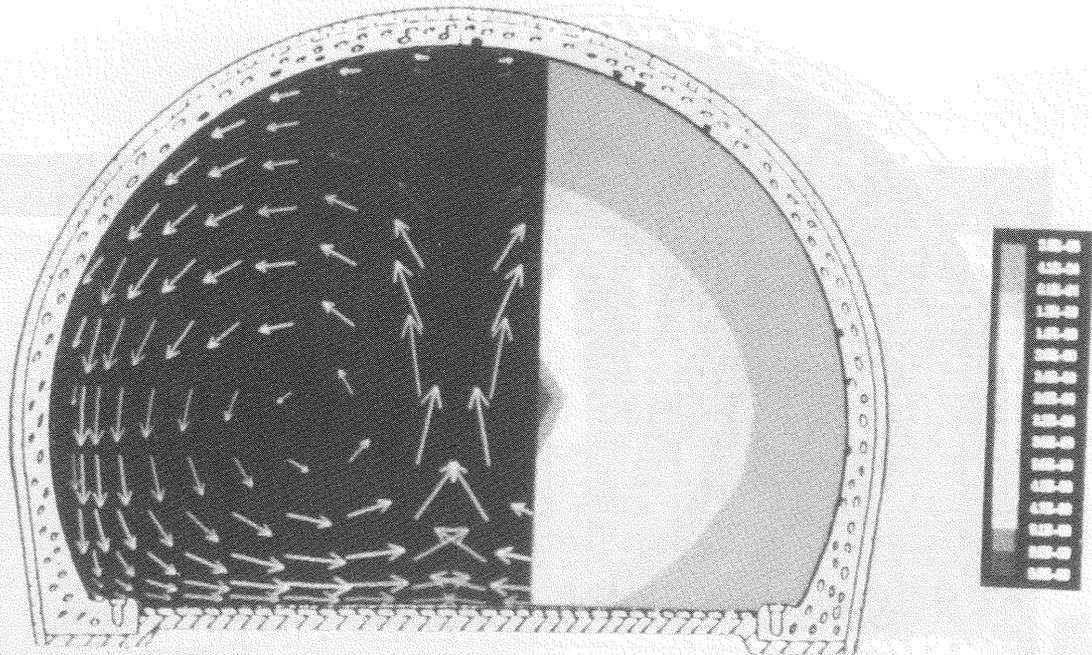


Figura 5.27.

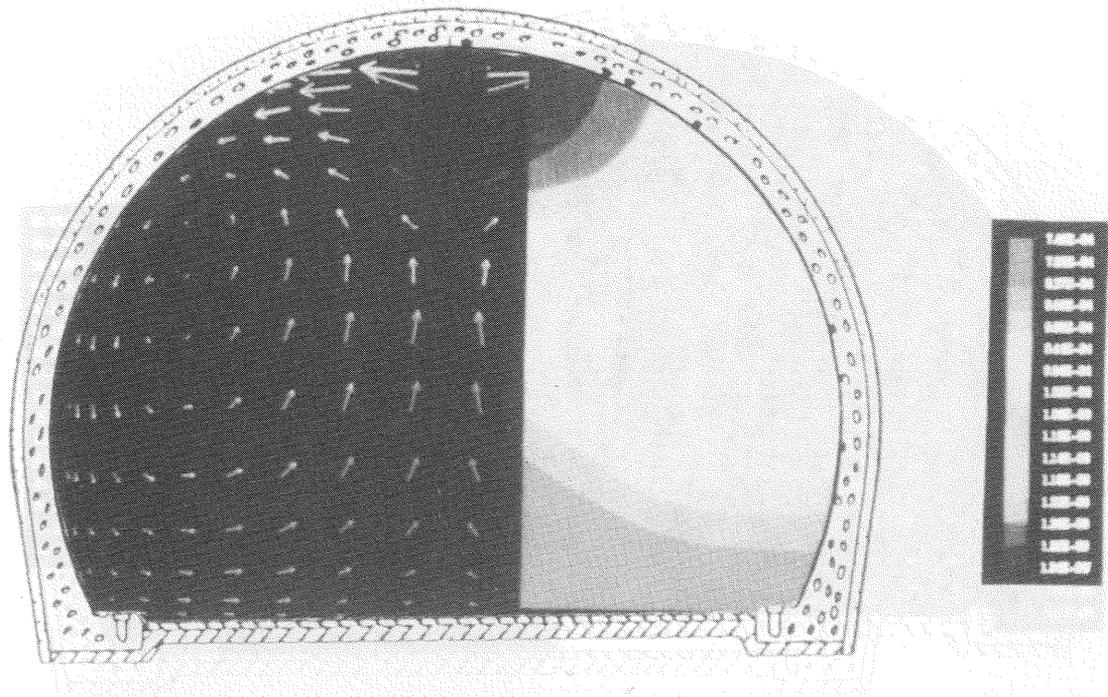


Figura 5.27.

incremento de la velocidad de salida del aire y por tanto del gasto máximo. Cuando los productos de la combustión alcanzan el ritmo normal de incorporación, cesa el desplazamiento de la columna de humos y se estabiliza los gastos de entrada y de salida del túnel. Este estado es el más favorable para el trabajo. El tiempo característico de estabilización de la columna de humos depende de la capacidad de ventilación. Con ventilación adecuada se logra un mejoramiento.

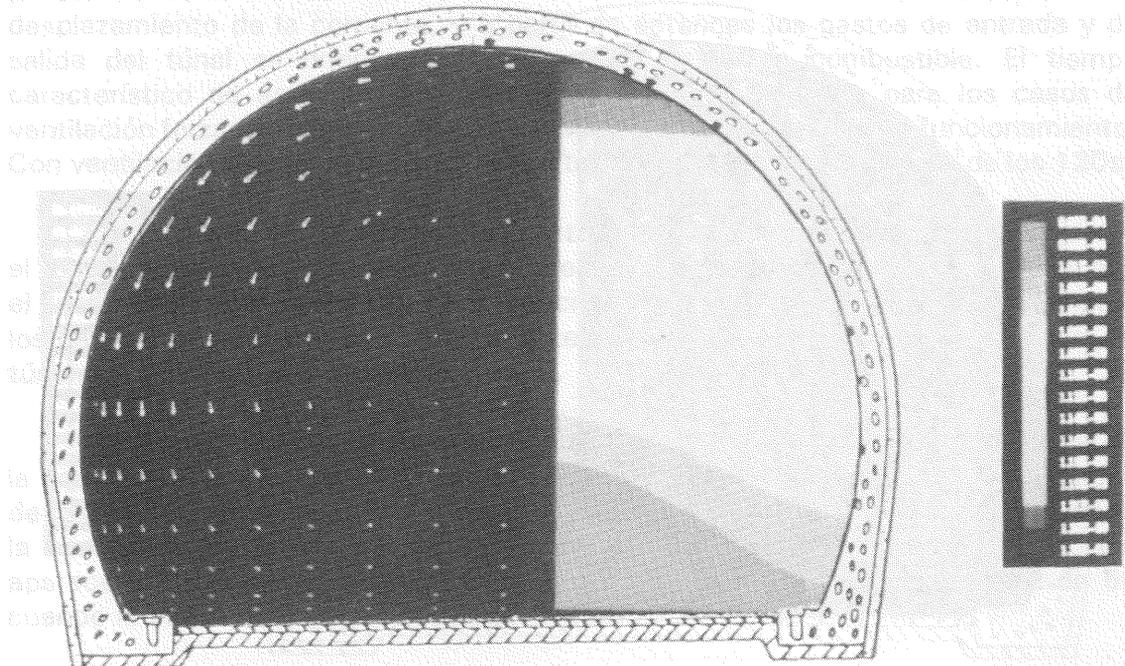


Figura 5.28.

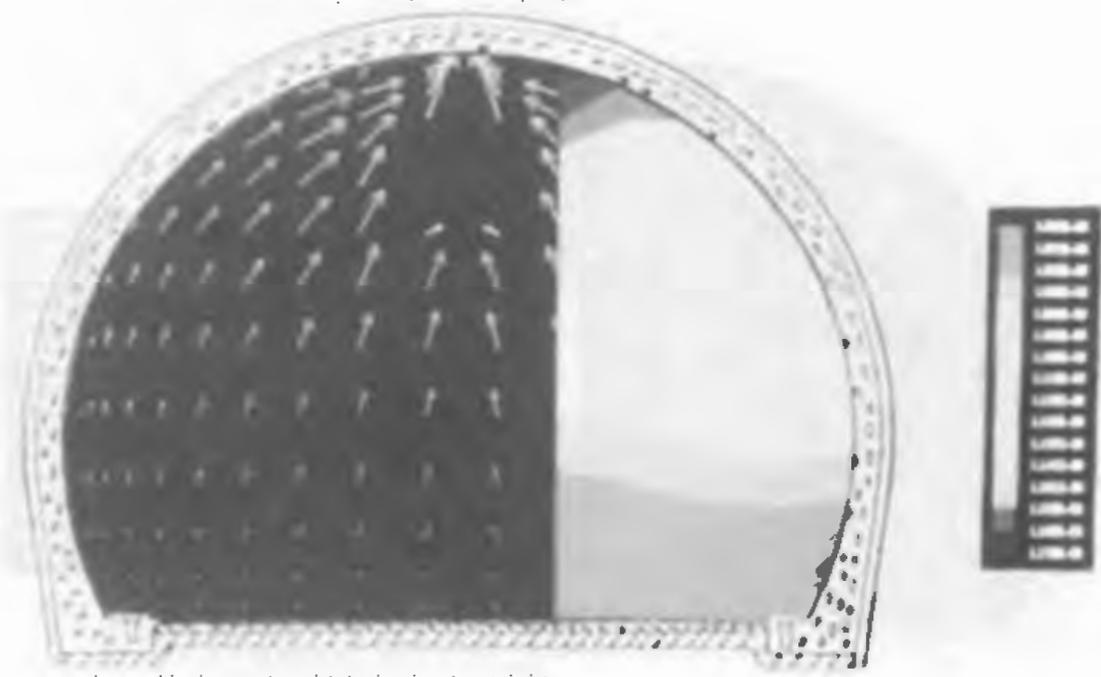
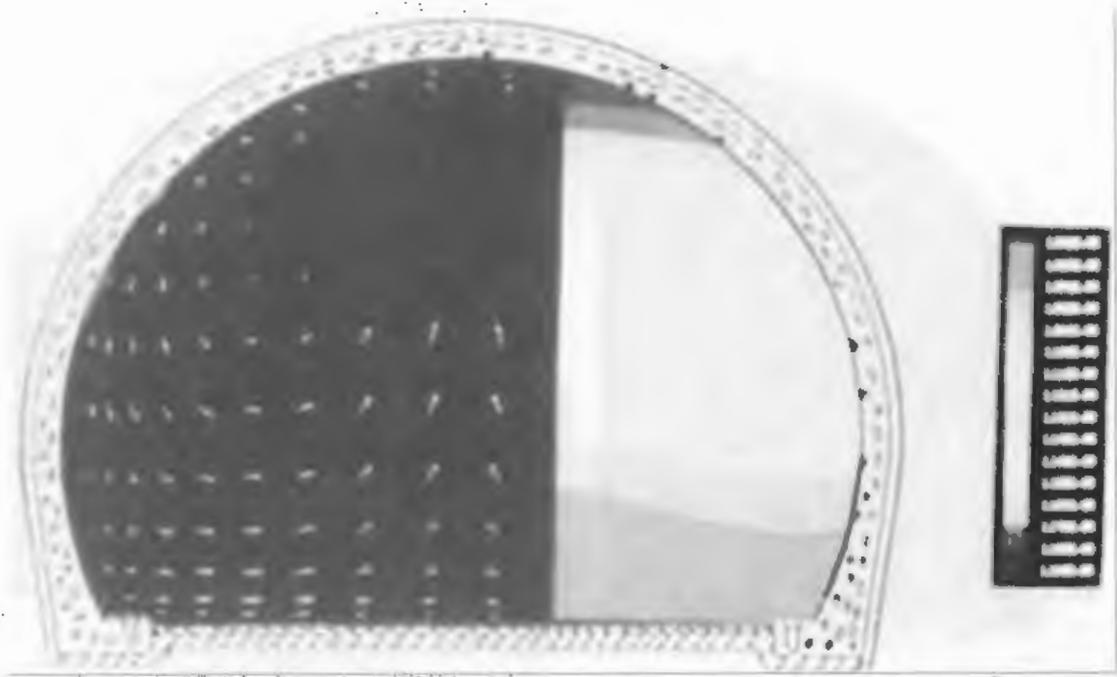


Figure 5.29.

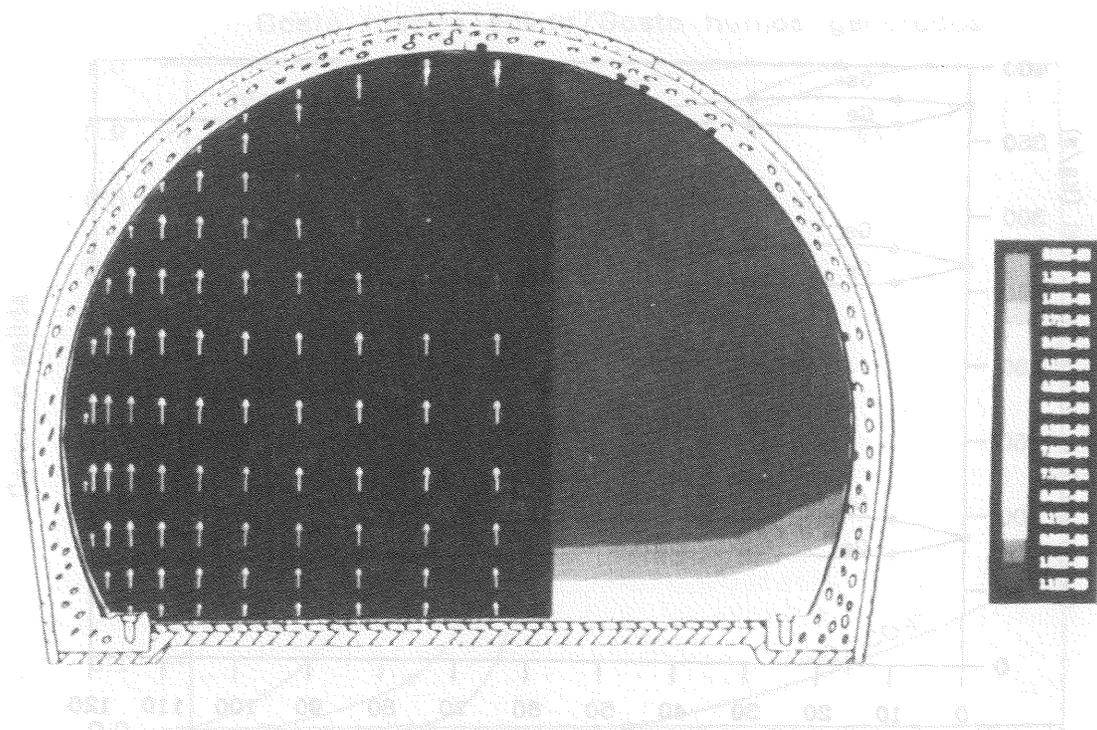


Figura 5.30.

incremento de la velocidad de salida del aire y por tanto del gasto másico. Cuando los productos de la combustión alcanzan su ritmo normal de incorporación, cesa el desplazamiento de la corriente, y a partir de entonces los gastos de entrada y de salida del túnel se diferenciarán sólo en el gasto de combustible. El tiempo característico de este fenómeno es del orden de los 60s, y para los casos de ventilación forzada es independiente de los ventiladores que estén en funcionamiento. Con ventilación natural este tiempo característico está muy por encima de los 120s.

Por otro lado se aprecia que los gastos estacionarios de entrada y de salida en el túnel se reducen ligeramente ante la presencia de la combustión. El tiempo en que el gasto de entrada alcanza su valor reducido es del orden de 10 a 15 segundos para los casos estudiados, y es absolutamente independiente del tipo de ventilación del túnel, ya sea natural o forzada.

La figura 5.32 muestra la evolución de la fracción de flujo másico de humos en la boca de salida del túnel. Sólo en el caso de ventilación natural en que la velocidad de circulación es pequeña, la fracción de humos no alcanza su valor máximo. Cuando la ventilación es provocada por dos ventiladores, el tiempo de máxima fracción aparece al cabo de los 90 segundos, el cual se ve reducido a algo menos de 60 cuando la ventilación forzada es total.

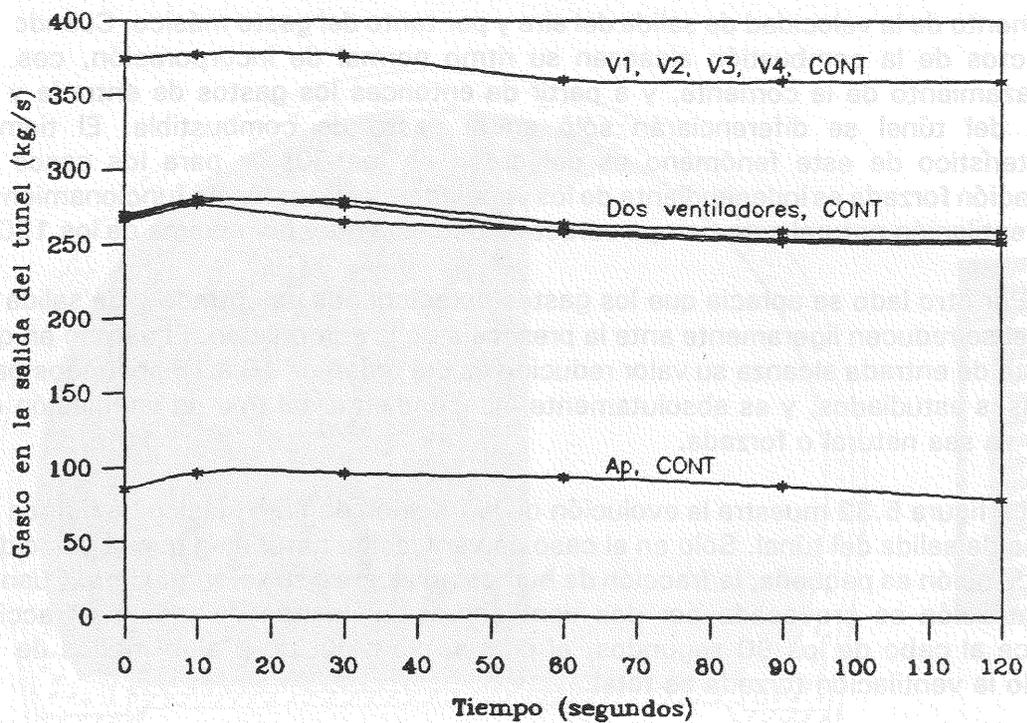
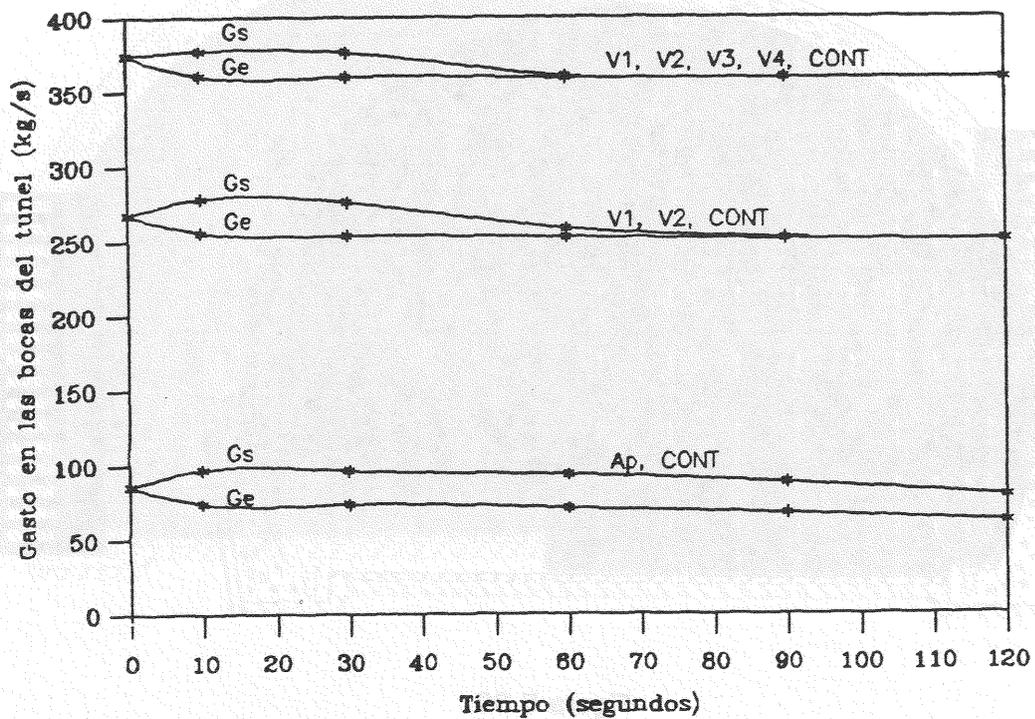


Figura 5.31.

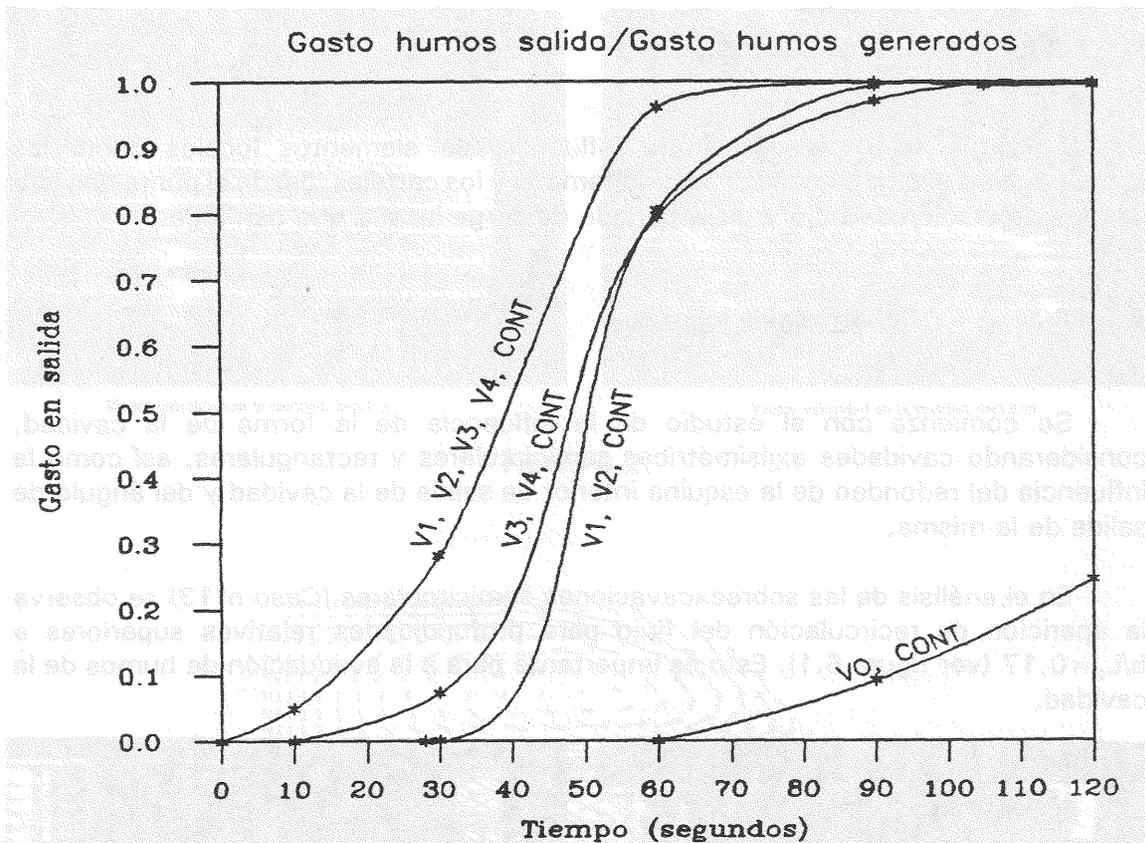


Figura 5.32.

Algunas conclusiones de este estudio de ventilación forzada son:

- Un ventilador aguas abajo del foco en combustión tiende a elevar el contaminante localmente para luego provocar cierta dispersión en la sección del túnel. Si el ventilador considerado es el inmediato al foco, además da lugar a la aparición de una pequeña zona abierta de muy baja concentración que se mantiene en régimen estacionario, siempre y cuando el fuego no abarque todo el ancho del túnel.
- Un ventilador aguas arriba del foco en combustión tiende a dispersar el contaminante en toda la sección del túnel.
- Cuando la ventilación forzada es parcial, por ejemplo sólo funcionan dos de los cuatro ventiladores, a pesar de que el gasto de aire puesto en circulación no depende de los ventiladores que están en marcha, inicialmente se consigue extraer el máximo gasto de contaminante cuando se ponen en funcionamiento los ventiladores aguas abajo del foco de combustión. Además se crea una zona longitudinal a nivel de la calzada de menor concentración que con otras combinaciones de ventilación forzada.

6.- PERDIDAS LOCALIZADAS.

A continuación se estudia la influencia de elementos locales como las sobreexcavaciones o cavidades de gran tamaño y los carteles, desde el punto de vista de la recirculación de flujo y de la pérdida de carga local a que dan lugar.

6.1.- Sobreexcavaciones.

Se comienza con el estudio de la influencia de la forma de la cavidad, considerando cavidades axilsimétricas semicirculares y rectangulares, así como la influencia del redondeo de la esquina interior de salida de la cavidad y del ángulo de salida de la misma.

En el análisis de las sobreexcavaciones semicirculares (Caso n°13) se observa la aparición de recirculación del flujo para profundidades relativas superiores a $b/L_c = 0,17$ (ver figura 6.1). Esto es importante para a la evacuación de humos de la cavidad.

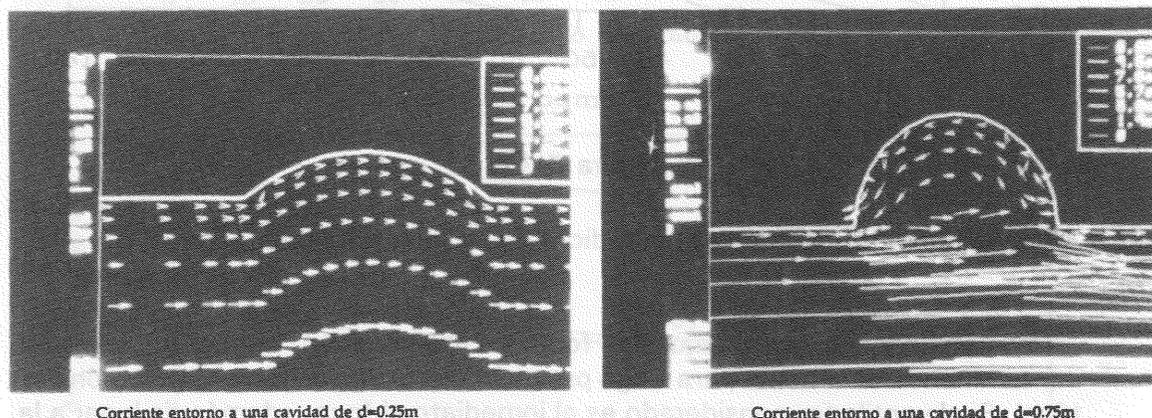
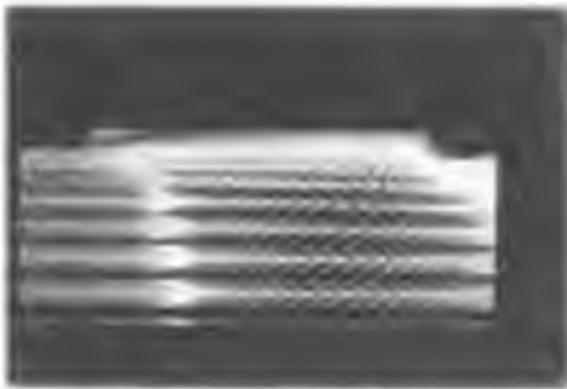
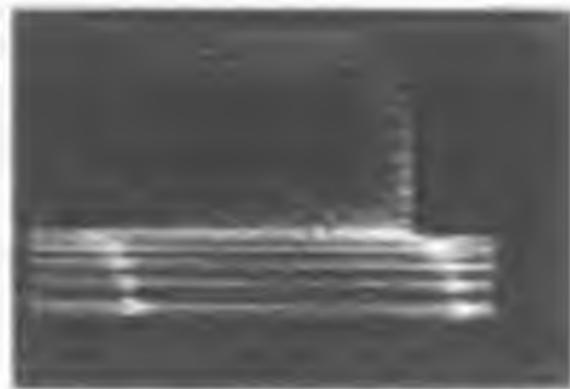


Figura 6.1.

En lo relativo a las cavidades rectangulares, el Caso n°14, con longitud $L_c = 1,5$ m, revela la existencia de recirculación del flujo incluso con pequeñas profundidades relativas de la cavidad de $b/l = 0,07$ (figura 6.2) donde se observa además que las aristas vivas inducen rápidamente a la recirculación del flujo en el interior de la cavidad. Este fenómeno se ve claramente atenuado cuando disminuye el ángulo de entrada a la cavidad (figura 6.1), siendo poco significativa la influencia del ángulo de salida (figura 6.3).

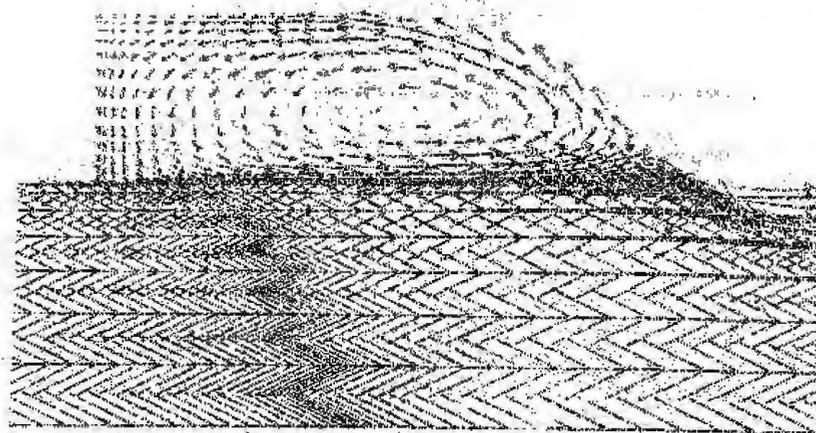


Valor obtenido en la cavidad de 0,2 m



Valor obtenido en la cavidad de 0,2 m

Figura 6.2



→ v : 0,50 m/s

Figura 6.3

Se trata a continuación la influencia sobre el coeficiente de pérdida localizada de cavidades rectangulares axisimétricas de gran tamaño en túneles sin revestir, cuya rugosidad en la pared se ha establecido en 0,2 m (2%). (Casos n°15 y n°16). Se consideran cavidades de gran tamaño aquellas que evaluadas como rugosidad relativa superan el 5%. A tal efecto el Caso n°15 contempla una cavidad de longitud $l_c = 1,5$ m, donde se hace variar su profundidad desde 0,1 m a 1,5 m (rugosidad relativa equivalente desde el 1% al 15%). Los resultados obtenidos se recogen en la figura 6.4.

El valor máximo del coeficiente de pérdida de carga local es del orden de $k=0,075$; dado para una profundidad relativa de $b/l_c = 0,2$. Las dos curvas representadas responden a tamaños de malla diferentes, observándose que los

resultados prácticamente coinciden.

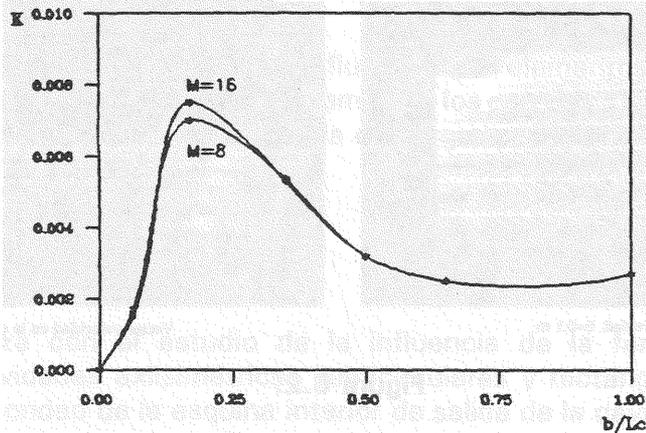


Figura 6.4. Cavidad rectangular ($L_c = 1,5$ m).

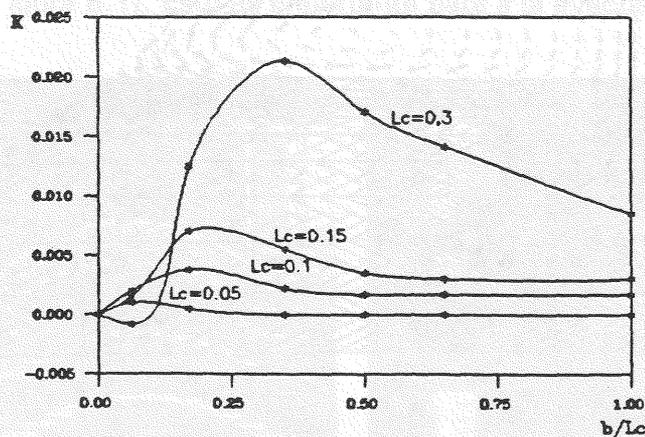


Figura 6.5. Cavidad rectangular ($b = 0,5$ m).

En el Caso n°16 se estudia la variación del coeficiente de pérdida de carga local en una cavidad rectangular axilsimétrica de profundidad 0,5m, donde se hace variar su longitud entre 0,5m y 1,5m. El máximo coeficiente de pérdida de carga local aparece con la mayor longitud de cavidad y su valor es $k=0,021$, como se muestra en la figura 6.5.

Como caso límite de cavidad de gran tamaño resultaría una con longitud y profundidad del orden del diámetro del túnel (10m). El coeficiente de la pérdida de carga local podría obtenerse de forma aproximada de la superposición de los coeficientes correspondientes a una salida brusca ($k=1$) seguido de una contracción brusca ($k=0,5$), referidos ambos a la velocidad media del flujo en el túnel.

Sólo De cualquier forma, las pérdidas de carga locales se pueden superponer a la pérdida de carga por rozamiento de superficie en la pared, cuyo valor se determina por el Diagrama de Moody. La limitación al cálculo de esta pérdida por rozamiento a través de dicho diagrama, para el régimen turbulento que se desarrolla en túneles, es la propia que impone el diagrama, la cual limita la rugosidad relativa máxima en la pared al 5%.

El coeficiente global de pérdidas de carga λ del túnel, incluyendo los efectos del rozamiento f en la pared y los locales k de cada una de las N cavidades iguales de gran tamaño, resulta ser:

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{V_a^2}{2} \rho + N k \frac{V_a^2}{2} \rho = \left(f + \frac{N}{L} k D \right) \frac{L}{D} \frac{V_a^2}{2} \rho = (f + n k D) \frac{L}{D} \frac{V_a^2}{2} \rho$$

o bien:

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{D} \frac{V_a^2}{2} \rho$$

donde:

$$\lambda = f + n k D = \frac{\Delta p}{\frac{L}{D} \frac{V_a^2}{2} \rho}$$

siendo n el número medio de sobreexcavaciones por metro lineal de túnel. Para los túneles de sección no circular, las expresiones anteriores son igualmente válidas sin más que sustituir el diámetro D por el cuádruplo del radio hidráulico.

Debe entenderse que la superposición de los efectos locales de varias cavidades es posible siempre que la distancia entre ellas no sea inferior a la necesaria para que el flujo quede completamente restablecido a su paso por la cavidad. En caso contrario, la pérdida local conjunta sería más pequeña que la suma de las pérdidas individuales de cada cavidad sin interacción con las demás. Por ello, el cálculo mediante las expresiones anteriores supone una cota superior del coeficiente global de pérdidas de carga.

El estudio del efecto de la pérdida de carga localizada se completa con la comparación de los resultados obtenidos entre una cavidad cuadrada axilsimétrica y otra de las mismas características pero con la esquina interior de salida redondeada y con menor ángulo de salida como muestra la figura 6.6.

Como puede observarse en la figura 6.7, la influencia del redondeo de la cavidad sobre el coeficiente de pérdida de carga es significativa sólo para pequeñas profundidades, coincidiendo con el de la cavidad rectangular desde profundidades relativas de $b/L_c = 0,5$.

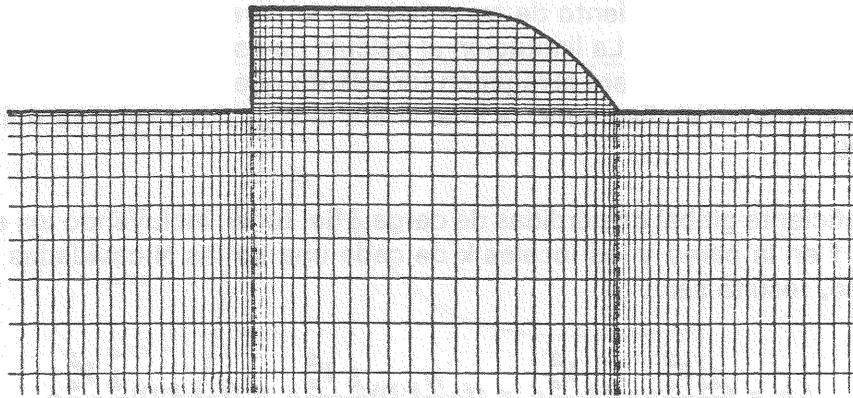


Figura 6.6.

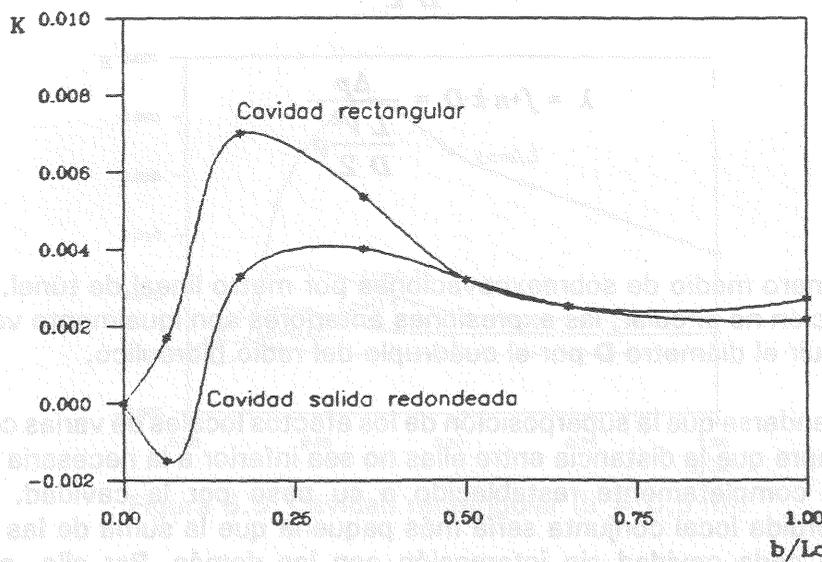


Figura 6.7. Coeficiente de pérdida de carga local. Influencia de la forma de la cavidad.

6.2.- Carteles de señalización.

En el estudio de la influencia de los carteles se consideran, por un lado, la recirculación del flujo y, por otro, la pérdida de carga local a que dan lugar.

La pérdida de carga que provocan los carteles (5,12x0,55m) es despreciable, independientemente de su situación y de las condiciones de ventilación del túnel, tal como lo demuestran las reducciones del gasto de aire de ventilación del 0,7% y 1% con tiro natural y ventilación forzada con los cuatro ventiladores respectivamente.

Sólo cuando el cartel es de grandes dimensiones (5,12x1,66m), lo que supone una reducción del área del túnel del 13%, la disminución del gasto es algo significativa, alcanzando el 4%.

Por otro lado se aprecia que los carteles no crean recirculación del flujo principal del túnel, aunque sí tienen un efecto local en la cara posterior del cartel, que se acentúa con la velocidad media del aire en el túnel (figura 6.8).

En esto es decisiva la acción que ejerce el ventilador aguas arriba más próximo al cartel, puesto que ambos están ligeramente alineados. En cambio, el ventilador más próximo aguas abajo no provoca el mismo efecto que su homólogo aguas arriba, por cuanto los perfiles de velocidad a la entrada y a la salida de un ventilador no son simétricos (figura 6.10). Desde este punto de vista prácticamente no hay diferencia significativa respecto a la situación del cartel aguas arriba o aguas abajo de la zona de incendio, aunque, la recirculación de los humos sólo tendrá lugar en los obstáculos aguas abajo del incendio. La figura 6.8.a muestra los contornos longitudinales de velocidad en planta a 5,15m de la calzada, estando en funcionamiento los ventiladores V3 y V4. Aquí se confirman las bajas velocidades en las caras anterior y posterior del cartel. La zona de remanso detrás del cartel viene a ser del orden del ancho del mismo, 5m aproximadamente.

En la figura 6.9 aparecen los contornos longitudinales de contaminante en planta y alzado respectivamente. El aire contaminado que rodea el cartel se recircula detrás de él provocando mayor gradiente vertical de concentración. Esto no se aprecia bien en la figura 6.9 por la escala de colores utilizada, aunque puede verse mejor en la figura 5.29.b.

6.3.- Conclusiones.

Recogiendo de forma resumida las conclusiones más significativas relativas a la recirculación de flujo y a la pérdida de carga localizada en sobreexcavaciones de túneles rugosos y en carteles, se establece que:

- a. La recirculación del flujo, como área potencial de concentración de contaminante del tráfico rodado, o de los humos de combustión en los casos de incendio, es despreciable en los carteles y significativa en cavidades de gran tamaño. En éstas está muy ligada al tamaño y la geometría de la cavidad. En cavidades con geometría rectangular y cantos angulosos prácticamente siempre existe recirculación. En cambio, las cavidades con forma semicircular, con ángulos de entrada y de salida menores, son barridas por la corriente principal para profundidades relativas máximas de la cavidad del orden del 20% del ancho de la misma.

Figura 6

.8.0 awpF

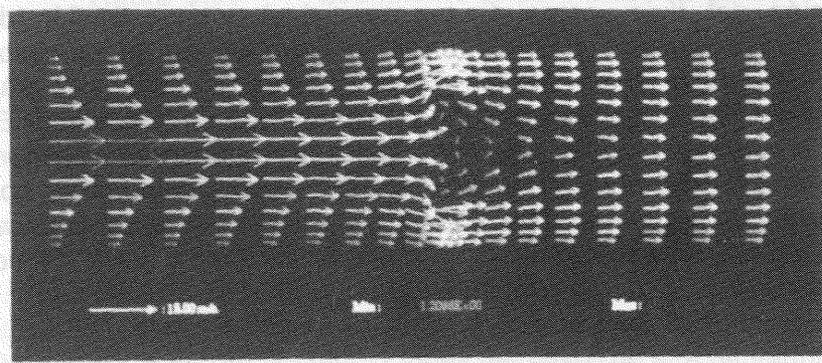
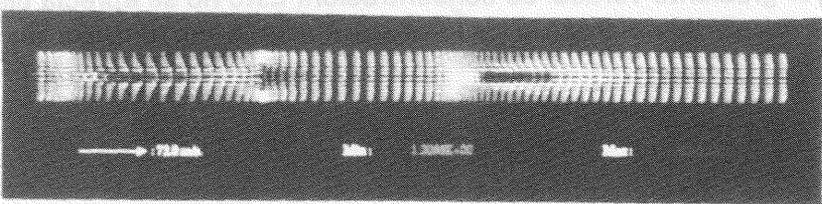
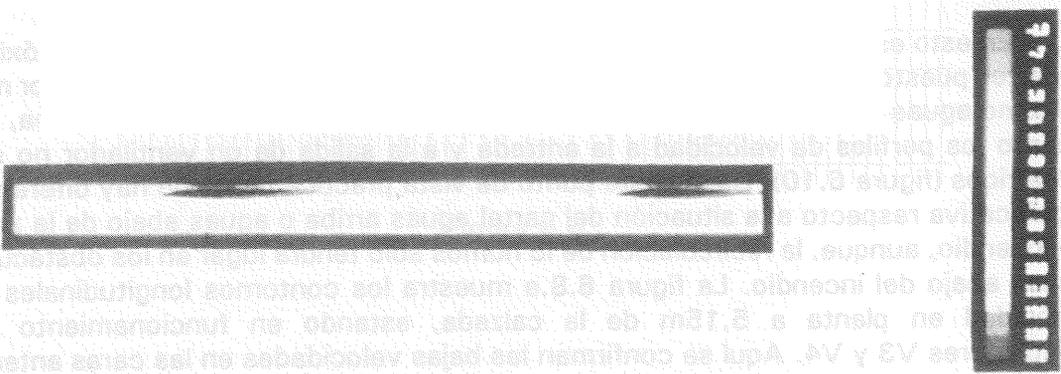
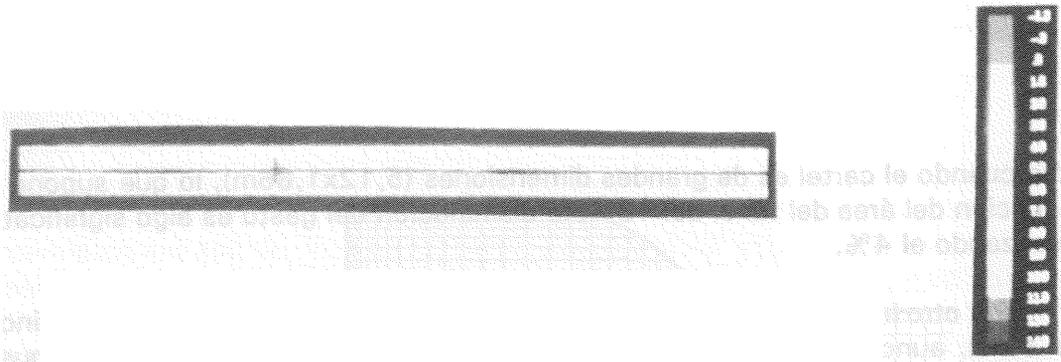


Figura 6.8.

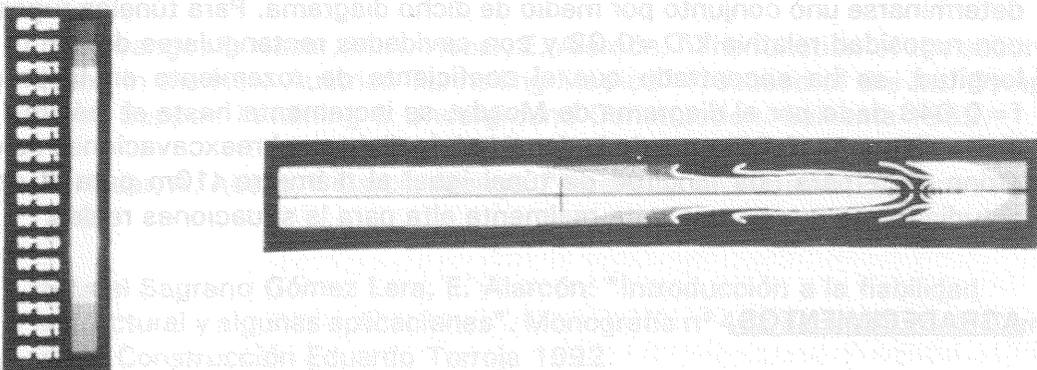
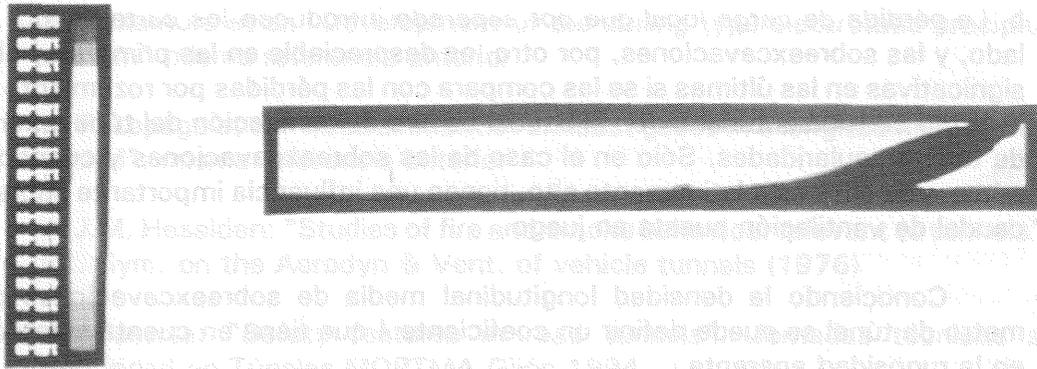


Figura 6.9.

Los autores desean igualmente agradecer a la Comisi3n de Carreteras del Estado de Asturias su apoyo econ3mico para la realizaci3n de este trabajo. Queremos tambi3n agradecer al Ing. Juan Carlos G3mez Lara, el Ing. Marcos "Introducci3n a la Mec3nica de Fluidos" y al Ing. Juan Carlos G3mez Lara, el Ing. Marcos "Introducci3n a la Mec3nica de Fluidos" y al Ing. Juan Carlos G3mez Lara, el Ing. Marcos "Introducci3n a la Mec3nica de Fluidos".

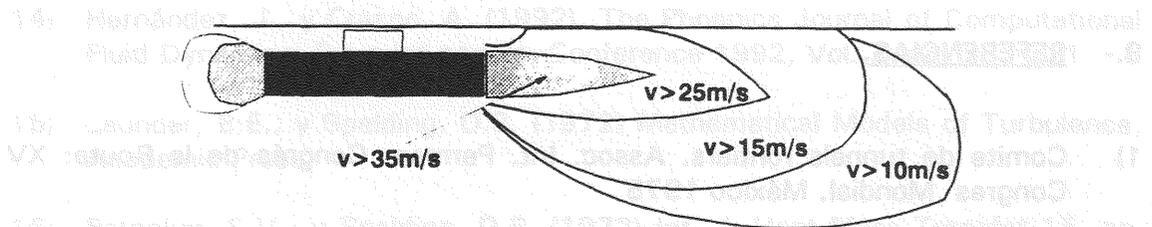


Figura 6.10. Perfil de velocidad alrededor de un ventilador.

b. La pérdida de carga local que por separado introducen los carteles, por un lado, y las sobreexcavaciones, por otro, es despreciable en las primeras y algo significativas en las últimas si se las compara con las pérdidas por rozamiento en la pared de todo el túnel o con el caudal de aire de ventilación del túnel exento de tales singularidades. Sólo en el caso de las sobreexcavaciones y cuando el número de ellas es relativamente alto, tienen una influencia importante sobre el caudal de ventilación puesta en juego.

Conociendo la densidad longitudinal media de sobreexcavaciones por metro de túnel se puede definir un coeficiente λ que tiene en cuenta su efecto en la rugosidad aparente.

Atendiendo al rango de utilización del diagrama de Moody, esto último puede interpretarse como que el coeficiente de pérdida de carga localizada puede incluirse en el coeficiente de pérdida de rozamiento en la pared y determinarse uno conjunto por medio de dicho diagrama. Para túneles rugosos con rugosidad relativa $k/D = 0,02$ y con cavidades rectangulares de 1,5 m de longitud, se ha encontrado que el coeficiente de rozamiento en la pared, $f = 0,048$ dado por el diagrama de Moody, se incrementa hasta el máximo de dicho diagrama (0,07) cuando la densidad de dichas sobreexcavaciones es del orden de 2 para una longitud de túnel igual al diámetro (10m para el caso estudiado), lo que es una cota realmente alta para las situaciones reales.

7.- AGRADECIMIENTOS.

En los modelos tridimensionales se ha hecho uso del Código Phoenix desarrollado y facilitado por CHAM Ltd.

Los autores desean igualmente agradecer a la Demarcación de Carreteras del Estado en Asturias y especialmente a los señores D. Ignacio García-Arango y D. Fernando Hacar el estímulo y ayuda que han prestado para el desarrollo del trabajo.

8.- REFERENCIAS.

- 1) Comité de tunnels routiers. Assoc. Int. Perman. Congrès de la Route: XV Congrès Mondial. México 1975
- 2) BHR Group: "Aerodynamics and ventilation of vehicle tunnels". Serie de congresos periodicos organizados generalmente en Brighton. Reino Unido
- 3) S. Mori et al: "A study on atmospheric dispersion of exhaust air from the ventilation tower of a road tunnel in an urban area" en "Aerody & ventil. vehic. tunn" Elsevier 1991

- 4) S. Nakamura et al: "Development of the ceiling type electrostatic precipitation system" misma referencia anterior
- 5) M.F. Lepage et al: "Retrainment of exhaust gases in a longitudinally ventilated tunnel". misma referencia anterior
- 6) A.J.M. Heselden: "Studies of fire and smoke behaviour relevant to tunnels" 2nd Int. Sym. on the Aerodyn & Vent. of vehicle tunnels (1976)
- 7) A. Caserta: "Safety features in road tunnels". Jornadas técnicas sobre Seguridad en Túneles MOPTMA Gijón 1994
- 8) M^a.C. Huerta, F. Hacar, E. Laso, A. Abella: "Control of Convergences in Tunnel Construction" Computational Methods & Experimental Measurements V. Elsevier 1992
- 9) I.G. Arango, F. Hacar, M.A. Hacar, E. Alarcón: "The function of the secondary lining in the New Austrian Tunnelling Method" Proceed of the Int. Symp. on Rock Support in Mining & Underground Construction. Balkema 1992.
- 10) F. Hacar, A. Abella, I. García Arango: "Incendios en Túneles. Ediciones Paraíso. 1993
- 11) M^a del Sagrario Gómez Lera, E. Alarcón: "Introducción a la fiabilidad estructural y algunas aplicaciones". Monografía nº 408 del Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja 1992.
- 12) Bilger, R.W. (1980) "Turbulent Flows with Nonpremixed reactants," in Turbulent Reacting Flows, eds. P.A. Libby and F.A. Williams, Topics in Applied Physics, vol. 44, Springer-Verlag, Chapter 4.
- 13) Crespo, A., y Hernández, J. (1993), Joint Meeting of the Italian and Spanish Sections of the Combustión Institute, Stressa, Italy.
- 14) Hernández, J., y Crespo, A. (1992), The Phoenix Journal of Computational Fluid Dynamics, Pre-print papers, Conference 1992, Vol. 2, pp. 205-221.
- 15) Launder, B.E., y Spalding, D.B. (1972) Mathematical Models of Turbulence, Academic Press.
- 16) Patankar, S.V., y Spalding, D.B. (1972) Int. J. Heat Mass Transfer 15, pp. 1787-1806.
- 17) Spalding, D.B. (1989) The PHOENICS Reference Manual, CHAM TR/100.

9.- APENDICE.

En este apartado se describen las características de los modelos utilizados en los diferentes casos de estudio en los apartados de combustión y de pérdidas localizadas.

Todos los casos analizados han tomado como base las características generales de los túneles de El Padrún, que son:

Son dos tubos gemelos de unos 1762 m cada uno, previstos para dos carriles con aceras y tráfico unidireccional. La sección transversal (figura 9.1) está constituida por una bóveda circular de 5m de radio y 218,17 grados con hastiales ligeramente inclinados hacia el interior. La altura en clave de la bóveda es de 6,705m, su anchura en base de 9,40m y la sección transversal de 56m².

Las bocas de ambos túneles están a la cota + 184m aproximadamente tanto a la entrada como a la salida. El recorrido es en rampa de 1% hasta el centro y la salida en pendiente también del 1%.

Los ejes del túnel están distanciados unos 30m en sus bocas mientras que esta separación llega a un máximo de 100m en el centro de la traza.

Los aceleradores están dispuestos a distancias del orden de los 70m y son capaces de suministrar un caudal de 27m³/s, un empuje de 950N y con una potencia de 20 Kw, siendo de tipo axial y reversibles. La velocidad suministrada es de 30m/sg.

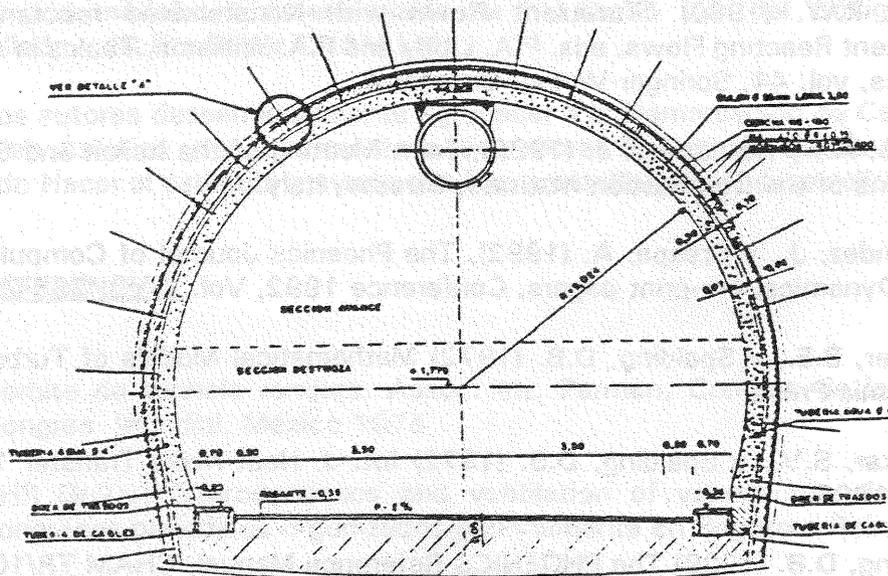


Figura 9.1.

9.1.- Propiedades del aire.

Se han tomado para el aire las siguientes características: densidad ($1,2\text{kg/m}^3$), temperatura (288°K) y viscosidad dinámica ($1,8 \cdot 10^{-5}\text{kg/m}\cdot\text{s}$).

9.2.- Modelos geométricos de combustión.

9.2.1.- Túnel de sección cuadrada.

En el túnel se han dispuesto cuatro ventiladores (V1, V2, V3 y V4) equidistantes entre sí con un área de paso de $0,95\text{m}^2$, y una longitud de 1m. Se han modelado como fuentes de cantidad de movimiento iguales entre sí e independientes de sus condiciones de funcionamiento, tales que en régimen estacionario generan una velocidad media en el túnel de $2,1\text{m/s}$. Al objeto de reducir el tiempo de cálculo se ha realizado el estudio sobre una longitud de 362m de túnel. El área transversal del túnel es de 100m^2 , el perímetro mojado vale 40m y el radio hidráulico es $2,5\text{m}$.

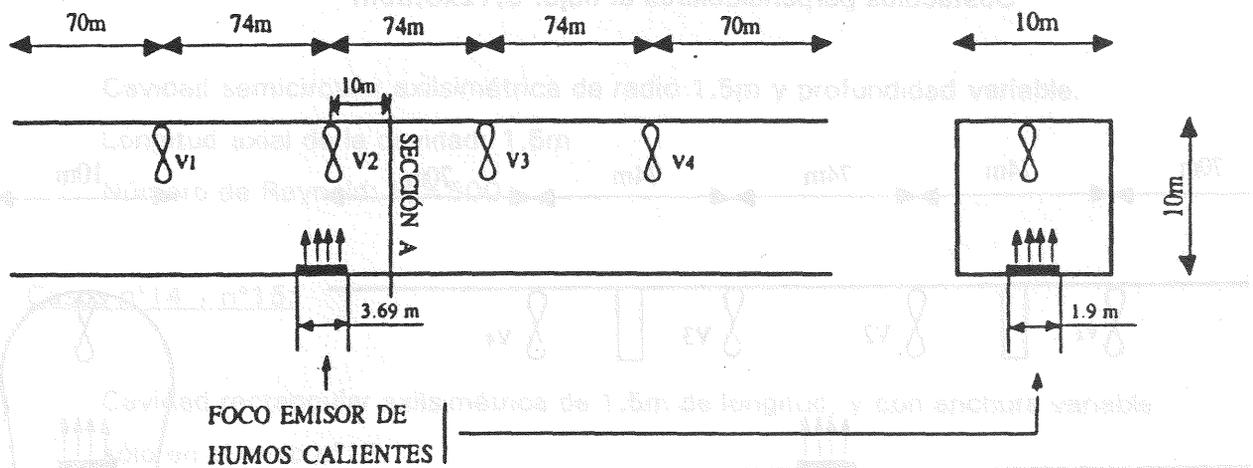


Figura 9.2.

Las características de la fuente de contaminante son:

Dimensiones: $1,90 \times 3,69\text{m}$

Temperatura de los humos emitidos: 1000°K

Flujo másico de humos emitidos: $1,4\text{kg/s}$

Valor de referencia de la concentración de humos: 1

9.2.2.- Túnel de sección circular.

En el túnel se han dispuesto cuatro ventiladores (V1, V2, V3 y V4) equidistantes entre sí con un área de paso de $0,95\text{m}^2$ y 1m de largo. Se han modelado como fuentes de cantidad de movimiento iguales entre sí e independientes de sus condiciones de funcionamiento, tales que en régimen estacionario generan una velocidad máxima de 30m/s . La longitud del túnel adoptada es de 362m . El área transversal del túnel es de $65,9\text{m}^2$, el perímetro mojado vale $34,7\text{m}$ y el radio hidráulico es $1,9\text{m}$. Centrado en el túnel se dispone una fuente en combustión de las siguientes características:

Área del foco: $3,69 \times 1,90\text{m}$

Temperatura máxima de los productos de la combustión: 1400°K

Gasto de combustible quemado: $0,2013\text{kg/s}$

Valor de referencia de la concentración de humos: 1

Obstáculos perpendiculares al flujo: $5,12 \times 0,55\text{m}$

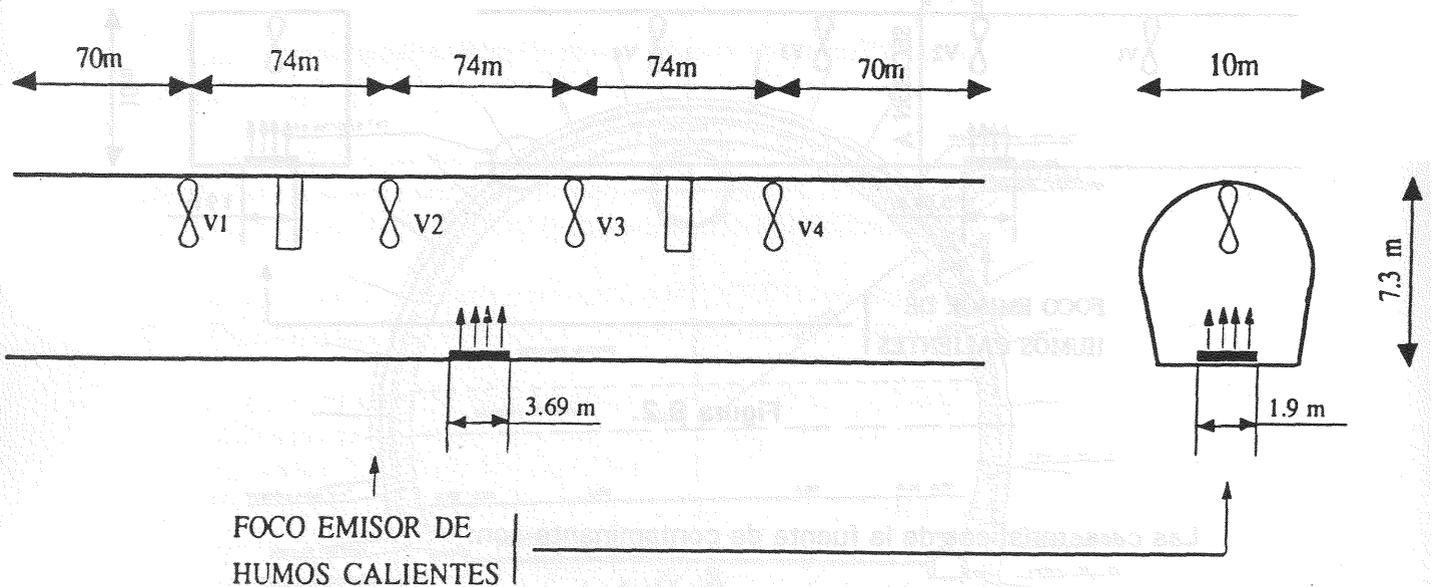


Figura 9.3.

9.3.- Modelos geométricas de pérdidas localizadas.

En el estudio de pérdidas localizadas se han utilizado varios modelos geométricos, que pasamos a describir a continuación. Se indican los casos de estudio en los que han intervenido.

Casos n°1/12 y n°17/21:

Utilizan el modelo del Túnel de sección circular.

Casos n°13/16:

Emplean un túnel circular de 10m de diámetro. La longitud del túnel se extiende 10 diámetros a ambos lados de la cavidad objeto de estudio. Los diferentes tipos de cavidades estudiadas en estos casos son las siguientes.

Caso n°13:

Cavidad semicircular axilsimétrica de radio 1,5m y profundidad variable.

Longitud axial de la cavidad: 1,5m

Número de Reynold: $R_e = 500$

Casos n°14 y n°15:

Cavidad rectangular axilsimétrica de 1,5m de longitud, y con anchura variable sólo en el caso n°15.

Número de Reynold: $R_e = 1,33 \cdot 10^6$

Caso n°16:

Cavidad rectangular axilsimétrica de profundidad $b/D = 0,05$ y de longitud variable

Número de Reynold: $R_e = 1,33 \cdot 10^6$

9.4.- Ecuaciones de comportamiento.

A continuación se relacionan las ecuaciones empleadas por el Código Phoenic empleado en el estudio realizado. Las ecuaciones son las de conservación de la masa, cantidad de movimiento, energía, energía cinética turbulenta, ritmo de disipación de la energía cinética turbulenta y ecuación de cierre del modelo $k-\epsilon$:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_j) = 0,$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_j \bar{u}_i) = - \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_j \bar{u}_i'') - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \bar{\rho} g_i,$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \bar{\rho} \bar{u}_j \bar{u}_i' \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \bar{\rho} \epsilon,$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) - \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} \bar{\rho} \bar{u}_j \bar{u}_i' \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + C_{\epsilon 2} \bar{\rho} \epsilon),$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_j \bar{\xi}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\xi} \frac{\partial \bar{\xi}}{\partial x_j} \right),$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_j \bar{\xi}''^2) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\xi} \frac{\partial \bar{\xi}''^2}{\partial x_j} \right) + C_{\xi 1} \mu_t \left(\frac{\partial \bar{\xi}}{\partial x_j} \right)^2 - C_{\xi 2} \bar{\rho} \frac{\epsilon}{k} \bar{\xi}''^2,$$

where

$$- \bar{\rho} \bar{u}_j \bar{u}_i'' = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\mu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} + \bar{\rho} k \right),$$

$$\mu_t = C_\mu \bar{\rho} \frac{k^2}{\epsilon},$$

and $C_\mu = 0.09$, $C_{\epsilon 1} = 1.44$, $C_{\epsilon 2} = 1.92$, $C_{\xi 1} = 2/\sigma_\xi \approx 2.8$, $C_{\xi 2} = 2.0$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$,

$\sigma_\xi = \sigma_g = 0.7$.