



03073<sub>6</sub>  
2y

# Universidad Nacional Autónoma de México

COLEGIO DE CIENCIAS Y HUMANIDADES  
Unidad Académica de los Ciclos Profesionales y de Posgrado  
Instituto de Investigaciones en Materiales  
Laboratorio de Energía Solar  
Especialización en Heliodiseño y Maestría en Energía Solar

Estudio Numérico Bidimensional de la Convección  
Natural y Forzada en Estado Permanente  
en un Auditorio.

T E S I S  
QUE PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRO EN ENERGÍA SOLAR  
(OPCIÓN FOTOTÉRMICA)  
P R E S E N T A  
BERNARDO VAZQUEZ NUÑEZ

TESIS CON  
FALLA LE ORIGEN

Temixco, Mor.

Enero de 1991



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## Capítulo I

1.1- Introducción.	1
1.1.1.- Diseño de edificios.	1
1.1.2.- Evaluación de la comodidad térmica en edificios.	3
1.1.3.- Coeficiente de convección de calor.	5
1.2.- Revisión bibliográfica.	8
1.3.- Conclusiones de la revisión bibliográfica.	15
1.4.- Conjunto de edificios pasivos en el L.E.S.	17
1.5.- Auditorio. Operación térmica.	18
1.6.- Descripción del problema.	22
1.7.- Objetivos.	26
1.8.- Contenido de la tesis.	27

## Capítulo II.- Modelación del problema.

2.1.- Definición del problema.	29
2.2.- Ecuaciones que rigen el fenómeno.	31
2.2.1.- Condición de frontera en convección natural.	33
2.2.2.- Condición de frontera en convección forzada.	35
2.3.- Adimensionalización de las ecuaciones para convección natural.	35
2.3.1.- Variables adimensionales.	36
2.3.2.- Forma adimensional de las ecuaciones.	36
2.3.3.- Condiciones de frontera en forma adimensional para convección natural.	38
2.3.4.- Discusión del rango de valor de los parámetros adimensionales.	39
2.4.- Adimensionalización de las ecuaciones para convección forzada.	40
2.4.1.- Variables adimensionales.	41
2.4.2.- Forma adimensional de las ecuaciones.	41
2.4.3.- Condiciones de frontera en forma adimensional para convección forzada.	42
2.4.4.- Discusión del rango de valor de los parámetros adimensionales.	43
2.5.- Capas límites esperadas.	44

Capítulo III.- Método numérico.	
3.1.- Esquema de discretización	46
3.2.- Integración de la ecuación general de transporte.	50
3.3.- Código PHOENICS.	58
3.4.- Malla seleccionada.	59
3.5.- Subrutinas especiales en el código PHOENICS.	61
3.6.- Estrategia de simulación.	65
Capítulo IV.- Resultados.	
4.1.- Convección natural.	67
4.2.- Convección forzada.	85
4.3.- Variación de la geometría en las aperturas de entrada y salida del auditorio.	98
Capítulo V.- Conclusiones.	116
Bibliografía.	122
Apéndice A .- Listado de entrada a PHOENICS.	126
Apéndice B .- Listado de subrutinas especiales.	130

## CAPITULO I

### INTRODUCCION.

#### 1.1.- INTRODUCCION.

En este capítulo se presenta un panorama general del diseño térmico de edificios y su importancia, así como los antecedentes y consideraciones que llevaron a desarrollar este proyecto. Se expone de una manera breve el problema que se aborda, sin discutir por el momento las ecuaciones que representan el mismo, lo cual se hará en el capítulo siguiente. Se incluye la revisión de la literatura que a nivel internacional se ha editado sobre el problema o relacionada con él. El capítulo termina con los objetivos y el contenido de la tesis.

#### 1.1.1.- DISEÑO DE EDIFICIOS.

En la edificación de habitaciones intervienen diferentes reglamentos, normas o recomendaciones que el diseñador debe tomar en cuenta. El aspecto estructural en la Ciudad de México por ejemplo, es de suma importancia, que de no acatarse, la construcción no contará con el permiso de ejecución. El área construida puede ser un factor de importancia si la obra cuenta con créditos bancarios. Pero el aspecto ambiental de la habitación es apenas tomado en cuenta y su consideración en el proyecto depende más del diseñador, que de normas, recomendaciones o de tradición.

Dentro del aspecto ambiental, la temperatura, humedad y

velocidad del aire en la habitación son parámetros que junto con la radiación que incide sobre el ocupante, determinan las condiciones ideales para el humano, llamadas condiciones de comodidad (térmica). El presente trabajo se ubica en el esfuerzo por lograr que los edificios habitables sean cómodos desde el punto de vista térmico, intentando lograr una integración armoniosa con el medio ambiente donde se ubica el edificio. Esto se puede lograr cuando la energía que se utiliza con este propósito, y que normalmente proviene de otro sitio, es la mínima necesaria (alta eficiencia). Las características ideales del diseño serían aquellas en que no se requieran fuentes externas de energía para generar condiciones de comodidad.

La práctica profesional aplicada de una manera rutinaria hace que los constructores y arquitectos diseñen edificios sin prestar atención al aspecto de la comodidad y eficiencia energética. Por lo anterior, en la obtención de mejores condiciones de comodidad para los ocupantes de una habitación y el uso racional de la energía, el diseño térmico cuidadoso de edificios toma importancia.

Es necesario entonces, el establecimiento de estrategias y herramientas de cálculo que permitan el ahorro de energía en el proceso del enfriamiento o calentamiento de edificios, sin merma en la comodidad de los ocupantes. Lo anterior cobra importancia si se piensa en el aumento del costo y la demanda de energía en el futuro; sobre todo, si se considera que la mayor parte del territorio nacional permite obtener una solución de climatización natural, y que el uso de sistemas de aire acondicionado en algunos edificios, es debido fundamentalmente al descuido en el diseño térmico de los mismos edificios. Esta situación es crítica en el caso de climas extremos (como la zona norte de México), donde el sobredimensionamiento del sistema de aire acondicionado en edificios tradicionales, hace que tanto el usuario como el Estado destinen recursos innecesariamente para este propósito.

Como parte de la estrategia para el ahorro de la energía es necesario establecer con precisión los flujos de calor en una edificación. Para cumplir con esto, existen algoritmos para computadora que pueden simular con buena aproximación la operación térmica de edificios, los cuales calculan a partir de datos como la temperatura, humedad y el viento atmosférico, la radiación solar, la geometría y propiedades físicas de los materiales del edificio, así como los coeficientes de transferencia de calor por convección en el interior y el exterior del mismo. El éxito de la simulación en condiciones realistas dependerá de estos datos. El presente trabajo se ubica en esta dirección, aportando al cálculo térmico de los edificios, valores de los coeficientes de convección de calor que ocurren en el interior del auditorio, que pueden ser aplicados en edificios similares. Presentan también los valores del esfuerzo de arrastre que se tiene en las superficies que confinen el auditorio. Y finalmente presentan una discusión de los cambios que pueden ocurrir en la comodidad térmica de los ocupantes como consecuencia de variar la posición de las ventilas de entrada del aire al auditorio.

### 1.1.2 EVALUACION DE LA COMODIDAD TERMICA EN EDIFICIOS.

La comodidad del humano depende del balance entre el calor generado por el mismo y el calor transferido al medio ambiente que lo rodea. El cuerpo del ocupante pierde o gana calor a través de los mecanismos de conducción, convección, radiación y evaporación. El cuerpo humano se encuentra constantemente produciendo calor como resultado secundario de reacciones metabólicas que se efectúan en su interior. Este calor no puede ser almacenado de manera indefinida en el cuerpo, por lo que se establece un intercambio de calor con el exterior a fin de que el resultado neto sea perderlo. De esta manera, se establece la condición de comodidad térmica como aquella que ocurre cuando el calor generado internamente es igual al calor neto perdido hacia el exterior (Shapiro y

Epstein (1984)), con el mínimo de esfuerzo. Los valores de la temperatura y humedad correspondientes a la comodidad térmica dependen de cada individuo; con el fin de cuantificar las de variables termodinámicas de la comodidad, se han establecido normas. En nuestro país no existe una norma, por lo que se ha considerado la norma NBS (National Bureau of Standards) reconocida internacionalmente, que establece criterios en términos de la temperatura ambiente y la humedad.

Para establecer las condiciones de comodidad del humano existen además, definiciones con reconocimiento internacional como la propuesta por ASHRAE (1981) (American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineering), que sustituye el valor de la temperatura del aire ambiente por una temperatura ficticia llamada temperatura equivalente, que incorpora los efectos combinados de la temperatura del aire, de la radiación solar, la radiación emitida o reflejada por superficies cercanas, la velocidad del aire y la evaporación, sobre la piel.

De acuerdo a lo anterior, no basta conocer la temperatura del interior del local para determinar la comodidad del ocupante. Es necesario conocer también con la humedad relativa del aire del local, la temperatura de las paredes interiores y del aire, la radiación que proviene de otras fuentes (como la solar a través de ventanas o la que proviene de equipos) y la velocidad del aire que se mueve junto al ocupante.

Algunas de las variables requeridas para la evaluación de la comodidad, como la temperatura y humedad promedio en el aire interior, se obtienen de simulaciones simples en modelos de variables acumuladas. Otras como la temperatura de paredes interiores, se pueden estimar a partir de los resultados de este tipo de modelos; esta temperatura sirve para calcular la radiación infrarroja que emiten dichas paredes. En edificios donde los flujos de aire son debidos a la convección natural, la velocidad del aire en contacto con el ocupante se



pueden obtener con mediciones directas o con simulaciones a detalle, en modelos que evalúan la velocidad en un mayor número de puntos en el interior del local; esta velocidad influye en el coeficiente de convección que será discutido a continuación.

### 1.1.3.- COEFICIENTE DE CONVECCION DE CALOR.

En aplicaciones de Ingeniería cuando se desea calcular el flujo de calor por convección que se presenta entre una superficie sólida y un fluido, se utiliza frecuentemente la ecuación de Newton,

$$Q = h A \Delta T$$

donde:

$h$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección.

$A$  = Area de la superficie sólida.

$\Delta T$  = diferencia de temperaturas entre la superficie sólida y el fluido.

Esta ecuación es la que se usa en modelos de variables acumuladas, que se aplican al diseño térmico de edificios, por lo que la evaluación del coeficiente de transferencia de calor por convección ( $h$ ) resulta de importancia para la mejor aproximación entre el cálculo y la realidad. Es necesario en la practica revisar trabajos o manuales para seleccionarlo. Al respecto se puede mencionar que de los resultados publicados para el cálculo de la transferencia de calor por convección en edificios, se encuentra que existe acuerdo de los diferentes grupos de investigación, en los valores reportados para los coeficientes de convección en la superficie exterior de paredes y techos. Para superficies interiores, existe concordancia entre las diferentes fuentes cuando se habla de convección forzada, pero no sucede así para los coeficientes de convección natural en el interior de edificios, los cuales para algunos casos, tienen diferencias fuertes y los estudios son incipientes (Ostrach, 1988).

Tradicionalmente se usan coeficientes de convección recomendados por ASHRAE (1981) y otras fuentes como Kreith (1973). Estos coeficientes están basados en investigaciones experimentales que se llevaron a cabo hace 40 o 50 años. En los datos obtenidos en experimentos en convección natural, realizados recientemente por Bohn (1983), y Bauman *et al.* (1983), encuentran grandes diferencias cuando se comparan con los resultados obtenidos anteriormente.

El coeficiente de transferencia de calor es función de la geometría del sólido, la velocidad, la temperatura y las propiedades físicas del fluido (viscosidad, densidad, calor específico, etc).

Para encontrar el coeficiente de transferencia de calor, en condiciones generales existen tres caminos:

- a) Soluciones analíticas a las ecuaciones de balance.
- b) Soluciones numéricas a las ecuaciones de balance.
- c) Experimentos.

Las soluciones analíticas a las ecuaciones de balance y las correspondientes condiciones de frontera, sólo se conocen para algunas geometrías sencillas. En el caso de edificios, sólo existen para algunas partes y en situaciones especiales, como paredes verticales con flotación natural en el régimen de capa límite laminar, transferencia de calor en muros, etc. Lo complejo de la geometría de los edificios hace que las ecuaciones de balance y las correspondientes condiciones de frontera no admitan simplificación, dificultando su solución analítica.

Un camino alternativo a las soluciones analíticas de las ecuaciones de balance se obtiene mediante técnicas de integración numéricas. Con el empleo de la computadora se ha incrementado el desarrollo de técnicas para este propósito. En la actualidad existen en el mercado códigos para

computadora que pueden simplificar la tarea de elaborar el propio, sin embargo el problema no se reduce a introducir cierta información a la computadora y obtener la solución, sino que hay que conocer el problema que se trabaja para obtener la solución buscada, puesto que a las inestabilidades propias de las ecuaciones, se ven aunadas a las inestabilidades del método numérico.

El tercer camino, el experimento, se puede realizar a escala reducida o en prototipo, pero además de los costos, en convección natural es difícil evaluar las velocidades que son de magnitud pequeña, y colocar sensores de temperatura que no perturben el campo de velocidades. Existen experimentos realizados con anemometría laser que amplían el rango de medición de la velocidad. En cuanto al campo de temperaturas también se pueden emplear dispositivos ópticos que son útiles principalmente en casos bidimensionales, pero el problema es la variación tridimensional de la misma. En problemas tridimensionales es difícil medir integrales del campo de temperaturas a lo largo de la trayectoria óptica. Sin embargo, en el interior de un edificio, el principal problema para emplear en estos casos resultados experimentales obtenidos en un local, es que la geometría varía de manera sensible entre un edificio y otro.

En el caso de convección, las soluciones numéricas son una alternativa viable para obtener valores del campo de temperaturas y con estos calcular los coeficientes de convección con buena aproximación. Por esto es importante desarrollar un modelo, que sirva como herramienta de cálculo para la evaluación de los coeficientes de convección con precisión en cualquier tipo de edificio, y así contribuir al mejor entendimiento de ese local y con esto, al diseño térmico de edificios. Esta es el camino que se adopta en el presente trabajo, por lo que su discusión líneas adelante es más amplia.

## 1.2.- REVISION BIBLIOGRAFICA.

Los estudios reportados sobre la transferencia de calor en el interior de edificios se realizaron utilizando técnicas experimentales y/o métodos numéricos para predecir patrones de flujos o comportamientos en los mismos. A continuación se presentan los estudios de convección en edificios o relacionados con el problema que son relevantes o tienen conexión con el presente trabajo.

Uno de los primeros en aplicar modelos numéricos al estudio del movimiento del aire y la transferencia de calor en edificios es Nielsen. En 1974 hace un estudio numérico en el interior de un auditorio, donde muestra el flujo en una sección rectangular bidimensional. El aire entra a través de una ventila en la parte baja de la esquina izquierda y abandona el recinto por la parte alta de la pared de la derecha. El interés de Nielsen se centra en el movimiento del aire y la transferencia de calor entre cuartos, basado en un trabajo de Gosman *et al.* (1969). Nielsen encuentra que la velocidad del aire para ventilación debe ser tal que el sistema reemplace el aire del interior en forma permanente, pero sin provocar una corriente de aire que moleste al ocupante del lugar. Estudia también las velocidades en el piso del auditorio. Los perfiles de velocidad verticales encontrados numéricamente se ajustan correctamente con los obtenidos en forma experimental por él mismo. Nielsen describe el campo de flujo isotérmico en términos de la función de corriente y la vorticidad. El movimiento del aire se calcula sin tomar en cuenta el término de flotación. El estudio muestra que es aplicable a otros diseños.

Hertager y Magnussen (1977) hacen un estudio numérico en 3 dimensiones del flujo turbulento en dos casos, convección forzada y convección natural, en un cuarto en forma de prisma rectangular, buscando establecer las condiciones adecuadas de mezclado del aire que entra a una habitación y obtener en el interior una distribución uniforme de la temperatura y del

aire fresco. Estos autores utilizan el algoritmo desarrollado por Patankar y Spalding (1972); el modelo de turbulencia usado es el conocido por  $\kappa$ - $\epsilon$ , donde se calcula la energía turbulenta y su rapidez de disipación ( $\kappa$ - $\epsilon$ ). Hertajer y Magnussen calculan valores de velocidad promedio y encuentran que para la convección forzada existe buena aproximación cuando comparan estos resultados con datos experimentales de otros autores, y para la convección natural encuentran buena aproximación pero no para todo el dominio, teniendo problemas en las zonas cercanas a las paredes debido a la presencia de una capa límite. La conclusión final, es que son necesarias más medidas experimentales de la velocidad promedio y la temperatura para poder validar el modelo numérico de manera completa.

Etheridge y Nolan (1979) miden velocidades del aire cuando se tiene ventilación en un edificio a escala dentro de un túnel de viento, el objetivo del trabajo es evaluar los efectos de grietas localizadas en paredes y ventanas de un edificio, utilizando para lograrlo dos tipos de aperturas diferentes, una de forma circular (simulando una grieta), la otra de forma rectangular que presentaba una pequeña grieta en la parte central. Además, Comparan ambos tipos de aperturas en experimentos separados, colocandolas en paredes opuestas, con dos posiciones, una paralela y la otra perpendicular a la dirección del flujo. Se comparan resultados experimentales y teóricos, y se discute el uso del túnel de viento para evaluar el flujo a través de grietas en edificios cuando no se emplea la escala completa. Estos autores discuten que una técnica importante para investigar el efecto del viento en ventilación son pruebas de túnel de viento, aunque hay problemas prácticos de modelar las grietas a escala, y el efecto del escalamiento, crea dificultades en la extrapolación de velocidades medidas en la ventilación de modelos pequeños, a situaciones de escala completa. El argumento anterior, es muy importante en contra del uso de medidas en modelos a escala. Las pruebas se efectuan en el rango de velocidades de 0.5 a 7 m/s, y para todos estos

valores, el flujo a través de las grietas depende del valor del número de Reynolds y para las grietas circulares a valores de velocidad muy bajos es independiente del valor del número de Reynolds.

Timmons *et al.* (1980), desarrolla un modelo numérico bidimensional usando el método de Successive Over Relaxation Scheme, para predecir los patrones de flujo y las velocidades del aire en cavidades de forma rectangular para un flujo turbulento, en este modelo no se toman en cuenta los esfuerzos en las paredes. El modelo es comparado con medidas experimentales, utilizando uno a escala colocado en el interior de un túnel de viento. Estos investigadores encuentran que existe buena aproximación entre los patrones de flujo y velocidades obtenidos de la solución numérica y los experimentales encontrados a partir de fotografías, las mayores diferencias se encuentran en las regiones cercanas a la pared. Lo anterior es debido a la aproximación empleada en la solución numérica, que permite libre deslizamiento sobre las paredes. Concluyen que esto no afecta significativamente la precisión de la predicción de los patrones de flujo, debido a los errores en los valores de las velocidades obtenidas numéricamente. Además, encuentran que los patrones de flujo son independientes del número de Reynolds por encima del valor de 3,800.

Moog (1981) hace un estudio experimental en relación a los problemas de predicción de patrones del flujo cuando se usa aire acondicionado (convección forzada) y explica la influencia que tendrán diferentes formas de introducir el aire al interior de una habitación y cómo, se pueden establecer los patrones de flujo. Moog encuentra que es posible hacer modelos a escala, pero que la escala 1:1 es esencial. En este trabajo se describe varios sistemas de flujo de aire en detalle cuando se tiene un sistema de aire acondicionado. Se hace además un análisis de varios parámetros adimensionales y se concluye que son necesarios modelos a escala completa bajo ciertas condiciones de

magnitud, temperatura e intensidad de movimiento. Este autor recomienda ser cuidadoso con el diseño a escala, no hace mención del uso de códigos numéricos, pero plantea la posibilidad de usar procedimientos matemáticos. Experimentos a escala completa son realizados por Fitzner (1981), quien encuentra que el flujo de aire en espacios acondicionados depende de la forma y el lugar de las salidas de aire, el aire intercambiado, la carga de enfriamiento, y la dirección del flujo en relación a la fuerza de gravedad, por lo que los patrones de flujo obtenidos en las áreas ocupadas son complejos. Fitzner encuentra que cuando se tiene una geometría complicada o un valor grande de la velocidad del aire intercambiado entre el cuarto y el exterior, son indispensables los experimentos en cuartos de prueba a escala completa.

Bauman *et al.* (1982) realizan estudios experimentales y numéricos de la transferencia de calor por convección. Los experimentos se hacen a pequeña escala en cavidades llenas de agua. El análisis numérico se basa en un esquema de diferencias finitas. Los procesos investigados son: 1) transferencia de calor por convección natural entre paredes verticales opuestas en un cuarto y el aire cercano a las superficies; 2) transferencia de calor por convección natural entre cuartos adyacentes a través de un pasillo u otras aperturas; 3) convección forzada entre el edificio y su medio ambiente externo; uso del viento, para ventilación a través de ventanas, puertas y otras aperturas. Los resultados obtenidos de los coeficientes de convección en superficies verticales, se comparan con los presentados por ASHRAE (1981). Las diferencias encontradas son de aproximadamente el 50%, y se ve que esto puede afectar el valor de los cálculos en el análisis por computadora de los flujos de energía en un edificio. Los coeficientes de convección calculados para pasillos muestran una buena aproximación con los obtenidos por Weber (1980) en Los Alamos. En particular, Bauman y sus colaboradores encuentran que la transición de régimen laminar a turbulento en el interior de cavidades ocurre a un valor

del número de Rayleigh mayor que el generalmente aceptado ( $10^7$ ). Esto significa que se puede considerar régimen laminar en un rango mayor de valores del número de Rayleigh (hasta  $10^9$ ). Estos autores destacan la importancia del análisis numérico de un edificio cuando se usa un modelo validado experimentalmente, en particular cuando la geometría del edificio es complicada.

En el grupo solar pasivo del Lawrence Berkeley Laboratory del cual Bauman *et al.* (1982) formaron parte, se desarrollan otros esfuerzos con la finalidad de conocer en detalle el fenómeno de convección natural en edificios, para esto se elabora un código computacional en esquema de diferencias finita, similar al empleado por Patankar (1980). Estos autores realizan experimentos para comparar resultados usando diferentes valores del número de Reynolds, varias configuraciones de una cavidad con divisiones interiores, y una pared que funcionaba como fuente de calor, ver Bauman (1980, 1982), Gadgil (1980, 1981, 1983, 1983), Shiralkal (1981), Nansteel (1981), Tichy (1982), Altmayer (1983). Para valores del número de Rayleigh de hasta  $6.75 \times 10^9$ , y considerando en todo momento flujo laminar, los resultados mostraron diferencias importantes, de hasta 50% con respecto a los que presenta ASHRAE (1981). También encuentran que el coeficiente de convección depende de la diferencia de temperaturas en la forma  $h = 2.03 \cdot (\Delta T/H)^{0.22}$ . El estudio se extiende a cavidades con ventilación natural a través de una abertura similar a una ventana que se conecta con el medio ambiente o a cuartos contiguos. El trabajo se orienta a la evaluación de edificaciones en condiciones reales, para las cuales es imprescindible conocer la convección natural en el interior de los cuartos.

Chandra y Kerestecio (1984) determinan coeficientes de transferencia de calor por convección para una pared vertical, efectúan experimentos en cuartos a escala completa, los coeficientes son determinados en función de la velocidad del aire cuando en la habitación se utiliza ventilación



cruzada. Estos autores encuentran una correlación lineal para paredes verticales que recomiendan para el tipo de construcciones estudiado, de la forma  $h = 6.3 \cdot v + 2.3$ , donde  $h$  está dado en  $\text{watts/m}^2\text{C}$  y  $v$  la velocidad local del aire en  $\text{m/s}$ . Chandra y Kerestecioglo encuentran que los valores de los coeficientes de convección obtenidos se diferencian de los propuestos por ASHRAE (1981), para aire sin movimiento en un 15% y coinciden en un 100% cuando el aire se mueve con un valor de velocidad dado.

Whittle (1986) presenta una revisión bibliográfica para los últimos 12 años anteriores a 1986. Su atención se centra en describir las formulaciones numéricas que resuelven las ecuaciones fundamentales de conservación del flujo del fluido, para predecir en forma apropiada el movimiento del aire, la transferencia de calor por convección y la distribución de temperaturas en espacios cerrados del interior de edificios. Whittle discute el estado actual de tales métodos y presenta un ejemplo de aplicación. Este investigador concluye que se ha invertido un considerable esfuerzo en el desarrollo y refinamiento de los métodos numéricos de predicción de la transferencia de calor y el flujo de fluidos, y que los resultados de este esfuerzo a impactado el estudio de edificios. Whittle, asegura que este desarrollo continuará, ya que actualmente forma una parte importante del diseño térmico de edificios y que lo seguirá siendo en el futuro, para el análisis del funcionamiento térmico y la eficiencia de la ventilación. Además, apunta que se debe tener presente que tales métodos se encuentran en desarrollo y que es de importancia vital la formación de recursos humanos en la aplicación de estos, así como, en la interpretación de los resultados obtenidos al usar tales métodos numéricos.

En un estudio relativamente reciente, Qingyan *et al.* (1988) investigan la forma de mejorar la calidad del aire en una habitación y ahorrar energía, disminuyendo el número de sistemas mecánicos. Estos autores estudian también el

movimiento del aire y la distribución de contaminantes en un cuarto con ventilación forzada. El estudio es hecho tanto numérico como experimental, la parte experimental se realiza en un cuarto a escala completa, probando diferentes formas de colocación de las unidades paquete de aire acondicionado, miden flujos de calor a través de persianas venecianas y el flujo de calor por convección cercano a las paredes. En el estudio numérico se utiliza el código PHOENICS para resolver las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento, energía y concentración. Para proporcionar información inicial a el código PHOENICS usan el programa ACCURACY [27], que considera la influencia de la distribución de temperaturas del aire y que se emplea en este caso para el cálculo de la carga de enfriamiento, las temperaturas de pared y la transferencia de calor por convección desde las paredes al aire del cuarto. Estos investigadores encuentran que es buena la aproximación entre los resultados medidos y los calculados y presentan la eficiencia de la ventilación y la temperatura, que son dos parámetros usados para calcular la calidad del aire. Además de reportar los consumos de energía de cada caso estudiado, se mencionan algunas aplicaciones para la evaluación anual del consumo de energía y encuentran que la convección natural en el interior de edificios es un factor importante, debido principalmente a la posible reducción en el uso de sistemas mecánicos, por lo que la convección forzada que se presenta en el interior de las habitaciones que usan sistemas mecánicos cambia a un tipo de convección mixta. Otros estudios donde se enfatiza la importancia de la convección mixta es el de Kirkpatrick *et al* (1988) que estudia la transferencia de calor en convección natural y forzada, a través de aperturas en un edificio como lo sería una puerta. Estos investigadores dividen el edificio a escala completa, en varias zonas y determinan experimentalmente la velocidad del aire en las aperturas y la distribución de temperaturas para cada zona. Estos autores desarrollan un modelo numérico para calcular la distribución de temperaturas, el flujo de calor, la velocidad y el flujo de aire. Finalmente concluyen que la transferencia de calor

por convección, a través del hueco de una puerta es un proceso importante, por el cual la energía térmica se transfiere en un edificio, de una zona a otra. Además, encuentran que la velocidad del flujo debida a la convección natural, es del mismo orden que el de convección forzada.

Sámano (1989) hace un análisis de los trabajos reportados en convección natural en cavidades, canales planos y paredes verticales y sugiere que pueden emplearse en muros verticales los resultados obtenidos para un flujo en régimen laminar de capa límite.

### 1.3.- CONCLUSIONES DE LA REVISION BIBLIOGRAFICA.

Tomando como base la información anterior se pueden establecer las siguiente conclusiones:

Se encuentra que no existe un trabajo que reporte las condiciones que se encuentran en un edificio similar al auditorio que se describe más adelante, las geometrias son variadas y no existe un patrón de edificio que permita hacer una comparación entre los reportados y el edificio estudiado.

Se pueden encontrar estudios numéricos en 2 y 3 dimensiones usando modelos laminares o turbulentos, para estos últimos el modelo (k- $\epsilon$ ) es probablemente el más usado. Existen estudios experimentales para flujos laminares y/o turbulentos de edificios que cuentan con sistemas mecánicos para la extracción o movimiento del aire en el interior de la habitación. Algunas investigaciones se enfocan al cálculo de los coeficientes de convección en paredes verticales en el interior de un edificio, encontrándose grandes diferencias entre los valores de los coeficientes reportados. Estos resultados se reportan en forma de correlaciones. Además, tratan de establecer los patrones de flujo en una habitación con el propósito de lograr una distribución uniforme de la temperatura del aire en el local.

La mayor parte de los modelos numéricos reportados en dos dimensiones escriben las ecuaciones de conservación en función de la vorticidad y la función de corriente. En tres dimensiones uno de los modelos más usado para resolver las ecuaciones de conservación es el propuesto por Patankar (1980). En algunos problemas resueltos numéricamente Hertager y Magnusen (1977), Timmons *et al.* (1980), Etheridge y Nolan (1979), se encuentra que los resultados reportados no modelan adecuadamente la zona cercana a las paredes (donde existe capa límite) debido principalmente al tamaño de la malla en ésta región, y características propias de los modelos.

En lo que se refiere a la parte experimental, los modelos a escala son poco usados y se comenta que existen problemas con la extrapolación de los resultados, la mayoría de los experimentos son hechos en modelos a escala completa y en condiciones controladas como los presentados por Qinyang *et al.* (1988), Bauman *et al.* (1982), Gadgil (1980). Algunos trabajos reportan estudios de convección entre cuartos conectados por una apertura o pasillo Kirkpatrick *et al.* (1988), Gadgil *et al.* (1981) y en algunos casos se comparan con modelos numéricos. Existen además estudios experimentales de grietas en edificios para establecer el intercambio convectivo entre el edificio y el medio ambiente, a través de estas aperturas Etheridge y Nolan (1979). Cuando se usan sistemas mecánicos, se observa que los patrones de flujo en habitaciones dependen de la forma y colocación de las salidas y/o entradas del aire en dichos sistemas (ver Timmons *et al.*, 1980, Qinyang *et al.*, 1988).

Se encuentra además que se amplía el rango de transición entre el régimen laminar y turbulento, pudiéndose encontrar régimen laminar a números de Rayleigh de hasta  $6.75 \times 10^9$ , éste importante resultado es reportado por Bauman *et al.* (1983).

En estudios numéricos bidimensionales se encuentra que los perfiles de velocidad verticales encontrados

numéricamente se ajustan correctamente con los obtenidos en forma experimental (Nielsen, 1974).

#### 1.4.- CONJUNTO DE EDIFICIOS PASIVOS EN EL LES.

En el Laboratorio de Energía Solar (L.E.S.) en Temixco, Morelos, se construyeron edificios que fueron planeados para operar como sistemas pasivos frente a las variaciones diarias del clima y que proveen de confort térmico a los ocupantes; una descripción se puede encontrar en Sámano *et al.* (1988). Durante la operación de estos edificios, desde 1983, el estudio de sus condiciones térmicas ha enriquecido el conocimiento y la experiencia sobre los flujos de calor y masa que se presentan en los edificios con climatización natural.

El conjunto de edificios, que se muestra en la figura 1.1, corresponden a la estrategia de diseño que se obtiene del análisis del clima de Temixco, Morelos. Dicho clima es calificado como cálido, con la mayor temperatura al final del invierno y la primavera, con radiación solar intensa y baja humedad relativa del aire durante esta época. La variación de temperatura a lo largo del día pasa por la temperatura de comodidad para el humano (22 a 28°C), aún en la época más cálida. El viento es constante en magnitud y dirección, por lo que también se considera como un recurso para la climatización natural.

La forma de herradura abierta al sur permite usar el recurso del viento para la circulación por el conjunto de edificios. Las áreas de tránsito para peatones, están diseñadas por el interior del conjunto, debido a que durante la época de mayor temperatura, la radiación reflejada y emitida por los alrededores aumentan la incomodidad térmica del usuario, estas áreas están cubiertas con jardinería, misma que forma parte del diseño térmico del edificio (ver Sámano y Vázquez, 1985, Vázquez, 1986). Se utilizan elementos

sombradores a la radiación solar directa, así como sistemas de escudo al calor captado sobre las superficies exteriores de techos y muros poniente. Se emplea iluminación natural debido a que la iluminación artificial contribuye al calentamiento del local, además, que como condición de diseño se utilizan los recursos naturales presentes en el sitio. Una descripción más detallada se encuentra en otras publicaciones del grupo de sistemas pasivos ver Sámano *et al.* (1988), Sámano (1985), Vázquez (1986).

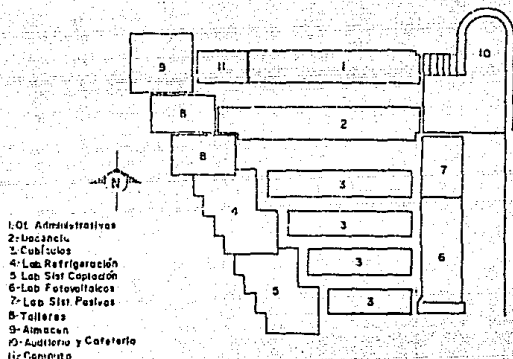


Fig. 1.1.- Planta del conjunto del L.E.S.

### 1.5.- AUDITORIO. OPERACION TERMICA.

Del conjunto de edificios que forman el LES, el auditorio es el más estudiado, se ha simulado en computadora con ayuda del código TRNSYS (1979) y comparado estos resultados con datos medidos en el sitio ver Sámano (1985), Vázquez (1986).

El auditorio bajo estudio, se localiza en el extremo

noreste del Laboratorio de Energía Solar, en el punto más al norte del conjunto de edificios que lo forman (figura 1.1, número 10). El auditorio se integra bajo una misma losa de azotea con un local abierto en las fachadas sur y oriente, que se dedica a la cafetería y sala de exposiciones. El auditorio, cafetería y sala de exposiciones, se diseñaron para operar térmicamente en conjunto, pero en el presente trabajo se hace referencia solo al auditorio.

Las consideraciones de diseño térmico aplicadas para el auditorio son las mismas que para el conjunto de edificios del LES.

En la figura 1.2 se muestra la planta del auditorio en un corte norte-sur. La losa que forma el techo, cubre el conjunto Cafetería-auditorio. El auditorio cuenta con un plafón que forma el techo interior, permitiendo entre la losa y el plafón un espacio de aire con ventilación natural cruzada, para evacuar el calor transmitido por la losa debido a la radiación solar captada por ésta y parte del calor generado por la iluminación artificial y otras fuentes internas, antes de que se transmita por radiación infrarroja al interior del auditorio.

Las paredes este y oeste se construyeron con muro doble de tabique aligerado, con 60 cm. de espacio interior ocupado por aire. Los muros dobles oeste y este, tienen cada uno cuatro aberturas en la parte inferior para permitir la ventilación, y fueron diseñadas como entrada del aire al auditorio; dos aberturas en la parte superior de cada uno de los mismos muros, cubiertas con vidrio y cerradas a la ventilación para obtener iluminación natural. La pared norte en forma semicircular presenta muro doble igual a las paredes anteriores, pero sin aberturas que conecten al auditorio con el exterior. La pared que se encuentra al sur formada por un solo muro, se encuentra sombreada por la losa de concreto que continúa al sur, para cubrir la cafetería y la sala de exposiciones, espacios diseñados como espacios abiertos a la

ventilación. De esta forma las paredes interiores del auditorio y la losa firme, que se encuentran protegidas de la radiación solar, componen una masa térmica importante para el almacenamiento de calor.

El sistema de ventilación en el auditorio cuenta con las ventilas inferiores ya descritas para la entrada del aire y unas aberturas con rejillas para la salida (fig. 1.2), que se encuentran en la parte más alta del plafón, el cual por diseño acústico tiene la forma de una gran campana. La salida de aire está conectada por ductos que sobresalen del techo, a seis turbinas eólicas que inducen un flujo de aire hacia el exterior en caso de viento. En caso de no existir viento, el sistema sirve para provocar el efecto de chimenea.

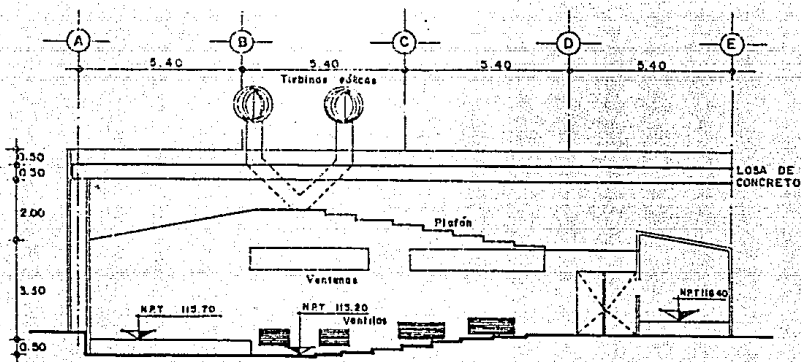


Fig. 1.2.- Corte del auditorio norte-sur.

El auditorio fue diseñado para alojar 120 personas (que generan en promedio una carga de calor al interior del auditorio de 44,316 watts) y una carga térmica de iluminación



de 10,138 watts (Vázquez (1986)). Existe una cabina aislada que cuenta con extracción de aire propia donde se localiza el equipo de proyección, por lo que la carga térmica que pudiera incorporar no se considera.

Durante el día el auditorio opera con iluminación natural a través de las cuatro ventanas superiores de los muros este y oeste, y para oscurecer el interior del auditorio se cierran unas cortinas colocadas sobre las mismas. Las ventilas inferiores cuentan con rejillas deflectoras para impedir parcialmente la entrada de luz.

En el auditorio se han medido la temperatura y humedad del aire interior durante 4 años, aproximadamente y el comportamiento muestra que éste, como sistema termodinámico, es capaz de disminuir el cambio en la temperatura y la humedad del aire ambiente, lográndose en el interior condiciones de comodidad. Mientras que en el exterior la variación promedio en la temperatura del aire fue de  $12.5^{\circ}\text{C}$ , en el interior sólo varió  $4.8^{\circ}\text{C}$  dentro del rango de comodidad Sámano (1985). Las superficies interiores de techo y paredes alcanzaron  $26$  y  $27^{\circ}\text{C}$ , lo que hace que en el intercambio de radiación infrarroja que existe entre el cuerpo humano y las paredes favorezca la descarga de calor del cuerpo, ayudando a mantener la comodidad por este concepto (Vázquez, 1986).

En las simulaciones con programas de variables acumuladas, que predicen una temperatura nodal del aire interior (y que se aproximaría a la media del interior del local), la temperatura da una idea de la comodidad térmica del ocupante.

En estudios anteriores del auditorio, el cálculo de la transferencia de calor entre las superficies del mismo y el aire interior, así como entre los ocupantes y el mismo aire, es suponiendo que la convección que se da queda comprendida en las tablas ASHRAE (1981) o similares, y se emplean los coeficientes correspondientes que ahí se reportan. Se observa

en estos resultados y las mediciones, que uno de los aspectos que es necesario comprender mejor es la convección natural y forzada que se presenta en el auditorio, con el fin de entender el fenómeno de enfriamiento de los ocupantes del auditorio, así como contar con los coeficientes de convección que permitan calcular de manera realista el funcionamiento del auditorio y su impacto en la comodidad.

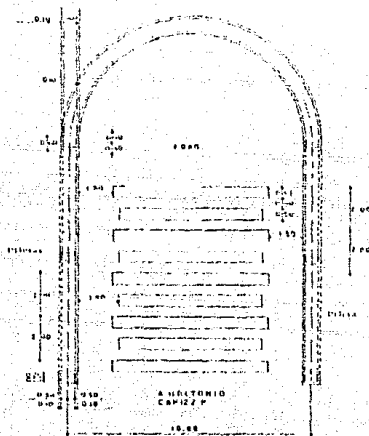


Fig. 1.3.- Planta del auditorio.

#### 1.6.- DESCRIPCION DEL PROBLEMA.

En la operación del auditorio se observa que los días cálidos representan el problema álgido para la comodidad térmica de los ocupantes. Por lo que se toman las temperaturas medidas en el sitio uno de estos días cálidos, para llevar a cabo el presente estudio.

En el auditorio que se estudia (y que se describe en la sección 1.5), el aire circula, por dos efectos: 1) por la fuerza de flotación que se ocasiona por el gradiente de temperaturas entre diferentes capas de fluido, o bien, 11)

por la extracción del aire que efectúan las turbinas eólicas. Los efectos pueden presentarse combinados dominando uno de ellos, lo que da el nombre al tipo de convección, natural o forzada.

El auditorio intercambia calor con el medio ambiente a través de paredes y techo, lo que condiciona la temperatura del interior de estas. El aire que entra al auditorio a cierta temperatura intercambia calor por convección con las superficies del interior del mismo, y con los ocupantes que se encuentran en las butacas, y son los efectos combinados de la temperatura y velocidad local del aire en contacto con estos, más el efecto del intercambio por radiación con las diversas fuentes, las que condicionan la comodidad. El aire que se pone en contacto con los ocupantes, no es necesariamente el aire de entrada al auditorio, sobre todo para las posiciones centrales de la hilera de butacas. El calentamiento que el cuerpo humano hace sobre el aire en contacto con la piel, causa que este ascienda, y su lugar sea reemplazado por aire que se encuentra cercano al piso, por lo que aún en el caso de convección forzada, la convección local puede tener un efecto importante sobre la comodidad, así como la disposición de las ventilas de entrada y las rejillas de salida.

Los muros del auditorio tienen una capacidad de almacenamiento de calor importante, de tal manera que su temperatura cambia lentamente en el tiempo, esto causa que durante el día cálido el muro mismo sea un sumidero de calor, tanto para la radiación infrarroja, como para el aire más caliente que se ponga en contacto con el. Las medidas llevadas a cabo en los muros, plafones y piso, han mostrado que lo anterior es cierto ver Sámano (1985), Vázquez (1986).

El estudio se realiza sobre condiciones que en la medida de lo posible corresponden a las que ocurren en el auditorio. Así, se conoce la temperatura del aire que entra al auditorio y la temperatura de paredes, techos y pisos, que se ha

medido. Las butacas se consideran ocupadas y la temperatura de la piel de los ocupantes se supone de  $33^{\circ}\text{C}$ , de acuerdo con los reportes de la fisiología del humano ASHRAE (1981). Los valores de las propiedades termofísicas del aire se toman de manuales. La geometría correspondiente al auditorio se muestra en la figura 1.4. Y el estudio se hace considerando que la variación en el clima que fuerza los fenómenos estudiados en el auditorio, es tan lenta comparada con los tiempos representativos de los mismos fenómenos, que se pueden considerar permanentes en el tiempo para los efectos del presente estudio.

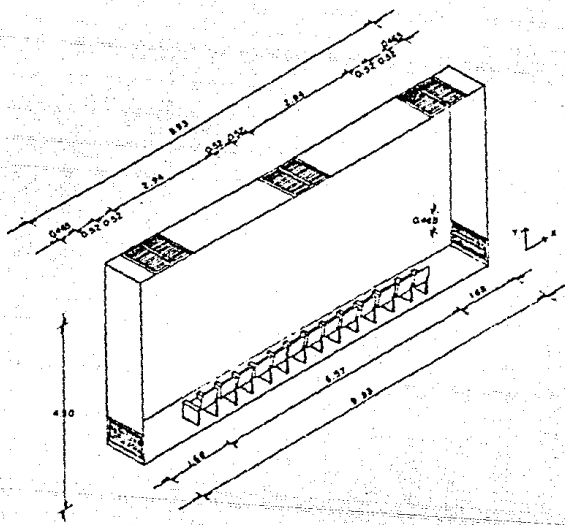


Fig. 1.4.- Corte de la sección bajo estudio.

En el caso en que se presenta flujo de aire a través del auditorio debido a la convección natural, se supone que las rejillas de salida no ejercen ninguna fuerza sobre la

extracción del aire, y que se encuentran a la presión atmosférica al igual que las ventilas de entrada en la parte inferior de las paredes. El movimiento se provoca por la presencia de aire más ligero en el interior del auditorio que el del exterior. La diferencia de temperatura entre el aire del interior y las paredes verticales pueden provocar movimientos de recirculación como flujos secundarios al principal. Esto último, es lo que se espera entender mejor y bajo que circunstancias tiene importancia u ocurren estos flujos secundarios al movimiento principal de entrada y salida del aire al auditorio.

Para el caso en que la convección forzada predomina, se consideran las velocidades de salida en la rejilla conocidas, y corresponden a un rango amplio de valores que pueden presentarse. En este caso, se conoce cual es la velocidad del viento en el exterior del auditorio, lo que hace conocido el flujo de aire que manejan las turbinas eólicas, mismo que sale del auditorio por las rejillas marcadas en la parte superior del techo (figura 1.4); el aire que sale es repuesto al auditorio por las rejilla de entrada en ambas paredes. La circulación a través del auditorio dependerá no solo de las fuerzas de arrastre en las paredes, sino que se combinará con las fuerzas locales de flotación entre las superficies de paredes, techos y piso y el aire interior, pero sobre todo con la fuerza de flotación provocada por los ocupantes en las butacas que es la mayor contribución de calor por unidad de área.

Para obtener mayor información del flujo en el auditorio, para el caso de convección forzada se modifican la posición y la longitud de ventilas y rejillas, para conocer el impacto sobre el flujo y la comodidad del ocupante en el interior del auditorio.

Lo deseable es calcular el campo de temperaturas y velocidades en todo el espacio del interior del auditorio. Esto en principio es factible en una solución numérica de las

ecuaciones de balance, pero debido a que esto implica un cálculo tridimensional y no existen estudios previos que permitan conocer el grado de confianza que se puede obtener de los mismos resultados, como un primer paso se estudia al problema bidimensional. El estudio de convección bidimensional se hace sobre una sección que corresponde al corte este-oeste situado en la segunda hilera de butacas, exactamente debajo de las rejillas de los ductos que conducen a las turbinas eólicas que se muestran en la figura 1.4.

### 1.7. - OBJETIVOS.

El auditorio ha resultado un edificio pasivo que en general funciona adecuadamente para proveer comodidad a sus ocupantes en el clima de Temixco, Mor., pero los resultados y observaciones hasta ahora obtenidos no son suficientes para entender y calcular a nivel de detalle los flujos de calor que se llevan a cabo en el auditorio y los ocupantes. Debido a lo anterior y que se desea incrementar el conocimiento al respecto, el presente trabajo tiene los siguientes objetivos:

#### OBJETIVOS GENERALES:

-Conocer a mayor detalle la naturaleza del flujo de aire dentro del auditorio, así como el impacto al variar la posición y tamaño de las aperturas de entrada y salida del aire, en el patrón de flujo, la distribución de temperaturas y la comodidad del ocupante.

-Obtener recomendaciones de diseño y el valor de los coeficientes para el cálculo del flujo de calor en las superficies que conforman el auditorio, así como sobre los ocupantes.

## OBJETIVOS PARTICULARES:

-Obtener un modelo numérico para predecir el flujo laminar dentro del auditorio (simplificado a dos dimensiones como se describe en la sección 1.2), debido a la fuerza de flotación que se induce por la generación de calor que proviene de fuentes internas o por la temperatura en la superficie interior diferente de la del ambiente.

-Hacer un estudio paramétrico del modelo para convección natural en el cual se analicen la influencia de los diversos números adimensionales en el comportamiento del auditorio.

-Obtener un modelo laminar para predecir el flujo dentro del auditorio simplificado, debido a los efectos combinados de la extracción de aire por las turbinas eólicas y la fuerza de flotación dentro del auditorio.

-Obtener los coeficientes de transferencia de calor por convección en las diferentes superficies y los ocupantes (en las butacas) para los casos que analizados. Efectuar una discusión de la variación de estos coeficientes.

-Establecer el efecto de hacer modificaciones de posición y dimensiones de las aperturas de entrada y salida del aire al auditorio, que permitan analizar la influencia en la comodidad de los ocupantes y sobre el coeficiente de transferencia de calor por convección.

## 1.8.- CONTENIDO DE LA TESIS.

El presente capítulo se dedica a dar los antecedentes de trabajo al proyecto de tesis, a exponer el problema bajo estudio, revisar la bibliografía relacionada con el mismo y establecer los objetivos de la presente tesis. En el capítulo II se define el problema, las ecuaciones que rigen el fenómeno y sus condiciones de frontera, así como se presentan

las ecuaciones adimensionalizadas para convección natural y convección forzada con los parámetros adimensionales resultantes; además se discute el tamaño de las capas límites esperadas en las superficies del auditorio. En el capítulo III, se presenta el método numérico utilizado y la estrategia de simulación seguida. El capítulo IV, contiene los resultados obtenidos a partir de los campos de velocidad y temperatura calculados. Finalmente, en el capítulo V, se encuentran las conclusiones. Al final de la tesis se incluyen dos apéndices con listados de las subrutinas especiales y un ejemplo del archivo de datos usado en la simulación.



## CAPITULO II

### MODELACION DEL PROBLEMA

En este capítulo se encuentra la definición del problema bajo estudio, descrito brevemente en la sección 1.6 del capítulo anterior. Posteriormente, se establecen las ecuaciones que rigen el fenómeno en convección natural y forzada, y sus respectivas condiciones de frontera e interiores, en un plano bidimensional, suponiendo régimen laminar y estado permanente. Así mismo, se describen las variables adimensionales para cada uno de los dos casos de convección. Por último, se analiza la influencia de los diferentes números adimensionales en las ecuaciones de transporte y se calcula el espesor de las capas límites esperadas.

#### 2.1.- DEFINICION DEL PROBLEMA.

El estudio del movimiento convectivo y los flujos de calor asociados que se presentan en el auditorio, se lleva a cabo en una simplificación del mismo (que se discute en la sección 1.6), que corresponde a un problema que puede ser analizado en dos dimensiones, conservando las propiedades termofísicas del aire, que es el fluido de trabajo, y las condiciones de frontera equivalentes al caso real. Estas condiciones corresponden a la sección plana mostrada en el corte este-oeste (X-Y) de la figura 1.4, que esta situada en la segunda hilera de butacas del auditorio del LES. La sección se encuentra debajo de las rejillas de los ductos que conducen a las turbinas eólicas como se muestra en la figura

## 1.2.

El modelo bidimensional se construye suponiendo régimen laminar y en estado permanente. Se considera que la aproximación de Boussinesq, es válida; esto es: todas las propiedades físicas del fluido son constantes, excepto la densidad en el término de flotación de la ecuación de balance de cantidad de movimiento. Esta aproximación es aplicable para gradientes térmicos menores a  $28.6^{\circ}\text{C}$  en un recinto con una distancia caracteriztica de 5 m (Gray y Giorgini, 1976).

La figura 2.1 presenta un esquema del dominio bajo estudio, que tiene una geometría similar a un rectángulo, cuyas fronteras verticales constituyen las paredes este y oeste, mientras que las horizontales forman el piso y techo respectivamente. En esta figura se muestra la posición de las ventilas de entrada del aire colocadas en la parte inferior de las paredes, así como las rejillas de salida localizadas en el techo y que se conectan a las turbinas eólicas. En la misma figura se puede observar además, los detalles de la frontera inferior. Esta frontera se localiza en tres zonas; una zona central de longitud  $c$  y altura  $m$  que simula los asientos y dos zonas cercanas a las paredes, los pasillos laterales. La zona central es la región de calentamiento, que corresponde a los asientos ocupados por 13 personas y cuya temperatura sobre la piel se considera de  $33^{\circ}\text{C}$ , en un área proporcional al área libre del cuerpo humano equivalente a  $1\text{m}^2$  por persona.

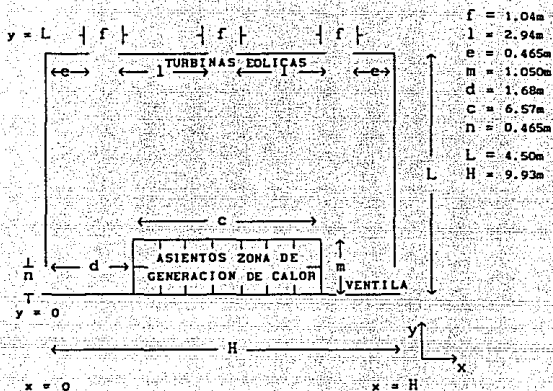


Fig. 2.1.- Dominio del problema.

La temperatura en las fronteras (paredes, techo y piso), así como la del aire ambiente se considera de la siguiente manera:  $26^{\circ}C$  para los muros este y oeste,  $27^{\circ}C$  para el techo y  $26^{\circ}C$  para el piso. La temperatura del aire que entra al auditorio por las ventilas es  $22^{\circ}C$ . Estas temperaturas tienen los valores medidos experimentalmente (Vázquez, 1986).

## 2.2.- ECUACIONES QUE RIGEN EL FENOMENO.

Las ecuaciones que rigen el comportamiento de la convección natural y forzada en el auditorio, para un fluido Newtoniano con la aproximación de Boussinesq en un espacio bidimensional, son las ecuaciones de balance de: masa, cantidad de movimiento en sus dos componentes (x, y) y energía. Que en símbolos toman la forma,

Ecuación de balance de masa:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.1)$$

Ecuación de balance de la cantidad de movimiento componente x:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \quad (2.2)$$

Ecuación de balance de la cantidad de movimiento componente y:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_o} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] + \frac{g(\rho - \rho_o)}{\rho_o} \quad (2.3)$$

Ecuación de balance de energía:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (2.4)$$

Donde  $u$ ,  $v$ ,  $T$ , y  $P$  son las velocidades en las direcciones  $x$  y  $y$ , la temperatura y la presión respectivamente. Las propiedades físicas del aire son: la densidad  $\rho$ , la viscosidad cinemática  $\nu$ , el coeficiente de difusión térmica  $\alpha$  y el coeficiente de expansión volumétrica  $\beta$ .  $g$  es la aceleración de la gravedad. El índice  $o$  indica el valor de referencia.

Si se considera que la densidad varía linealmente con la temperatura, el término de flotación puede calcularse como sigue,

$$\rho = \rho_o (1 - \beta(T - T_o)) \quad (2.5)$$

donde el coeficiente de expansión volumétrica está definido por:

$$\beta = - \left. \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_{T = T_0}$$

la ecuación 2.5 es una expansión en series de Taylor de primer orden alrededor del punto  $\rho_0$ . Al sustituir la ecuación 2.5 en el término de flotación se tiene,

$$g(\rho - \rho_0) = g(\rho_0 [1 - \beta(T - T_0) - \rho_0])$$

o bien

$$\bar{g}(\rho - \rho_0) = g \rho_0 \beta (T_0 - T)$$

### 2.2.1.- CONDICION DE FRONTERA EN CONVECCION NATURAL.

Las condiciones de frontera e internas correspondientes a las ecuaciones 2.1 a 2.4, para el dominio del problema mostrado en la figura 2.1, son las siguientes:

para las paredes este y oeste:

$$T = 26^\circ\text{C}; \quad u = v = 0; \quad x = 0 \quad n \leq y \leq L$$

$$T = 26^\circ\text{C}; \quad u = v = 0; \quad x = H \quad n \leq y \leq L$$

para los pasillos:

$$T = 26^\circ\text{C}; \quad u = v = 0; \quad 0 \leq x \leq d, \quad y = 0$$

$$T = 26^\circ\text{C}; \quad u = v = 0; \quad d + c \leq x \leq H, \quad y = 0$$

para los asientos:

$$T = 33^{\circ}\text{C}; u = v = 0; \quad d \leq x \leq H - d, \quad y = m$$

$$T = 33^{\circ}\text{C}; u = v = 0; \quad x = d, \quad 0 < y < m$$

$$T = 33^{\circ}\text{C}; u = v = 0; \quad x = H - d, \quad 0 < y < m$$

para las ventilas de entrada:

$$p = 0; \quad x = 0 \quad 0 < y < n$$

$$p = 0; \quad x = H \quad 0 < y < n$$

para el techo:

$$T = 27^{\circ}\text{C}; \quad u = v = 0; \quad 0 < x \leq e, \quad y = L$$

$$T = 27^{\circ}\text{C}; \quad u = v = 0; \quad e + f \leq x \leq e + f + 1, \quad y = L$$

$$T = 27^{\circ}\text{C}; \quad u = v = 0; \quad e + 2f + 1 \leq x \leq H - (e + f), \quad y = L$$

$$T = 27^{\circ}\text{C}; \quad u = v = 0; \quad e + 3f + 21 \leq x \leq H, \quad y = L$$

para las rejillas de salida (turbinas):

$$p = 0; \quad e < x < H - (e + 2f + 21), \quad y = L$$

$$p = 0; \quad e + f + 1 < x < H - (e + f + 1), \quad y = L$$

$$p = 0; \quad e + 2f + 21 < x < H - e, \quad y = L$$

### 2.2.2.- CONDICION DE FRONTERA EN CONVECCION FORZADA.

Para el flujo forzado dentro del auditorio las condiciones de frontera e internas correspondientes a las ecuaciones 2.1 a 2.4, para el dominio del problema mostrado en la figura 2.1, son para las paredes, pasillos, asientos y las superficies sólidas en el techo, las mismas que se definen para el caso de convección natural, siendo las demás como sigue:

para las rejillas de salida (turbinas):

$$u = 0, v = V_m; e < x < H - (e + 2f + 2g), \quad y = L$$

$$u = 0, v = V_m; e + f + g < x < H - (e + f + g), \quad y = L$$

$$u = 0, v = V_m; e + 2f + 2g < x < H - e, \quad y = L$$

### 2.3.- ADIMENSIONALIZACION DE LAS ECUACIONES PARA CONVECCION NATURAL.

En esta sección se obtienen las formas adimensionales de las ecuaciones de balance, con los parámetros adimensionales representativos para el caso en el que la convección natural es la fuerza motriz de la convección.

### 2.3.1.- VARIABLES ADIMENSIONALES.

Las siguientes son las variables adimensionales que se proponen para el estudio de la convección natural:

$$U = \frac{u}{v} ; \quad V = \frac{v}{L} ; \quad X = \frac{x}{H} ; \quad Y = \frac{y}{L} ;$$

$$P = \frac{p}{\rho \left[ \frac{v}{H} \right]^2} ; \quad \theta = \frac{T - T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}}$$

Donde las velocidades, longitudes, presión y temperatura representativas del fenómeno se toman las más comunes reportadas en convección natural Gadgil (1980).

### 2.3.2.- FORMA ADIMENSIONAL DE LAS ECUACIONES.

Despejando las variables dimensionales de la definición anterior de variables adimensionales, y sustituyendolo en las ecuaciones de balance de la sección 2.2, se escriben las ecuaciones adimensionales como sigue:

Ecuación de balance de masa:

$$A^2 \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (2.6)$$

Ecuación de balance de la cantidad de movimiento componente

x:

$$A^2 U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -A^2 \frac{\partial P}{\partial X} + A^2 \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \quad (2.7)$$



Ecuación de balance de la cantidad de movimiento componente

y:

$$\Lambda^2 U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \Lambda \frac{\partial P}{\partial Y} + \Lambda^2 \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + Gr (\theta - \theta_\infty) \quad (2.8)$$

Ecuación de balance de energía:

$$\Lambda^2 U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = Pr \left[ \Lambda^2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (2.9)$$

donde, los grupos adimensionales obtenidos de la adimensionalización de las ecuaciones anteriores son los siguientes:

Número de Prandtl.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

Número de Grashof.

$$Gr = \frac{g \beta L^3 \Delta T}{\nu^2}$$

Parámetro adimensional de geometría

Razón de aspecto de la cavidad

$$\Lambda = \frac{L}{H}$$

El número de Rayleigh es un parámetro citado en diversos artículos, y será referido en el presente trabajo. Este se define como:  $Ra = Gr Pr$ .

### 2.3.3. - CONDICIONES DE FRONTERA EN FORMA ADIMENSIONAL PARA CONVECCION NATURAL.

Las condiciones de frontera e internas en forma adimensional para el esquema mostrado en la figura 2.1, son:

para la pared:

$$\theta = \frac{4}{11}; \quad U = V = 0; \quad X = 0 \quad \frac{n}{L} \leq Y \leq 1$$

$$\theta = \frac{4}{11}; \quad U = V = 0; \quad X = 1 \quad \frac{n}{L} \leq Y \leq 1$$

para los pasillos:

$$\theta = \frac{4}{11}; \quad U = V = 0; \quad 0 \leq X \leq \frac{d}{H}; \quad Y = 0$$

$$\theta = \frac{4}{11}; \quad U = V = 0; \quad \frac{d+c}{H} \leq X \leq 1; \quad Y = 0$$

para los asientos:

$$\theta = 1; \quad U = V = 0; \quad \frac{d}{H} \leq X \leq 1 - \frac{d}{H}; \quad Y = \frac{m}{L}$$

$$\theta = 1; \quad U = V = 0; \quad X = \frac{d}{H}; \quad 0 \leq Y \leq \frac{m}{L}$$

$$\theta = 1; \quad U = V = 0; \quad X = 1 - \frac{d}{H}; \quad 0 \leq Y \leq \frac{m}{L}$$

para las ventilas de entrada:

$$p = 0; \quad X = 0; \quad 0 \leq Y \leq \frac{n}{L};$$

$$p = 0; \quad X = 1; \quad 0 \leq Y \leq \frac{n}{L};$$

para el techo:

$$\theta = \frac{5}{11}; U = V = 0; \quad 0 < X \leq \frac{e}{H}, \quad Y = 1;$$

$$\theta = \frac{5}{11}; U = V = 0; \quad \frac{e+f}{H} \leq X \leq \frac{e+f+1}{H}, \quad Y = 1;$$

$$\theta = \frac{5}{11}; U = V = 0; \quad \frac{e+2f+1}{H} \leq X \leq 1 - \frac{e+f}{H}, \quad Y = 1;$$

$$\theta = \frac{5}{11}; U = V = 0; \quad \frac{e+3f+21}{H} \leq X < 1, \quad Y = 1;$$

para las rejillas de salida (turbinas):

$$p = 0; \quad \frac{e}{H} < X < 1 - \frac{e+2f+21}{H}, \quad Y = 1;$$

$$p = 0; \quad \frac{e+f+1}{H} < X < 1 - \frac{e+f+1}{H}, \quad Y = 1;$$

$$p = 0; \quad \frac{e+2f+21}{H} < X < 1 - \frac{e}{H}, \quad Y = 1;$$

### 2.3.4. - DISCUSION.

Los valores de los números adimensionales para el auditorio en estudio, son los siguientes:

$$Pr = 0.71$$

$$Gr = 2.642 \times 10^{10}$$

$$Ra = 1.85 \times 10^{10}$$

$$A = 0.473$$

Los valores del número de Prandtl y razón de aspecto no cambian en el presente estudio. La variación para convección natural en el auditorio se hace sobre el número de Rayleigh.

El valor del número de Rayleigh mostrado corresponde a la condición límite de diferencia de temperatura que se analiza en el presente trabajo. Para este valor del número de

Rayleigh se encuentra en los trabajos consultados que forman parte de la bibliografía, que el flujo que se presenta en el auditorio es turbulento, sin embargo, aún en este caso se empleó un modelo laminar, como un primer paso en la comprensión del problema de convección que se presenta en el interior del auditorio. Existe la posibilidad de la presencia de inestabilidades numéricas, en la solución de la ecuación de la cantidad de movimiento en su componente Y, debidas a los números Rayleigh grandes.

Se espera que la convección en el interior del auditorio se manifieste como una combinación de convecciones locales, por un lado, la convección libre debido al calentamiento en la parte inferior del auditorio desde la zona de asientos, y por otro, la convección libre en las paredes que son superficies verticales.

#### 2.4.- ADIMENSIONALIZACION DE LAS ECUACIONES EN EL CASO DE CONVECCION FORZADA.

En esta sección se obtienen las formas adimensionales de las ecuaciones de balance para el caso de convección forzada, así como los parámetros adimensionales representativos. En este caso, el flujo de aire en las rejillas de salida se induce debido a las turbinas, que ocasionan la fuerza motriz principal de la convección en el auditorio.

#### 2.4.1- VARIABLES ADIMENSIONALES.

Las siguientes son las variables adimensionales que se proponen para el estudio de la convección forzada.

$$U = \frac{u}{V_m} ; \quad V = \frac{v}{V_m} ; \quad X = \frac{x}{H} ; \quad Y = \frac{y}{L} ;$$

$$P = \frac{p}{\rho V_m^2} ; \quad \theta = \frac{T - T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}}$$

Donde la velocidad, longitudes, presión y temperatura representativas del fenómeno se toman las más comunes reportadas en convección forzada, Gadgil (1980).  $V_m$  es la velocidad media del flujo en la sección de salida ( $V_m = \dot{m}/\rho A$ ).

#### 2.4.2.- FORMA ADIMENSIONAL DE LAS ECUACIONES.

Sustituyendo el valor de las variables dimensionales obtenidas de la definición de las variables adimensionales anteriores, en las ecuaciones de balance de la sección 2.2, se obtienen las siguientes ecuaciones adimensionales:

Ecuación de balance de masa:

$$A \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (2.10)$$

Ecuación de balance de la cantidad de movimiento componente

x:

$$A U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -A \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left[ A^2 \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right] \quad (2.11)$$

Ecuación de balance de la cantidad de movimiento componente y:

$$A U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left[ A^2 \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + \frac{Gr}{Re^2} (\theta - \theta_{\infty}) \quad (2.12)$$

Ecuación de balance de Energía:

$$A U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pr \cdot Re} \left[ A^2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (2.13)$$

Los grupos dimensionales obtenidos de la adimensionalización de las ecuaciones, son los siguientes:

Número de Reynolds

$$Re = \frac{V_m L}{\nu}$$

Los números de Prandtl, Grashof, Razón de aspecto de la cavidad y Rayleigh, son los mismos que están definidos en la sección 2.3.2 de este capítulo.

#### 2.4.3. - CONDICIONES DE FRONTERA EN FORMA ADIMENSIONAL PARA CONVECCION FORZADA.

Para el flujo forzado dentro del auditorio las condiciones de frontera referidas al esquema de la figura 2.2, son para las paredes, pasillos, asientos y las superficies sólidas en el techo, las mismas que se definen para el caso de convección natural siendo las demás como sigue:

para las rejillas de salida (turbinas):

$$p = 0; U = 0 \quad V = V_m; \quad \frac{e}{H} \leq X \leq 1 - \frac{e + 2f + 2l}{H}, \quad Y = 1;$$

$$p = 0; U = 0 \quad V = V_m; \quad \frac{e + f + l}{H} \leq X \leq 1 - \frac{e + f + l}{H}, \quad Y = 1;$$

$$p = 0; U = 0 \quad V = V_m; \quad \frac{e + 2f + 2l}{H} \leq X \leq 1 - \frac{e}{H}, \quad Y = 1;$$

#### 2.4.4.- DISCUSION.

Los valores obtenidos de los números adimensionales para el auditorio en el caso de la convección forzada son los siguientes:

$$Pr = 0.71$$

$$Gr = 2.642 \times 10^{10}$$

$$Ra = 1.85 \times 10^{10}$$

$$A = 0.473$$

$$10^3 \leq Re \leq 10^6$$

El número de Reynolds es un parámetro que se varía durante el análisis de la convección forzada en el auditorio, en el intervalo mostrado, y corresponde a diferentes condiciones de extracción de las turbinas eólicas. En cambio, los valores de Pr, Gr y A, permanecen sin variación.

Del análisis de la ecuación 2.12 y del valor que toma el número adimensional de Grashof, se puede ver que a diferencia de la ecuación 2.8 para flotación natural, las posibles inestabilidades que se pudieran presentar en la solución numérica, por el valor grande de Gr en el término de

flotación, se verán reducidas por la presencia del número adimensional Reynolds al cuadrado, lo que reduce el valor del término de flotación en la referida ecuación.

## 2.5.- CAPAS LIMITES ESPERADAS.

El efecto viscoso y la difusión térmica, hacen que existan regiones de capa límite hidrodinámica y térmica junto a las fronteras sólidas en el auditorio. El tamaño de la capa límite que se presenta cerca de las paredes en el interior del auditorio, puede calcularse de una manera aproximada.

Bejan (1984) propone la siguiente expresión para el cálculo del espesor de capa límite térmica para fluidos con número de Prandtl cercano a la unidad o mayores:

$$\delta_t \sim L(Ra)^{-\frac{1}{4}} \quad (2.14)$$

donde  $\delta_t$  es el espesor de la capa límite térmica, L la longitud vertical entre el piso y el techo del auditorio, y Ra el número de Rayleigh.

Para el aire que se encuentra en el interior del auditorio y que presenta un número de Prandtl cercano a la unidad ( $Pr=0.71$ ), se forma una capa límite cercana a las fronteras sólidas, en cuyo interior, la difusividad de calor se balancea con la difusividad de cantidad de movimiento. El espesor de la capa límite térmica depende de la difusividad de calor, y el espesor de la capa límite hidrodinámica de la difusividad de cantidad de movimiento. Por lo que se espera, que el espesor de la capa límite térmica tenga un valor próximo al espesor de la capa límite hidrodinámica. (fig 2.3).

$$\delta_t \approx \delta_h = \delta.$$



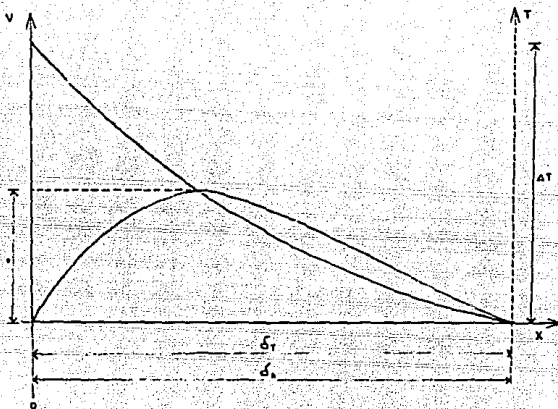


FIG 2.3 Tamaño de las capas límites térmica e hidrodinámica

Con base en la expresión anterior el tamaño de la capa límite esperado para un valor de  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$  será de:

$$\delta = \frac{L}{\sqrt[4]{Ra}} = 0.0122 \text{ m}$$

El anterior es un valor próximo que se espera que las capas límite térmica e hidrodinámica tendrán junto a las paredes, pasillos, techo y butacas.

## CAPITULO III

### METODO NUMERICO.

El problema que se plantea en el capítulo anterior se representa por ecuaciones diferenciales parciales no lineales acopladas. Su solución analítica no se conoce en el presente, por lo que se busca una solución empleando un método numérico con la formulación de volumen finito, para la discretización de las ecuaciones de balance. El método numérico se encuentra dentro del código PHOENICS, el cual está implementado en la computadora HP9000 con que cuenta el Laboratorio de Energía Solar. En este capítulo se presenta el método numérico que se usa para resolver las ecuaciones que gobiernan el fenómeno, sujetas a las condiciones de frontera y de esta manera determinar en un espacio discretizado, los campos de velocidades ( $u$  y  $v$ ), temperaturas ( $T$ ) y presiones ( $p$ ), como función de la posición. Se discuten los criterios empleados para la selección de la malla. Además, se presentan las subrutinas especiales que se elaboran, y por último, la estrategia de simulación seguida para obtener los valores de las variables del problema propuesto.

#### 3.1.- ESQUEMA DE DISCRETIZACION.

La solución de las ecuaciones diferenciales de manera discreta, consiste en obtener valores de las variables en un número finito de puntos, en vez de la información del dominio continuo de la solución analítica. Las ecuaciones diferenciales se convierten en ecuaciones algebraicas que se establecen para los puntos mencionados y de esta manera se

reduce el problema de integración en el continuo, a la solución de un sistema de ecuaciones algebraicas.

Existen varias formas de encontrar las ecuaciones algebraicas, para una ecuación diferencial dada. El método numérico utilizado para resolver las ecuaciones del problema planteado en este trabajo, es el presentado por Patankar (1980). En este método, se discretiza el dominio bajo estudio en subregiones, formando elementos de tamaño finito, sobre los cuales se aplica una integración a las ecuaciones diferenciales de balance. Esto permite obtener un conjunto de ecuaciones algebraicas que gobiernan el fenómeno, llamadas ecuaciones de discretización, que son factibles de resolver.

Para el caso particular del problema bidimensional, los elementos son rectángulos con caras paralelas a las fronteras. El dominio continuo se divide en las dos direcciones, formándose elementos de tamaño  $\Delta x$  por  $\Delta y$ . En la figura 3.1 se muestra parte del dominio discretizado; cada elemento del dominio se llama volumen de control.

La integración de las ecuaciones diferenciales de balance se hace sobre cada volumen de control. En el centro del volumen se localiza el punto P; donde se calcula el valor de la temperatura y presión. El valor de las variables en P se relaciona con los correspondientes de los cuatro vecinos similares, cuyos puntos centrales serán llamados E y W para la dirección x, y N y S para la dirección y, como se muestra en la figura 3.1.

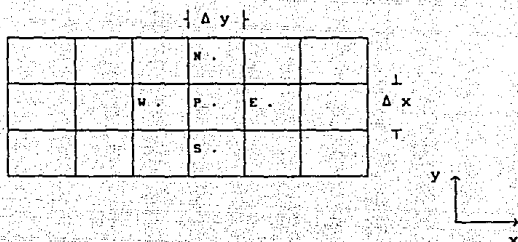


Fig. 3.1.- Parte del dominio discretizado.

Las longitudes  $\Delta x$  y  $\Delta y$ , de cada volumen de control pueden variar en el dominio, pero las fronteras comunes de dos volúmenes vecinos son del mismo tamaño, (ver figura 3.1). De esta manera las fronteras de los volúmenes de control establecen una red, a la que se le da el nombre de malla. En la figura 3.2, se muestra un volumen de control (en cuyo centro se ubica el punto P), y los puntos centrales de los cuatro volúmenes vecinos. La línea que une los centros intersecta las fronteras del volumen de control. Los puntos de intersección serán llamados con la letra minúscula e, w, n y s, correspondientes al volumen que conectan (Fig. 3.2). En estos puntos se calcula la velocidad.

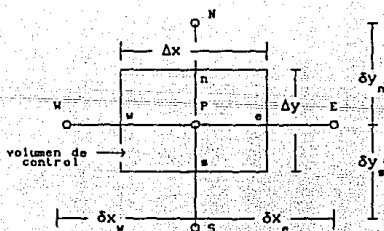


Fig. 3.2.- Volumen de control.

Sobre la red de la figura 3.1, se definirá una segunda malla escalonada con respecto a la primera. Esto permitirá calcular el flujo de masa entre los nodos que conectan la malla escalonada, (ver figura 3.3) debido a la diferencia de presiones entre los mismos nodos. La velocidad resultante con la que se mueve el fluido con esta segunda malla, se registra en el centro de esta segunda malla, que coincide con los centros de las caras de la primer malla.

Al utilizar una malla escalonada, se encuentran tres tipos diferentes de volúmenes de control (figura 3.3):

- a.- Volumen de control principal, en cuyo nodo se registran los valores de las variables temperatura y presión.
- b.- Volumen de control escalonado para la velocidad  $u$ .
- c.- Volumen de control escalonado para la velocidad  $v$ .

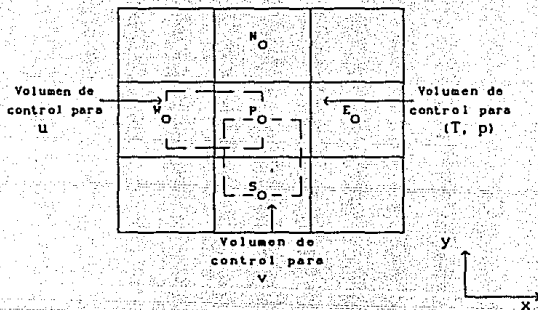


Figura 3.3.- Malla escalonada

### 3.2.- INTEGRACION DE LA ECUACION GENERAL DE TRANSPORTE.

A continuación se presenta, de una manera general, la integración de cada uno de los términos de las ecuaciones de transporte para el problema bajo estudio (bidimensional y en estado permanente). Las ecuaciones de balance, 2.1 a 2.4, se representan por una misma forma llamada ecuación general de transporte.

Las ecuaciones 2.1 a 2.4 del capítulo anterior se pueden escribir en forma general como:

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho_o u\phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_o v\phi)}{\partial y}}_A = \Gamma \underbrace{\left[ \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} \right]}_B + \underbrace{S_\phi}_C \quad (3.1)$$

donde:

$\Gamma$  = Coeficiente difusivo.

$\phi$  = Propiedad que se transporta.

[A] = Término convectivo.

[B] = Término conductivo.

[C] = Término fuente.

Para recuperar cada una de las ecuaciones de balance, la variable  $\phi$ , el coeficiente  $\Gamma$  y el término  $S_\phi$  de la ecuación (3.1), deben adoptar los valores mostrados en la Tabla 3.1.

Ecuación	$\phi$	$\Gamma$	$S_\phi$
Masa	1	0	0
Cantidad de Movimiento x	u	$\mu$	$-\frac{\partial p}{\partial x}$
Cantidad de Movimiento y	v	$\mu$	$-\frac{\partial p}{\partial y} - g(\rho - \rho_0)$
Energía	T	$k/c$	0

Tabla 3.1

Al integrar la ecuación general de transporte (ecuación 3.1) sobre un volumen de control se obtiene:

$$\rho_0 \int_V \left[ \frac{\partial u \phi}{\partial x} + \frac{\partial v \phi}{\partial y} \right] dV = \int_V \Gamma \left[ \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} \right] dV + \int_V S_\phi dV \quad (3.1)$$

donde, V es el volumen del elemento considerado.

La ecuación anterior se puede expresar de la siguiente forma:

$$C = D + S_\phi \quad (3.3)$$

donde:

C = término convectivo integrado sobre el volumen de control.

D = término difusivo integrado sobre el volumen de control.

$S_\phi$  = término fuente integrado sobre el volumen de

control.

A continuación se integra cada una de los términos que forman la ecuación general de transporte.

La estrategia de integración de cada uno de los términos se discute a continuación.

#### TERMINO CONVECTIVO

La integral del término convectivo sobre el volumen de control, se puede expresar como:

$$C = \int_{\phi_e}^{\phi_w} \int_{\phi_s}^{\phi_n} \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\rho_o u \phi) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho_o v \phi) \right] dx dy \quad (3.4)$$

Considerando la densidad constante y la ecuación de balance de masa, la integral de la ecuación 3.4, toma la forma:

$$C = \left[ (\rho_o u \phi)_e - (\rho_o u \phi)_w \right] \Delta y + \left[ (\rho_o v \phi)_n - (\rho_o v \phi)_s \right] \Delta x \quad (3.5)$$

Una asignación conveniente para el valor de  $\phi$ , es la estrategia conocida como "esquema de diferenciación corriente arriba" (upwind differencing scheme) propuesta por Spalding (1972) y que consiste en lo siguiente: el valor de  $\phi$ , en la frontera será igual a  $\phi$  en el nodo que le antecede; donde la definición de anterior y posterior se define por el sentido del movimiento. Esto es:

$$\begin{aligned} \phi_e &= \phi_p \quad \text{cuando } F_e > 0 \\ \phi_e &= \phi_E \quad \text{cuando } F_e < 0 \end{aligned}$$

donde  $F_e = (\rho_o u)_e$  es el flujo convectivo por unidad de área a



través de la cara e. De esta forma, el término convectivo en la cara e se escribe como:

$$F_e \phi_e = \phi_p [F_e, 0] - \phi_E [-F_e, 0] \quad (3.6)$$

donde el símbolo [A,B] significa que se tomará el valor máximo de A y B.

Usando expresiones similares para las demás caras, la forma final del término convectivo es:

$$C = \left[ \phi_p [F_e, 0] - \phi_E [-F_e, 0] - \phi_N [F_w, 0] + \phi_P [-F_w, 0] \right] \Delta y + \\ + \left[ \phi_p [F_n, 0] - \phi_N [-F_n, 0] - \phi_S [F_s, 0] + \phi_P [-F_s, 0] \right] \Delta x \quad (3.7)$$

#### TERMINO DIFUSIVO

La integral del término difusivo sobre el volumen de control es:

$$D = \int_V \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left[ \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right] \right] dx dy \quad (3.8)$$

Integrando a lo largo de cada dirección se obtiene:

$$D = \left[ \left[ \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_e - \left[ \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_w \right] \Delta y + \left[ \left[ \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right]_n - \left[ \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right]_s \right] \Delta x \quad (3.9)$$

Las evaluación de las primeras derivadas dentro de los paréntesis cuadrados se basa en la suposición de que  $\phi$  varía linealmente entre puntos nodales adyacentes de acuerdo a:

$$\left[ \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_e = \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x_e}$$

Las derivadas para los demás términos se evalúan de igual forma. El coeficiente de difusividad  $\Gamma$ , debe ser evaluado en las caras de los volúmenes de control y estará dado como la media aritmética de los valores en nodos adyacentes, esto es:

$$\Gamma_e = 1/2 (\Gamma_p + \Gamma_E)$$

En forma análoga se definen  $\Gamma_w, \Gamma_n$ , y  $\Gamma_s$ . En el presente trabajo el coeficiente  $\Gamma$  es considerado independiente de la posición. Bajo las consideraciones anteriores, la ecuación que resulta de integrar el término difusivo es:

$$D = \left[ \frac{\Gamma}{\delta x_e} (\phi_E - \phi_P) - \frac{\Gamma}{\delta x_w} (\phi_P - \phi_W) \right] \Delta y + \left[ \frac{\Gamma}{\delta y_n} (\phi_N - \phi_P) - \frac{\Gamma}{\delta y_s} (\phi_P - \phi_S) \right] \Delta x \quad (3.10)$$

Agrupando términos y utilizando las definiciones para las áreas de las caras de los volúmenes de control se tiene que,

$$D = - \left[ \frac{\Gamma}{\delta x_e} + \frac{\Gamma}{\delta x_w} \right] \Delta y + \left[ \frac{\Gamma}{\delta y_n} + \frac{\Gamma}{\delta y_s} \right] \Delta x \phi_P + \left[ \frac{\Gamma}{\delta x_e} \Delta y \right] \phi_E + \left[ \frac{\Gamma}{\delta x_w} \Delta y \right] \phi_W + \left[ \frac{\Gamma}{\delta y_n} \Delta x \right] \phi_N + \left[ \frac{\Gamma}{\delta y_s} \Delta x \right] \phi_S \quad (3.11)$$

## TERMINO FUENTE

Los términos de las ecuaciones de balance 2.1 a 2.4, que no se incluyen en los términos convectivo y difusivo de la ecuación general de balance, deben incluirse en el término fuente  $S_\phi$ .

Al igual que el término difusivo y convectivo, el término fuente se discretiza para obtener una ecuación algebraica lineal. Integrando sobre todo el volumen se tiene:

$$S_\phi = \int S_\phi dV = \int_a^b \int_c^d S_\phi dx dy = \bar{S}_\phi \Delta x \Delta y \quad (3.12)$$

donde  $\bar{S}_\phi$  es el valor promedio del término fuente en el interior del volumen de control.

Independientemente de la relación matemática que define al término fuente, éste se puede expresar en forma local en cada volumen de control considerado, de la siguiente forma (Patankar, 1980).

$$S_\phi = S_c + S_p \phi_p \quad (3.13)$$

donde  $\phi_p$  es el valor de  $\phi$  en el nodo correspondiente y  $S_c$  y  $S_p$  son los coeficientes que expresan la ordenada al origen y la pendiente del término fuente linealizado. Usando esta expresión se obtiene la forma discretizada del término fuente,

$$S = \left[ S_c + S_p \phi_p \right] \Delta x \Delta y \quad (3.14)$$

La aproximación de este término es importante, debido a que la correcta forma de hacerlo es crítica para lograr una solución convergida. Ejemplos de otros esquemas de

aproximación para este término se pueden encontrar en Patankar (1980).

#### ECUACION GENERAL DISCRETIZADA.

Al sustituir en la ecuación general (3.1) la forma discretizada del término convectivo (3.7), el término difusivo (3.11) y el término fuente (3.14) se obtiene la ecuación de la forma:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_S \phi_S + a_N \phi_N + b \quad (3.14)$$

donde:

$$a_E = \left[ \frac{\Gamma}{\delta x_e} + [F_e, 0] \right] \Delta y$$

$$a_W = \left[ \frac{\Gamma}{\delta x_w} + [F_w, 0] \right] \Delta y$$

$$a_N = \left[ \frac{\Gamma}{\delta x_n} + [F_n, 0] \right] \Delta x$$

$$a_S = \left[ \frac{\Gamma}{\delta x_s} + [F_s, 0] \right] \Delta x$$

$$a_P = a_E + a_W + a_S + a_N + S_P \Delta x \Delta y$$

$$b = S_C \Delta x \Delta y$$

donde los coeficientes de la ecuación 3.14 se evalúan para cada variable del problema en cada uno de los volúmenes de control, formándose un conjunto de ecuaciones algebraicas. Diversos autores presentan métodos iterativos que resuelven el conjunto de ecuaciones algebraicas como Patankar (1980) y Gadgil (1980).

Los valores de frontera en el conjunto de ecuaciones anteriores, se incluyen en forma de términos fuentes. Estos términos son lineales y se expresan de la siguiente forma

$$S = C_{\phi} (V_{\phi} - \phi_p)$$

donde

$C_{\phi}$  = Coeficiente para  $\phi$ .

$V_{\phi}$  = El valor de  $\phi$  a la frontera.

$\phi_p$  = El valor de  $\phi$  del volumen de control junto a la frontera.

En la ecuación de transporte de cantidad de movimiento, la velocidad es la variable dependiente, de manera que al resolver esta ecuación se obtiene como resultado el campo de velocidades en el dominio. Esta ecuación no lineal incluye además del campo de velocidades, el campo de presiones, lo que genera una variable más en el sistema y para resolverla es necesaria otra ecuación.

La ecuación de continuidad indirectamente especifica al campo de presiones, ya que solo se satisface continuidad, con las velocidades calculadas a partir del campo real de presiones. Por lo que se resuelven ambos campos acoplados. Para esto se discretiza la ecuación de cantidad de movimiento, integrando el término de gradiente de presiones, con lo que se obtienen ecuaciones discretizadas donde aparece para cada nodo la presión. En este paso se proponen pseudovelocidades para cada componente ( $v^*$  y  $u^*$ ), con lo que se obtienen ecuaciones para la velocidad en función de la presión y las pseudovelocidades. Estas ecuaciones deben satisfacer continuidad. A partir de estas ecuaciones se obtienen expresiones algebraicas para la componente de la velocidad que se calcula. Estas ecuaciones tienen la misma forma que la ecuación 3.14. El método aquí expuesto se conoce como SIMPLER (Semi Implicit Pressure-Linked Equations Revised) y es presentado por Patankar (1980), consistiendo en

los siguientes pasos:

- 1.- Suponer valores iniciales de las variables  $u$  y  $v$ .
- 2.- Resolver la ecuación general discretizada para la componente  $u$  de la velocidad y predecir un nuevo valor de  $u$  para cada nodo.
- 3.- Resolver la ecuación general discretizada para la componente  $v$  de la velocidad y predecir un nuevo valor de  $v$  para cada nodo.
- 4.- Resolver la ecuación de corrección por presiones presentada en Patankar (1980) y reevaluar  $u$ ,  $v$ , y  $p$ , y comprobar que se cumple el principio de continuidad de masa.
- 5.- Resolver la ecuación general discretizada para la temperatura.
- 6.- Comprobar la convergencia de las variables hacia la solución, comparando contra un criterio previamente establecido. Si éste no se cumple, regresar al paso 2, utilizando los nuevos valores de las variables  $u$ ,  $v$ , y  $p$  calculados.
- 7.- Si se cumple el criterio de convergencia en el paso anterior el cálculo finaliza.

### 3.3.- CODIGO PHOENICS.

Para resolver el conjunto de ecuaciones resultantes se utiliza el código PHOENICS (Parabolic, Hyperbolic or Elliptic Numerical Integration Codes Series), desarrollado por la compañía CHAM Ltd en Inglaterra Rosten y Spalding (1987) [29, 30]. Dicho código se encuentra instalado en la computadora HP-9000 con que cuenta el Laboratorio de Energía Solar, y son estas herramientas con las que se trabaja para obtener las

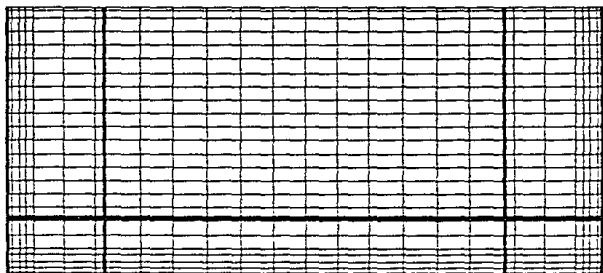
soluciones que se presentan en el capítulo de resultados. Para el trabajo, se elaboraron subrutinas especiales que no estaban incluidas en el código (apéndice B). En el apéndice A se encuentra un listado del archivo de entrada donde se definen las condiciones particulares del problema, y corresponden a las instrucciones que se encuentran en los manuales del código .

### 3.4 MALLA SELECCIONADA.

Como se explica en el punto anterior, el dominio bajo estudio se divide en rectángulos, y estos forman una malla.

En el proceso de derivación de las ecuaciones algebraicas presentadas en la sección 3.1, se introducen suposiciones acerca del cambio de las variables dependientes ( $\phi$ 's) sobre el volumen de control. Para el mejor cálculo se necesita que el error introducido por tales suposiciones sea reducido al mínimo. Lo anterior se logra aumentando el número de nodos, con lo cual el tamaño de cada volumen se reduce, y con ello, las suposiciones como la variación lineal, se aproximan mejor a la solución exacta. Existe un tamaño de malla tal, que a partir de él, los refinamientos posteriores de la malla producirán a un cierto nivel de precisión el mismo resultado en la solución numérica final, y se dice entonces que se ha obtenido una solución que es independiente del tamaño de la malla.

Obtener independencia de malla con una malla regular, puede necesitar de una capacidad de memoria grande en la computadora, y en este caso se opta por proponer mallas no regulares. Como se explica en el siguiente capítulo, para el presente estudio es necesario trabajar en la malla no regular que se muestra en la figura 3.4.



Malla utilizada 46x36

Fig. 3.4. - Malla utilizada.

El método numérico utilizado permite tener arreglos de mallas no uniformes. En los lugares donde se esperan grandes gradientes se pueden definir volúmenes pequeños.

En el caso del auditorio se espera que se presenten fuertes gradientes de temperatura y velocidad, en la zona cercana a las superficies sólidas (paredes, piso, techo y butacas), estas zonas son llamadas capa límite térmica e hidrodinámica respectivamente (punto 2.5 del capítulo anterior). Para poder evaluar con mayor precisión este gradiente cerca de las superficies sólidas, la malla seleccionada presenta en esos lugares, volúmenes de control con un tamaño más pequeño que en el resto del dominio (figura 3.4).

La primera parte de esta simulación, se lleva a cabo con malla regular a diferentes separaciones, buscando la solución



independiente del tamaño de la malla. Como esto no es posible, se procede a buscar un compromiso entre una malla fina que es necesaria y el tamaño de la memoria de la computadora que limitaba el número de divisiones. Se opta por una malla desigual más fina junto a las superficies sólidas, considerando que en esta región se tienen los mayores gradientes de temperatura y velocidad, y que el espesor de las mismas es del orden descrito en el capítulo 2. En esta región de capa límite, es donde se trabaja para obtener una solución con independencia de malla.

### 3.5.- SUBROUTINAS ESPECIALES EN EL CODIGO PHOENICS.

Los cálculos de la transferencia de calor y el esfuerzo cortante en las fronteras y asientos del auditorio, se hacen en subrutinas que se adicionan al código PHOENICS. A continuación se detallan los cálculos mencionados.

La ecuación para el flujo de calor por unidad de área para las superficies verticales (figura 3.5), se escribe como:

$$q_x = k \frac{(T_s - T_1)}{\Delta x / 2} \quad (3.15)$$

donde  $k$  es la conductividad térmica del aire,  $T_s$  es la temperatura de la superficie sólida,  $T_1$  es la temperatura del aire en el nodo vecino a la superficie.

Para las superficies horizontales el flujo de calor se escribe:

$$q_y = k \frac{(T_s - T_1)}{\Delta y / 2} \quad (3.16)$$

donde  $k$ ,  $T_s$ ,  $T_1$  se define de la misma forma que se hace para la ecuación 3.15.

Para evaluar el flujo de calor a lo largo de una superficie horizontal, la ecuación se escribe:

$$Q_y = \frac{1}{L_h} \sum_i^{Mx} q_y \Delta x \quad (3.17)$$

donde  $L_h$  es la longitud de la superficie horizontal sobre la que se evalúa el flujo de calor, y  $Mx$  es el número de volúmenes de control junto a la superficie horizontal.

Para evaluar el flujo de calor a lo largo de una superficie vertical, la ecuación es,

$$Q_x = \frac{1}{L_v} \sum_i^{My} q_x \Delta y \quad (3.18)$$

donde  $L_v$  es la longitud de la superficie sobre la que se evalúa el flujo de calor,  $\Delta y$  es el tamaño del volumen de control en la dirección  $y$  y  $My$  es el número de volúmenes de control junto a la superficie vertical.

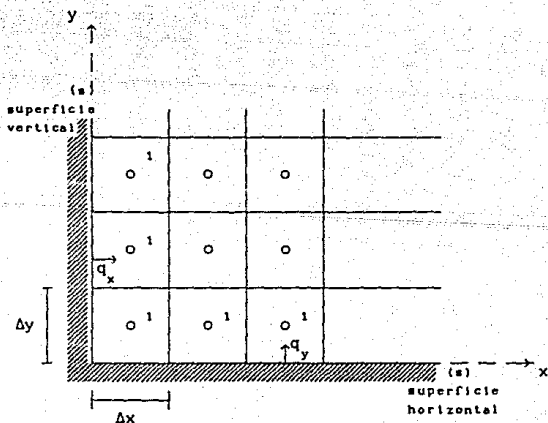


Fig. 3.5.-Flujo de calor en las superficies sólidas.

El coeficiente de convección de calor ( $h$ ), correspondiente a las superficies mencionadas, se calcula de la siguiente manera:

para las superficies verticales,

$$h_x = \frac{q_x}{(T_s - T_i)} \quad (3.19)$$

para las superficies horizontales,

$$h_y = \frac{q_y}{(T_s - T_i)} \quad (3.20)$$

donde,  $T_i$  es la temperatura media del aire dentro del Auditorio.

El coeficiente de convección de calor global ( $\bar{h}$ ), se calcula de la siguiente manera:

para las superficies verticales,

$$\bar{h}_x = \frac{1}{L_v} \int_1^{N_y} h_x \Delta y \quad (3.21)$$

para las superficies horizontales,

$$\bar{h}_y = \frac{1}{L_h} \int_1^{N_x} h_y \Delta x \quad (3.22)$$

El número de Nusselt correspondiente a las superficies sólidas mencionadas, se escribe como:

para las superficies verticales,

$$Nu_x(y) = \frac{h_x H/2}{k} \quad (3.23)$$

para las superficies horizontales,

$$Nu_y(x) = \frac{h_y L/2}{k} \quad (3.24)$$

donde H y L son las dimensiones del Auditorio en el sentido horizontal y vertical, respectivamente.

El número de Nusselt global ( $\bar{Nu}$ ) para cada superficie se escribe como:

para las superficies verticales,

$$\bar{Nu}_x = \frac{\bar{h}_x H/2}{k} \quad (3.25)$$

para las superficies horizontales,

$$\bar{Nu}_y = \frac{\bar{h}_y L/2}{k} \quad (3.26)$$

Finalmente, el esfuerzo cortante ( $\tau$ ) que ocurre entre las superficies sólidas y el aire (figura 3.6), se calcula como:

en la superficies verticales,

$$\tau_y = \frac{\mu \cdot v}{\Delta x/2} \quad (3.27)$$

en las superficies horizontales,

$$\tau_x = \frac{\mu \cdot u}{\Delta y/2} \quad (3.28)$$

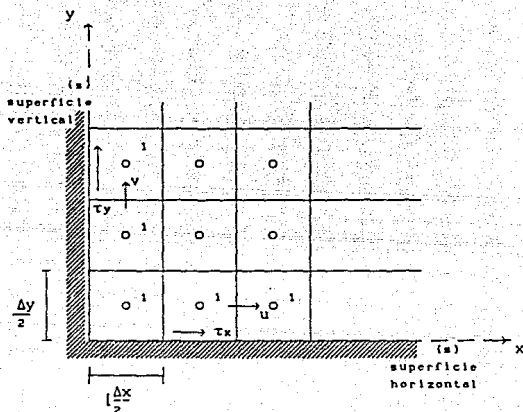


Fig. 3.6.- Esfuerzo cortante.

### 3.6.- ESTRATEGIA DE SIMULACION.

Con la malla de trabajo, se procede a simular la convección natural para los diferentes números de Rayleigh ( $10^3 \leq Ra \leq 1.85 \times 10^{10}$ ), obteniendo como resultado los campos de temperatura, velocidad y presión. Con los resultados anteriores, se calculan los flujos de calor, los coeficientes de convección de calor locales y globales y los esfuerzos cortantes correspondientes a las superficies sólidas. Los resultados de los coeficientes de convección se comparan contra los reportados para diferentes superficies con flujo

del fluido por convección natural.

El criterio de convergencia empleado para finalizar cada simulación, es el comparar el resultado obtenido con el anterior cálculo, y cuando la diferencia era menor a  $10^{-6}$  se para el cálculo, considerando estos como los resultados buscados. Las ecuaciones de discretización son resueltas, con un término adicional transitorio, el cual se hace cero cuando se alcanza la solución (método del falso transitorio). Un criterio extra, es el hacer balances de masa y calor en el volumen de control que contiene todo el dominio bajo estudio, y si cumple los principios de conservación de masa y energía, el resultado se toma como correcto.

Una vez obtenidos los resultados en convección natural, se procede a emplear el mismo esquema de malla para la convección forzada, iniciando las simulaciones con un número de Reynolds de 1000. La convergencia ocurre en menor tiempo de proceso de la computadora, que en el caso de convección natural.

La simulación en convección forzada se lleva a cabo para  $1000 \leq Re \leq 10^6$ , obteniendo los campos de temperatura, velocidad y presión correspondientes, con los cuales se calculan el flujo de calor, el coeficiente de convección, el número de Nusselt y el coeficiente de rozamiento mencionados en convección natural.

Con el fin de hacer un estudio sobre el impacto en la comodidad térmica de los ocupantes, se procede a variar la posición y tamaño de las entradas y salidas de aire al Auditorio, con lo que se completan los objetivos del presente estudio. En el capítulo siguiente, se presentan los resultados obtenidos.

## CAPITULO IV

### RESULTADOS.

En este capítulo se hace la presentación y discusión de los resultados obtenidos en la solución numérica de las ecuaciones de balance en el auditorio, para los casos de convección natural y convección forzada. En ambos casos se varían las condiciones de operación. Para convección natural, se varía la diferencia de temperatura (número de Rayleigh) que da lugar a la fuerza motriz. Para convección forzada se modifica el flujo de aire que se extrae con las turbinas eólicas, con lo que el valor del número de Reynolds cambia; en este análisis se mantiene fijo el valor del número de Rayleigh en  $1.85 \times 10^{10}$ . Además, en el caso de convección forzada, se modifica la geometría de las aperturas de entrada (ventilas) y rejillas de salida (turbinas eólicas) de aire al auditorio; para este caso los números de Reynolds y Rayleigh se mantienen en valores fijos. Se analizan los campos de velocidad y temperatura que se obtienen del método numérico y se hace la discusión del cambio que ocurre en los coeficientes de convección de calor, así como del impacto de los resultados encontrados en la comodidad térmica de los ocupantes del auditorio.

#### 4.1. - CONVECCION NATURAL.

El estudio de convección natural se realiza para diferentes valores del número adimensional de Rayleigh, entre  $10^7$  y  $1.85 \times 10^{10}$ . En el rango anterior, el número de Rayleigh menor corresponde a un valor en el cual el movimiento

resultante, es apenas apreciable en la solución numérica. El valor mayor, corresponde a un valor típico del número de Rayleigh para un día cálido en Temixco, Mor., donde se ubica el auditorio.

Los valores que toma el número de Rayleigh en los diferentes casos simulados, son:  $10^3$ ,  $10^4$ ,  $10^5$ ,  $10^6$ ,  $10^7$  y  $1.85 \times 10^{10}$ .

En las figuras 4.1.a a la 4.6.a, se presentan las gráficas correspondientes a los campos de velocidad resultantes para los números de Rayleigh mencionados. En estas, un vector colocado en el punto donde se calcula la velocidad, representa la magnitud y dirección, cuya escala se presenta en cada gráfica.

Se puede observar en la figura 4.1.a, dos celdas simétricas con flujo ascendente en la región central. El comportamiento es similar al que se reporta en convección natural para una cavidad cerrada con calentamiento en su frontera inferior, que presenta una razón de aspecto (L/H) de 0.5; el auditorio tiene una razón de aspecto de 0.473. Este resultado concuerda con el esperado, y que se ha observado teórica y experimentalmente (Gomiciaga (1990)).

El sentido de movimiento en las celdas se debe, por un lado, a que la zona de mayor temperatura es la de los asientos, y por el otro, a que el aire dentro del auditorio toma una temperatura mayor que la de las paredes, provocando que estas lo enfrien y se presente un movimiento descendente en su vecindad. Lo anterior se observa como una pluma ascendente al centro y dos "embudos" descendentes en las orillas.

Se puede observar también la figura 4.1.a, que el flujo es descendente junto a las paredes, excepto en la región cercana al piso, donde cambia su dirección y se mezcla con el aire que entra al auditorio. La velocidad máxima se

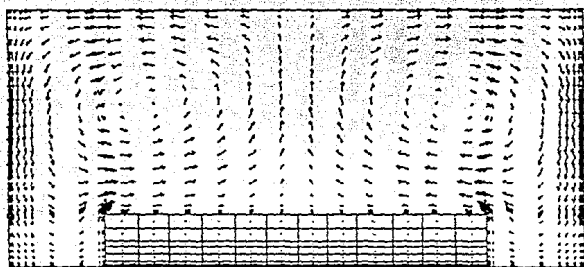


localiza junto a las paredes dentro de la región de capa límite.

El campo de temperaturas de la figura 4.1.b es simétrico con respecto de la línea vertical que pasa por el centro. El punto de mayor temperatura se encuentra en la zona central de los asientos. En la región de los asientos, se observa que en las posiciones cercanas a las orillas, existen fuertes gradientes térmicos, este efecto resulta por el movimiento global. El campo de temperaturas en el techo pone en evidencia la posición de las tres rejillas de salida, donde se observa que las isoclinas son perpendiculares a las fronteras. La presencia de las ventilas en las paredes laterales no se manifiesta de manera notable en los campos de velocidad y temperatura.

En la figura 4.1.b se puede observar que el flujo de calor, que es perpendicular a las líneas isotérmicas, es importante hacia las paredes y el techo, y que el transporte de calor desde los asientos, se debe más al movimiento de recirculación que provocan las celdas descritas, que al aire que entra y sale del auditorio.

Las figuras 4.2.a y 4.2.b presentan los campos de velocidad y las líneas isotérmicas para el caso donde el número de Rayleigh es de  $10^4$ . El patrón de velocidad es muy similar al de la figura 4.1.a, siendo la velocidad máxima, un factor de 5 más grande que para el caso anterior. El efecto del flujo descendente junto a las paredes, y el de recirculación son más notorios en este caso que en el anterior. El patrón de temperaturas presenta características similares al de la figura 4.1.b, aunque en este caso la pluma térmica central se manifiesta nitidamente.



→ :  $3.9113E-05$  min :  $0.0000E+00$  Max  $7.9953E-05$

Fig. 4.1.a.- Campo de velocidades,  $Ra = 10^3$

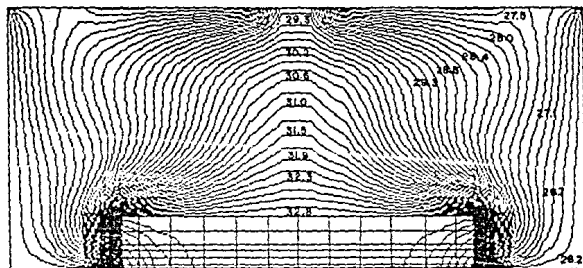


Fig. 4.1.b.- Líneas isotérmicas,  $Ra = 10^3$   
 $T_{min} = 26.0^{\circ}C$ ,  $T_{max} = 32.99^{\circ}C$

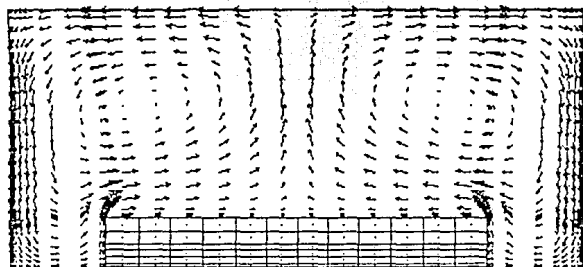


Fig. 4.2.a.- Campo de velocidades,  $Ra = 10^4$

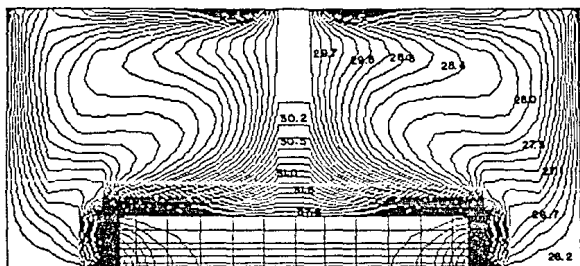


Fig. 4.2.b.- Líneas isotérmicas,  $Ra = 10^4$

$T_{min} = 26.0^{\circ}C$ ,  $T_{max} = 32.99^{\circ}C$

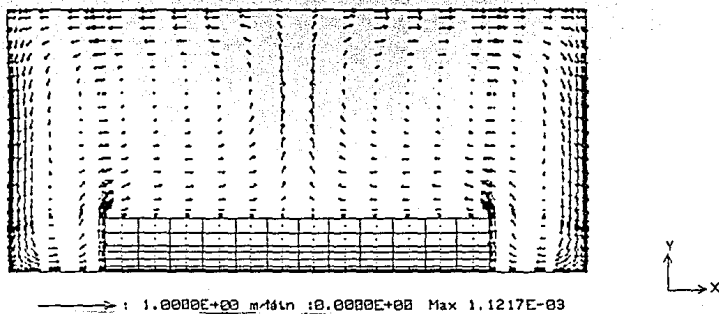


Fig. 4.3.a.- Campo de velocidades,  $Ra = 10^5$

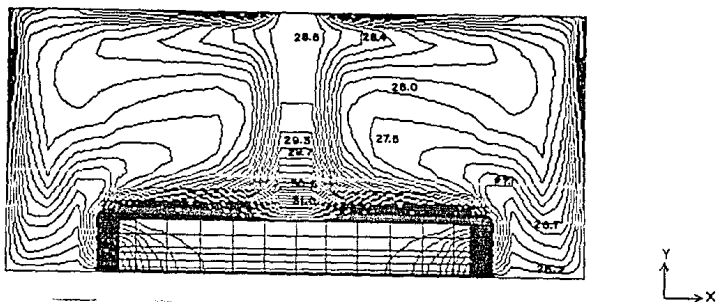


Fig. 4.3.b.- Líneas isotérmicas,  $Ra = 10^5$   
 $T_{\text{min}} = 26.0^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{max}} = 32.99^\circ\text{C}$

Cuando se tiene  $Ra = 10^5$  (figura 4.3.a), la formación de la pluma térmica continua, obteniendo en este caso una región bien definida de su colisión con la frontera superior. La zona de velocidad cero dentro de las celdas ahora tiende a ser una línea horizontal, a diferencia de los casos anteriores donde parece ser un punto. Para este valor del número de Rayleigh se distingue claramente la capa límite en la frontera superior. Debido al flujo en la capa límite en las paredes laterales, este invade en mayor medida que en los casos anteriores la zona de pasillos y genera un patrón similar a un flujo alrededor de un obstáculo en la zona cercana a las esquinas superiores de los asientos, haciendo que las líneas exteriores de la celda formen de manera más nítida el lóbulo de una oreja. Es este mismo movimiento lo que ocasiona que las líneas isotérmicas tengan en esta región de los pasillos una mayor curvatura hacia afuera de la celda, (figura 4.3.b).

En la figura 4.4.a el flujo es muy similar al mostrado en la figura 4.3.a. En este caso se observa mejor la formación de la capa límite en la región vertical de los asientos. Los contornos de temperatura en la figura 4.4.b, muestran de manera más marcada, la curvatura en la zona de pasillos, debido a un mayor flujo descendente junto a las paredes.

En la figura 4.5.a, la pluma térmica sigue siendo la característica dominante, pero ahora se forman cuatro celdas, dos de las cuales que son incipientes se alojan en la zona de los pasillos. La velocidad máxima es de dos ordenes de magnitud mayor que para el caso de  $Ra = 10^3$ . En este caso se observa una pequeña asimetría en las líneas isotérmicas, que probablemente sea debido al método numérico empleado (figura 4.5.b).

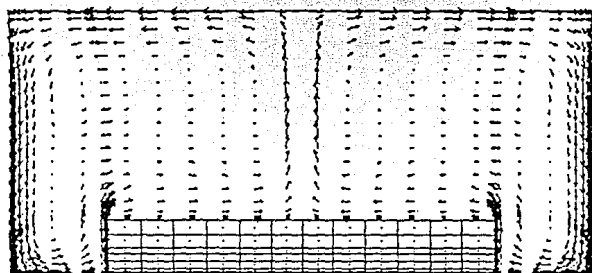


Fig. 4.4.a. - Campo de velocidades,  $Ra = 10^6$

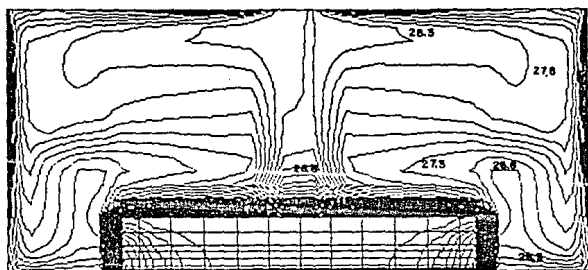


Fig. 4.4.b. - Contornos de Temperatura,  $Ra = 10^6$   
 $T_{min} = 25.74^{\circ}C$ ,  $T_{max} = 32.98^{\circ}C$

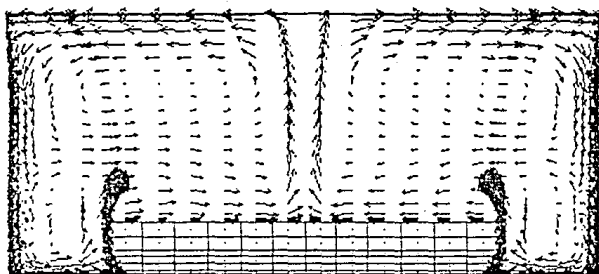


Fig. 4.5.a.- Campo de velocidades,  $Ra = 10^7$

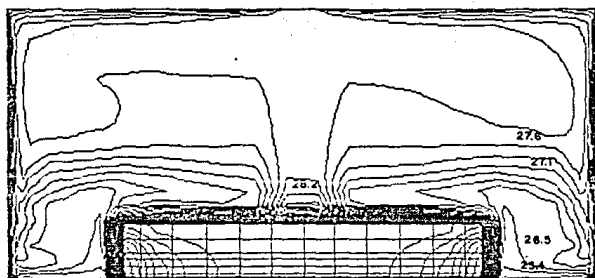


Fig. 4.5.b.- Líneas isotérmicas,  $Ra = 10^7$   
 $T_{min} = 24.03^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{max} = 32.96^{\circ}\text{C}$

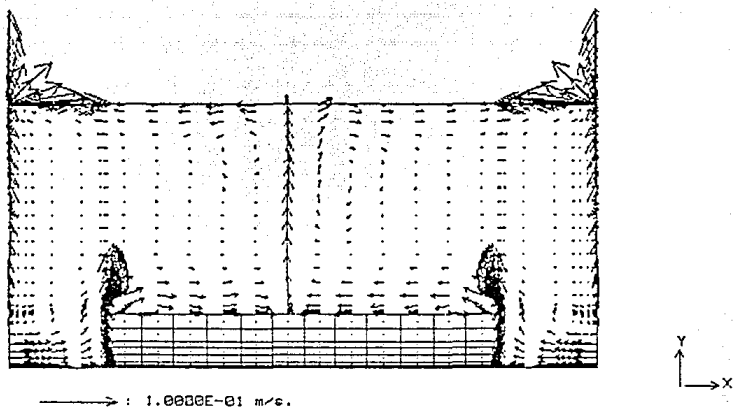


Fig. 4.6.a.- Campo de velocidades,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$

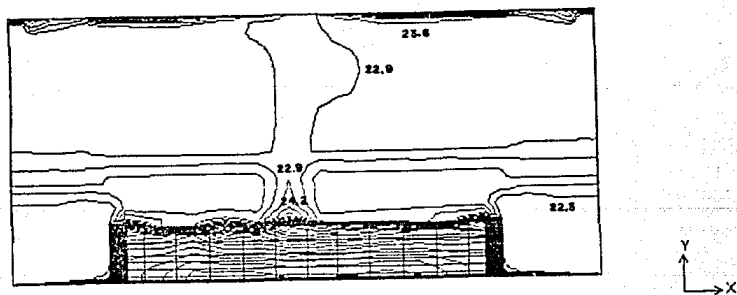


Fig. 4.6.b.- Líneas isotérmicas,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$   
 $T_{\min} = 22.0^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\max} = 31.77^{\circ}\text{C}$



El último caso estudiado en esta sección se obtiene para  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$  y corresponde a las condiciones de un día típico de operación del auditorio. En la figura 4.6.a se muestra el campo de velocidades resultante y se observa un cambio notable con respecto a los patrones de los casos anteriores. En este caso, la velocidad junto a las paredes verticales es ascendente y es notorio el flujo de aire que entra al auditorio por las ventilas.

La figura 4.6.b muestra los contornos de temperatura, donde se observa que los cambios de la misma en el aire son menores. La temperatura del aire junto a las paredes verticales es menor que estas, y al calentarse provoca el flujo ascendente observado en la figura 4.6.a.

En el grupo de figuras anteriores 4.1.a a 4.6.a, se observa que la velocidad máxima calculada incrementa su valor a medida que crece el número de Rayleigh. También se puede observar que la velocidad sobre los asientos se incrementa con el número de Rayleigh, lo que debe reflejarse en el transporte de calor y la comodidad de los ocupantes, aspectos que se analizan más adelante.

En las gráficas de temperatura se puede observar, que a valores pequeños del número de Rayleigh predomina la difusión de calor como forma de transporte de calor entre los asientos y las paredes. La convección incrementa su importancia al crecer el valor del número de Rayleigh.

En el rango de  $10^3 \leq Ra \leq 10^5$  existe simetría en los campos de velocidad y temperatura. A partir del valor  $Ra \geq 10^6$  se manifiesta una asimetría. Existe dificultad en establecer su origen, y tal vez se deba a la precisión de la solución numérica utilizada, o bien, a que la inestabilidad propia del fenómeno ocasione la obtención de este tipo de resultados.

En la figura 4.7 se muestran los perfiles de velocidad y temperatura a la altura media del auditorio ( $y = L/2$ ) y en la zona cercana a la pared ( $0 \leq x \leq 0.25$  m), para  $Ra = 10^6$ . Debido a la simetría de los resultados, en ambas paredes existen los mismos perfiles.

De acuerdo al análisis de la capa límite en placa vertical, realizado en el capítulo 2, para  $Ra = 10^6$  el espesor en las capas límites hidrodinámica y térmica esperado es de 0.15 m. De acuerdo a la figura 4.7, el espesor aproximado de la capa límite es de 0.2 m, que es 25% más grande que el esperado. Esta discrepancia se debe probablemente a que el número de Rayleigh empleado en la expresión 2.14, es calculado usando  $\Delta T = 11^\circ\text{C}$  (que corresponde a la diferencia de temperaturas máxima en el auditorio). Un valor más apropiado para  $\Delta T$  es la diferencia de temperaturas entre la pared y el centro de la cavidad. En este caso el valor es  $\Delta T = 1.5^\circ\text{C}$  aproximadamente y el número de Rayleigh correspondiente es:  $Ra = 1.4 \times 10^5$ . El espesor de la capa límite obtenido con este valor es de 0.24 m que se aproxima en un 10% con el resultado numérico. Además, debe observarse que los perfiles mostrados en la figura presentan un comportamiento similar a los reportados para pared vertical, sin embargo no corresponden con fidelidad debido a que el flujo resultante, no es sólo inducido por la pared vertical, sino que se encuentra conectado con el flujo proveniente desde la frontera inferior y que es parte de las celdas que forman los flujos principales en el auditorio.

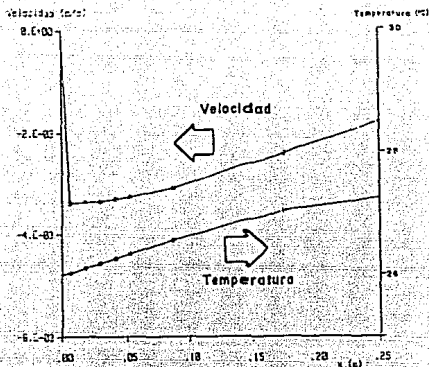


Fig. 4.7 Perfil de velocidad y temperatura para  $Ra = 10^6$ .

En el perfil de temperaturas, el gradiente en la pared puede ser bien calculado por los valores obtenidos en la malla propuesta, a diferencia del gradiente de velocidad, donde la variación de esta entre la pared y el máximo valor se da en un nodo.

Con los valores de la temperatura se calculan los flujos de calor mostrados en la figura 4.8, donde se presenta la variación del flujo de calor local como función de la distancia para el valor  $Ra=10^6$ . En esta figura se observa que el calor entra al auditorio en la zona de los asientos y sale por el piso, paredes y techo. En la curva correspondiente al techo, se observa, que existen dos picos en los extremos que representan entrada de calor al auditorio, a diferencia del resto, que como se explica, sale calor. Estos picos son debidos a la discontinuidad en el valor de la temperatura en la esquina de la frontera que forman el techo y la pared. Este mismo pico se observa en la curva para la pared en la zona próxima a la esquina.

Los valores del flujo de calor correspondientes al techo, toman un valor cero en las rejillas de salida. Este valor cero significa que en estos lugares el calor no sale por difusión, sino con el aire que abandona el auditorio. EL balance global de calor en el auditorio en este caso y los demás analizados es siempre cero, y corresponde al estado permanente alcanzado.

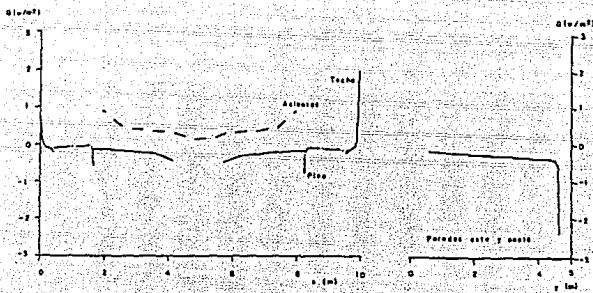


Fig. 4.8.- Flujo de calor como función de la distancia, para  $Ra = 10^6$ .

Con las ecuaciones 3.19 y 3.20, se calculan los coeficientes de convección de calor locales para las superficies sólidas, para el número de Rayleigh referido líneas arriba. Además, con las ecuaciones 3.23 y 3.24, se calculan los números de Nusselt locales correspondientes. La variación de estos con la distancia, se muestra en la figura 4.9. En esta figura se observa que existen incrementos fuertes del valor de los coeficientes de convección, en los lugares donde se presentan discontinuidades en las fronteras o cambios en la dirección del flujo. El mayor valor del coeficiente de convección en las paredes, se debe a que es la

zona donde la velocidad tiene el valor máximo dentro del auditorio. La diferencia de valores en la esquina superior de las mismas es debido al efecto combinado de la discontinuidad en la temperatura de la frontera y a que el flujo choca contra la pared para descender.

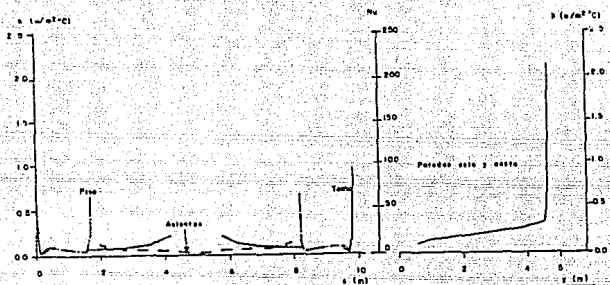


Fig. 4.9.- Coeficiente de convección y número de Nusselt locales, para  $Ra=10.6$ .

Con los valores locales del coeficiente de convección y el número de Nusselt, se calculan, los valores globales de los mismos para cada superficie, de acuerdo con las ecuaciones 3.21, 3.22, 3.25 y 3.26. En la figura 4.10, se muestran los valores del número de Nusselt global, como función del número de Rayleigh. En esta gráfica, se comparan los valores que se obtienen contra los reportados en diversas publicaciones.

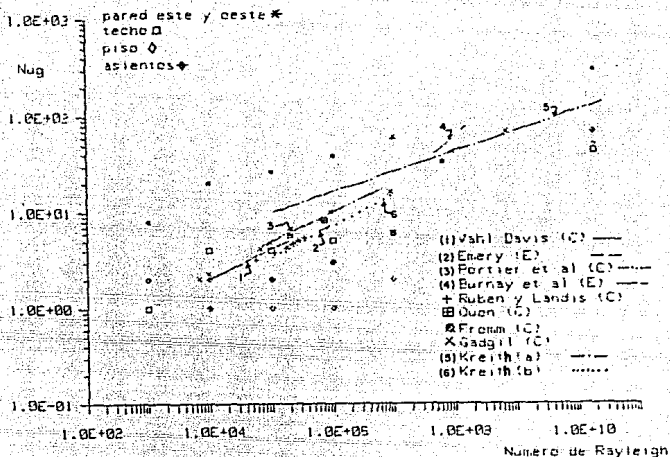


Fig. 4.10.- Comparación número de Nusselt global vs Número de Rayleigh. (E) -experimental (C) - Calculado.

En la figura, se observa que la tendencia del número de Nusselt calculado para todas las superficies, es aumentar su valor a medida que se incrementa el número de Rayleigh. Esta misma tendencia de crecimiento se observa en los resultados reportados por otros autores, para el intervalo  $10^4 \leq Ra \leq 10^7$ . La mayoría de estos resultados fueron encontrados para cavidades cerradas bidimensionales, con el techo y el fondo de la cavidad adiabáticos, y las paredes laterales a diferente temperatura (Bauman *et al.* (1982), Gadgil (1980), Bauman *et al.* (1980), Altmayer *et al.* (1981), Bohn (1983)). A diferencia de estos estudios el auditorio no presenta superficies horizontales adiabáticas, en su parte baja se tiene una superficie más caliente y en el resto de la frontera la temperatura se conoce. Por lo tanto los resultados calculados en el presente trabajo para las

superficies horizontales, solo se comparan cualitativamente con los de otros autores, debido a que estos últimos, fueron calculados o medidos bajo condiciones de frontera e internas diferentes a las que se presentan en el auditorio. Sin embargo, como se menciona en la discusión de los campos de temperatura y velocidad, el presente estudio contiene sistemas conectados. Uno de ellos es la pared vertical con flujo de calor que presenta un comportamiento similar al reportado, como se observa en la discusión de la figura 4.7. Kreith (1973) presenta la correlación  $[Nu = 0.555 (Gr \cdot Pr)^{1/4}]$  para paredes verticales, en el intervalo  $10^5 \leq Ra \leq 2.0 \times 10^{10}$ , que se compara con buena aproximación con los valores del número de Nusselt calculados para las paredes verticales este y oeste del auditorio.

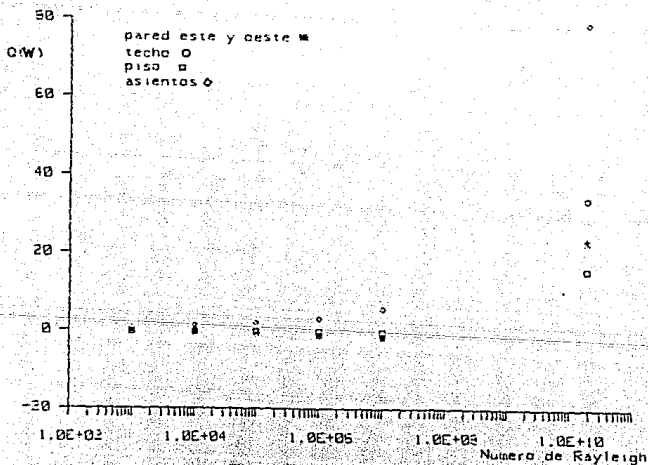


Fig. 4.11. - Flujo de calor total vs número de Rayleigh.

El flujo de calor total que se establece entre cada superficie (paredes, techo, piso y asientos) y el aire del interior del auditorio, se calcula con las ecuaciones 3.18 y

3.19, y su valor como función del número de Rayleigh, se encuentra graficado en la figura 4.11, en esta grafica se observa un aumento en el flujo de calor al incrementarse el valor del número de Rayleigh, casi constante hasta  $10^{10}$ .

Por otro lado, con los valores que se obtienen de la velocidad, se calculan en las ecuaciones 3.27 y 3.28, los esfuerzos cortantes sobre las superficies sólidas, estos se muestran en la figura 4.12.

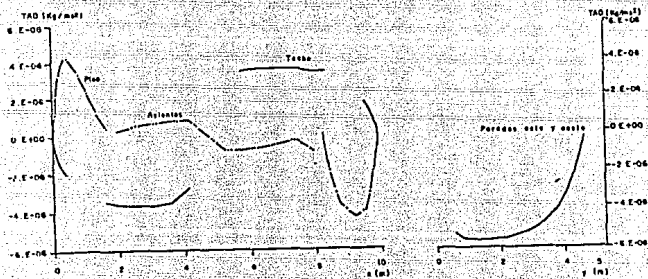


Fig. 4.12.- Esfuerzo de corte vs distancia  $Ra = 10^6$ .

Se puede observar en la figura, que el mayor esfuerzo de arrastre se da en las paredes. Este resultados es congruente con el valor del coeficiente de convección que obtiene su valor mayor en las paredes, y ambos con el campo de velocidad que tiene en esa zona el valor máximo. En general se observa, que el cambio brusco del esfuerzo cortante ocurre en los lugares donde se da un incremento en el flujo de calor por convección.



#### 4.2.- CONVECCION FORZADA.

En el caso de la convección forzada en el auditorio la extracción de aire se hace a través de las rejillas colocadas en el techo, y que se encuentran conectadas a las turbinas eólicas (ver figura 1.4). La presencia del flujo forzado se combina con la de los efectos debidos a la fuerza de flotación discutida en la sección de convección natural, y es la interacción de éstos, lo que mueve el aire en el interior del auditorio. Los dos efectos, se encuentran representados en la ecuación 2.12, donde puede observarse que en la medida que se incrementa el número de Reynolds (Re), el efecto de la fuerza de flotación (Ra) disminuirá.

Por lo anterior, el estudio de convección forzada se realiza para diferentes valores de la fuerza de inercia representada por la variación del número adimensional de Reynolds en el intervalo, de  $10^3$  a  $10^6$ . Este corresponde a valores en la extracción que se discuten a continuación. El valor del número de Rayleigh se mantiene en todos los casos igual a  $1.85 \times 10^{10}$ , que corresponde al caso típico de un día caluroso en Temixco, Mor.

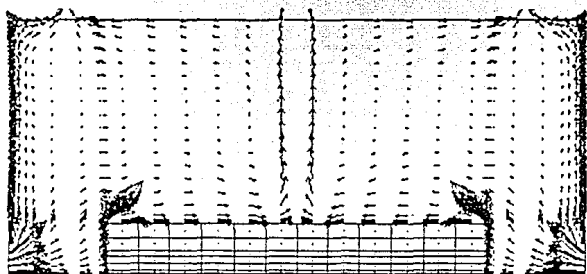
Los valores de la velocidad y el correspondiente número de cambios del volumen total de aire en el auditorio, para cada número de Reynolds se muestran en la tabla 4.1. El manual ASHRAE (1981) recomienda un cierto número de cambios de aire para una habitación. Este valor varía de acuerdo con el uso de dicha edificación; en el caso de salas públicas se recomienda 20 cambios por hora. El número de cambios del volumen del aire en el auditorio correspondiente a números de Reynolds mayores que  $5 \times 10^4$  se encuentra por encima del recomendado por la ASHRAE (1981), sin embargo, se incluyen en este estudio con el objeto de tener mayor información del comportamiento del modelo. Estas condiciones se podrían presentar en un día con viento fuerte.

Re	$10^3$	$5 \times 10^3$	$10^4$	$5 \times 10^4$	$10^5$	$5 \times 10^5$	$10^6$
Vel m s	0.0058	0.029	0.058	0.290	0.580	2.900	5.800
No. de cambios por hora	1.40	6.98	13.96	69.80	139.60	698.00	1395.00

Tabla 4.1.- Velocidad en la rejilla de salida del auditorio.

En las figuras 4.13.a a 4.16.a, se presentan las gráficas correspondientes a los campos de velocidad resultantes para los valores de  $Re = 10^3, 10^4, 10^5$  y  $10^6$ .

Se puede observar en la figura 4.13.a que el flujo global esta compuesto por flujos ascendentes, hacia las rejillas de salida. En las paredes laterales se forman capas limites provocadas por el flujo forzado y se combinan con el efecto de convección natural que en este caso resulta en el mismo sentido. Parte del flujo de las ventilas se mueve hacia la región que se encuentra encima de los asientos y en los extremos se manifiesta un flujo similar al flujo alrededor de un obstáculo. El flujo de entrada por las ventilas se presenta bien definido en contraste al presentado en convección natural. Una parte importante del flujo de entrada se mueve junto a la pared y abandona el auditorio sin intervenir en el enfriamiento de los ocupantes. Las velocidades máximas se encuentran cerca de las paredes, existiendo un máximo local en el centro de la cavidad, en contraste con caso de convección natural. En la figura 4.13.b se puede observar que la variación de temperatura en el auditorio es pequeña y existen gradientes fuertes en la zona de asientos, paredes y techo.



→ : 1.0000E+00 m/s \*\*\*\*\* Max 3.8389E-02

Fig. 4.13.a.- Campo de velocidades,  $Re = 10^3$

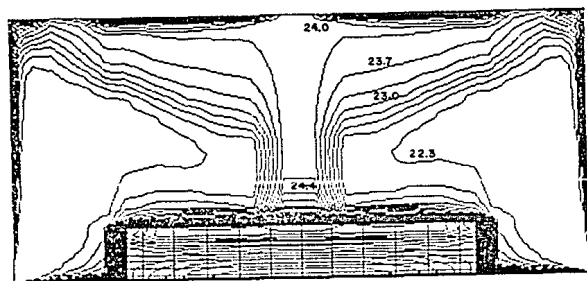


Fig. 4.13.b.- Líneas isotérmicas,  $Re = 10^3$   
 $T_{min} = 22.0^{\circ}C$ ,  $T_{max} = 32.76^{\circ}C$

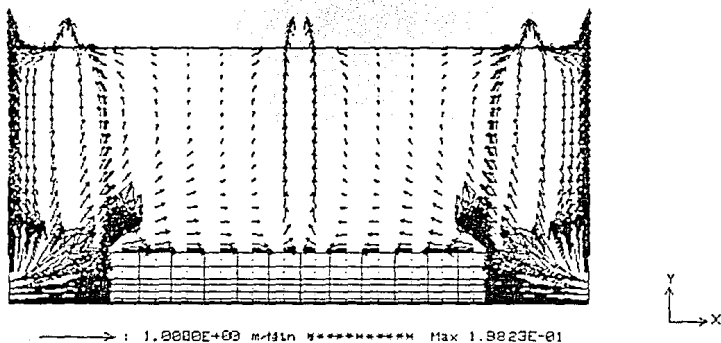


Fig. 4.14.a. - Campo de velocidades,  $Re = 10^4$

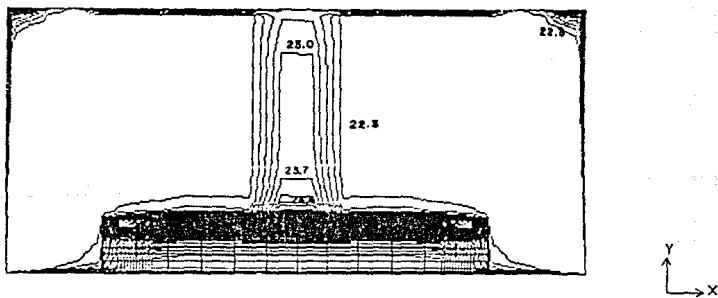
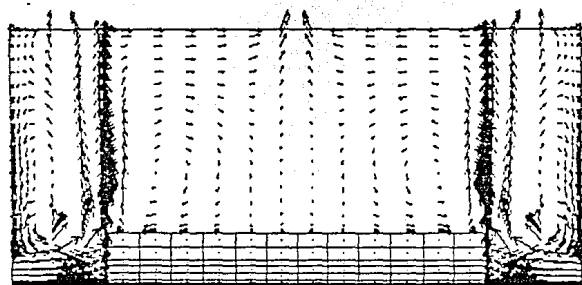


Fig. 4.14.b. - Líneas isotérmicas,  $Re = 10^4$   
 $T_{min} = 22.0^{\circ}C$ ,  $T_{max} = 32.43^{\circ}C$

Cuando el número de Reynolds toma el valor de  $10^4$ , se puede observar un comportamiento parecido al caso anterior. Aunque en este caso es más marcado el efecto del flujo de aire que entra al auditorio y que es desviado por los extremos de los asientos hacia las rejillas laterales en el techo (figura 4.14.a). En cuanto al campo de temperaturas, se encuentra que la mayor parte de la cavidad se mantiene a una temperatura de  $22.3^{\circ}\text{C}$  y las diferencias de temperatura en los asientos, techo y paredes, aumentan (figura 4.14.6).

Para  $Re = 10^5$ , el efecto del chorro de aire que se forma en las ventilas de entrada, incrementa su efecto al ser desviado por los extremos de los asientos, de tal manera que encima de estas zonas se forma el principal camino para el aire a través del auditorio (figura 4.15.a). En estas condiciones, el flujo de aire junto a las paredes es descendente por el efecto de la recirculación. El flujo global forma cuatro celdas, dos de las cuales se encuentran encima de la zona de asientos y ocupan la mayor parte de la cavidad. La región central de la cavidad es de menor velocidad que el resto, donde el flujo es descendente a diferencia de los casos anteriores. En la figura 4.15.b, se puede observar que los gradientes de temperatura en las paredes, techo y asientos aumenta con respecto a los anteriores, y que el patrón de las líneas isotérmicas cambia en la región que se ubica encima de los asientos y cuyo comportamiento es provocado por el flujo de aire.

Para el caso con el número de Reynolds  $10^6$ , se tiene la figura 4.16.a, donde se observa que el flujo es cualitativamente igual al caso anterior, aunque las velocidades son de mayor magnitud. En la figura 4.16.b, se observa que, la temperatura del aire en el auditorio es uniforme, con un valor de  $22^{\circ}\text{C}$ , debido a que al incrementar el flujo de aire que extraen las turbinas a través de las rejillas, el calor que se desprende en los asientos, es extraído por la corriente de aire y esta experimenta un pequeño incremento en su temperatura.



→ : 9.2984E-01 Min \*\*\*\*\* Max 1.9661E+00

Fig. 4.15.a. - Campo de velocidades,  $Re = 10^5$

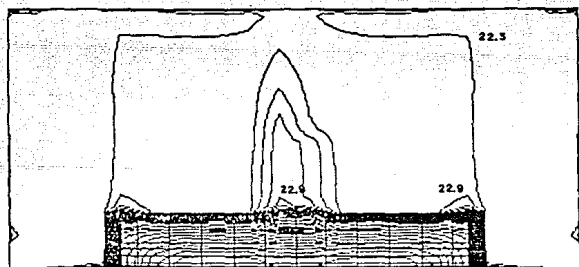


Fig. 4.15.b. - Líneas isotérmicas,  $Re = 10^5$   
 $T_{min} = 22.0^{\circ}C$ ,  $T_{max} = 31.46^{\circ}C$

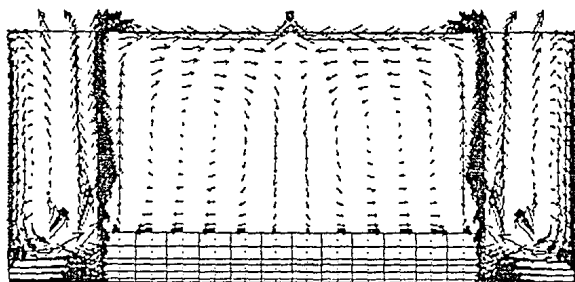


Fig. 4.16. a.- Campo de velocidades,  $Re = 10^6$

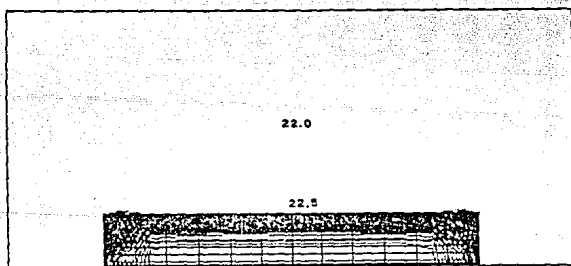


Fig. 4.16. b.- Líneas isotérmicas,  $Re = 10^6$   
 $T_{min} = 22.0^{\circ}C$ ,  $T_{max} = 33.00^{\circ}C$

Se puede observar que la velocidad máxima incrementa su valor a medida que crece el número de Reynolds. La velocidad máxima se localiza debajo de las dos rejillas de salida, cercanas a los muros donde el flujo de calor ocasionado por la presencia de los asientos cambió de dirección después de entrar al auditorio.

También, se puede observar que las dos primeras gráficas (Fig. 4.13.a y 4.14.a) presentan flujo junto a las paredes con dirección ascendente, mientras que al aumentar el valor de Re (Fig. 4.15.a y 4.16.a), se provocan recirculaciones con flujo descendente junto a las paredes.

La simetría en los contornos de temperatura que se observa para el valor de  $Re = 10^3$ , en la figura 4.13.b, comienza a perderse al aumentar el valor del número de Reynolds. La temperatura dentro del auditorio tiende a homogenizarse, como puede observarse en las figuras mencionadas, y para  $Re = 10^6$ , el valor de la temperatura es prácticamente el mismo (Fig. 4.16.a). Esto se debe a que los cambios del valor de la temperatura, ocurren rápidamente en el espacio junto a las superficies sólidas. Lo anterior indica que los ocupantes en los asientos se encontrarían descargando calor rápidamente.

En la figura 4.17, se muestra la variación del flujo de calor local en los asientos, como función de la distancia para todos los valores del número de Reynolds simulados. A partir de esta grafica se puede concluir que el flujo de calor es mayor en la medida que se incrementa el flujo de aire en el auditorio (mayor valor de Re).



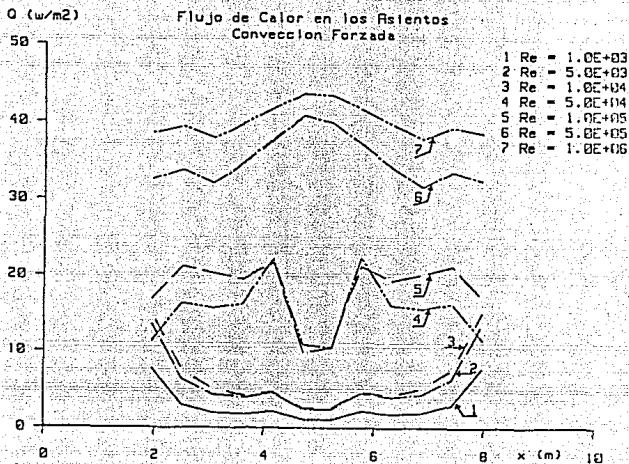


Fig. 4.17.- Flujo de calor vs distancia.

El comportamiento del flujo de calor local presenta tres grupos (figura 4.17). El primero corresponde a los números de Reynolds,  $10^3$ ,  $5 \times 10^3$  y  $10^4$ , donde puede observarse que el flujo de calor es mayor en los extremos de los asientos; este resultado es congruente con el patrón de flujo de calor presentado en las figuras 4.13.a y 4.14.a, donde se muestra que parte del aire que entra al auditorio recorre los asientos de los extremos hacia el centro, calentándose durante el trayecto y por lo tanto disminuyendo la diferencia de temperaturas entre el aire y los asientos de la cual depende el flujo de calor. El segundo grupo corresponde a los valores del número de Reynolds de  $5 \times 10^4$  y  $10^5$ , donde se observa que al centro de los asientos se tiene un menor flujo de calor que en el resto, este resultado corresponde al patrón de flujo del aire presentado en la figura 4.15. En este caso el flujo de aire recorre del centro hacia las orillas con una zona de baja velocidad al centro; el aire que entra al auditorio y que es desviado hacia arriba por los asientos, forma dos celdas de recirculación, mismas que hacen chocar el flujo de aire en los asientos aproximadamente a  $1/8$

de la longitud de los mismos medida del centro hacia los extremos; después el flujo de aire continúa recorriendo hacia afuera de la región de los asientos, disminuyendo el flujo de calor local en la medida que se calienta. El tercer grupo, correspondiente a valores del número de Reynolds de  $5 \times 10^5$  y  $10^6$ ; en este caso, el flujo de calor que es similar al analizado anteriormente (figura 4.16.a) pero ahora con un incremento en la cantidad de movimiento, razón por la que las celdas de recirculación son ahora más vigorosas y mueven el aire sobre los asientos desde el centro hacia afuera, y esto da como resultado, además de un mayor flujo de calor, que el máximo se localizó al centro.

Los coeficientes de convección de calor locales en las superficies sólidas y los números de Nusselt locales correspondientes como función de la distancia, se muestra en la figura 4.18.

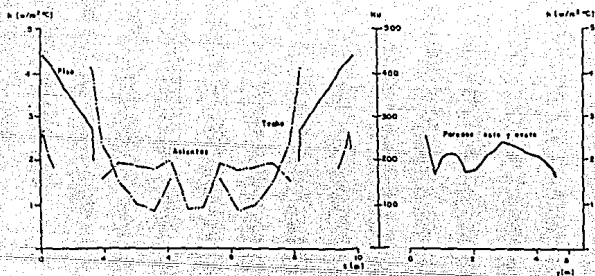


Fig. 4.18.- Número de Nusselt y coeficiente de convección locales vs distancia en m.

En esta figura se observa que los valores máximos del coeficiente de convección se localizan en el techo junto a las rejillas de salida y en el piso. La primera zona, coincide con el lugar donde el chorro de aire ascendente choca contra el techo. En el segundo caso, es la zona de entrada del aire al auditorio, donde además de existir una velocidad grande, el aire tiene la menor temperatura. La curva del coeficiente de convección en las paredes es correspondiente con el contorno de temperaturas (figuras 4.15.b), y puede observarse que donde existe mayor cambio de temperatura  $h$  crece. En la zona central los asientos y el techo presentan un comportamiento similar, pero no es debido al mismo efecto; en la zona de los asientos la disminución del coeficiente de convección es debida a una zona de menor velocidad por la configuración del flujo (figura 4.15.a), mientras en el techo, es debido a la presencia de la turbina central.

Con los valores locales del coeficiente de convección y el número de Nusselt, se calculan para cada superficie, los valores globales de los mismos. En la figura 4.19, se muestran los valores del número de Nusselt global, al cambiar el número de Reynolds. Se puede observar, que el valor del número de Nusselt aumenta con el valor del número de Reynolds. Se observa además, que los valores locales más grandes se encuentran en las paredes este y oeste. En la gráfica mostrada con ejes de referencia exponencial, la variación entre el valor del número de Reynolds y el valor del número de Nusselt en las paredes, es casi lineal, lo que implica que la relación entre ambos es del tipo  $Nu = A Re^n$ .

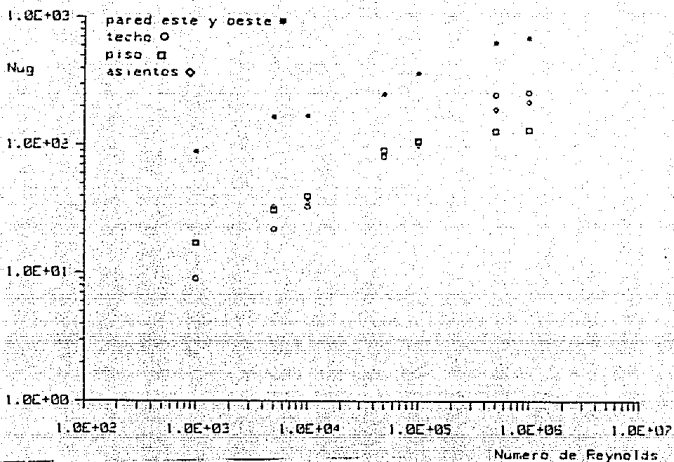


Fig. 4.19. - Número de Nusselt global vs número de Reynolds.

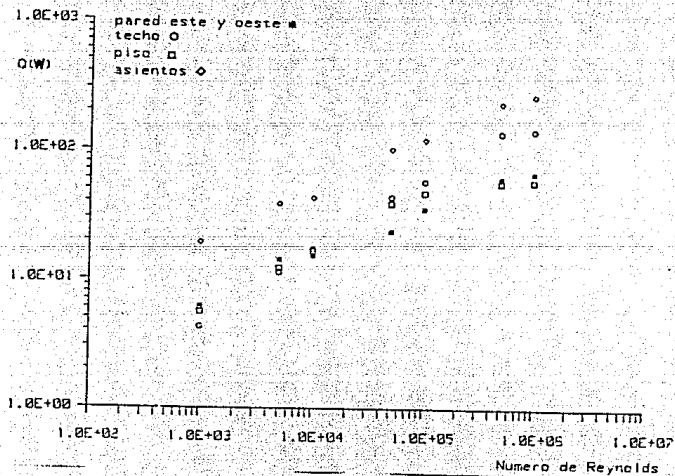


Fig. 4.20. - Flujo de calor total vs número de Reynolds.

El flujo de calor total en cada superficie (paredes, techo, piso y asientos), se calcula para convección forzada y se grafica contra el número de Reynolds en la figura 4.20, donde se puede observar que los asientos es el lugar donde más calor se disipa. Si se comparan los valores obtenidos para el flujo de calor en convección forzada (figura 4.20) y natural (figura 4.11) se encuentra que para el segundo caso, los valores del calor disipado son menores, y que los valores de los coeficientes de convección son menores también.

Por otro lado, con los valores de la velocidad obtenidos en la simulación, se calcula el esfuerzo cortante sobre las superficies sólidas; los resultados se muestran en la figura 4.21.

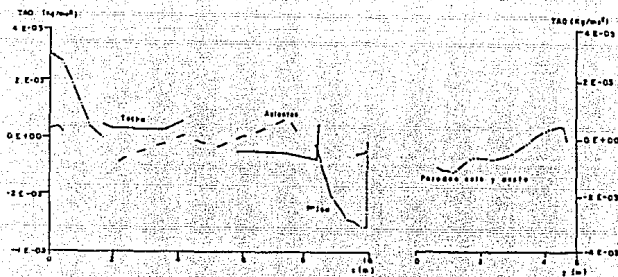


Fig. 4.21. - Esfuerzo de corte vs distancia en  $m$   $Re = 10^6$ .

Se puede observar en la figura, que el mayor esfuerzo de arrastre se da en el techo. En general, el cambio brusco del esfuerzo cortante ocurre en los lugares donde se da un incremento en el flujo de calor por convección, como puede observarse si se comparan las figuras 4.18 y 4.21.

#### 4.3. VARIACION DE LA GEOMETRIA EN LAS APERTURAS DE ENTRADA Y SALIDA DEL AIRE AL AUDITORIO.

Uno de los objetivos del presente trabajo es evaluar el efecto de hacer modificaciones geométricas y/o de dimensiones en el auditorio cuando se presenta convección forzada. La disposición y tamaño de las aperturas de entrada y salida del aire al auditorio, modifica el patrón de flujo que ocurre en el mismo, y con ello las condiciones de velocidad y temperatura a que se sujeta el ocupante del auditorio, pudiendo variar las condiciones de comodidad térmica, que se discuten en el Capítulo I. Para analizar el efecto de la geometría la solución numérica, se divide el estudio en dos partes. En la primera, se mantiene el número y dimensión original de las rejillas de salida (tres) y se varía la altura a la que se localizan las ventilas de entrada de aire al auditorio. La altura con respecto al piso de la base de las ventilas se indica en la tabla 4.2 y figura 4.22, para los siete casos estudiados. En la segunda, se propuso una modificación en las dimensiones de las rejillas para la salida del aire que se encuentran en el techo.

Ambos estudios se hacen para condiciones de temperatura en la frontera correspondientes a un día típico en Tenixco a un número de Rayleigh de  $1.85 \times 10^{10}$ , y para una velocidad del aire en las rejillas de salida del auditorio de 0.5 m/s que proporcionan un flujo de  $1.52 \text{ m}^3/\text{s}$  (120 cambios por hora) y un número de Reynolds de  $8.62 \times 10^4$ .

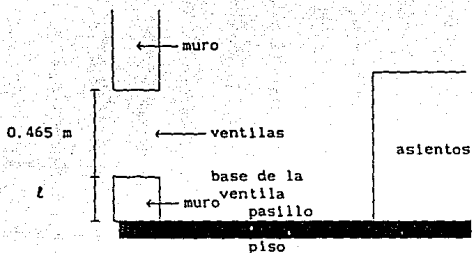


Fig.- 4.22. Dimensiones de la ventila de entrada de aire

LOCALIZACION DE LAS VENTILAS		
caso	numero de nodo	Posición de la base de la ventila $l$ (m)
1	1-9	0
2	10-11	0.465
3	12-19	0.930
4	20-21	1.395
5	22-23	1.860
6	24-25	2.325
7	26-27	2.790

TABLA 4.2.

#### VARIACION DE LA POSICION DE LAS VENTILAS.

Procediendo de igual manera a la expuesta en la sección anterior, se obtienen las soluciones numéricas correspondientes a los siete casos estudiados; los resultados se muestran en las figuras, 4.24.a a 4.30.b.

El caso 1, ( $Re=8.62 \times 10^4$ ) mostrado figuras 4.24.a y

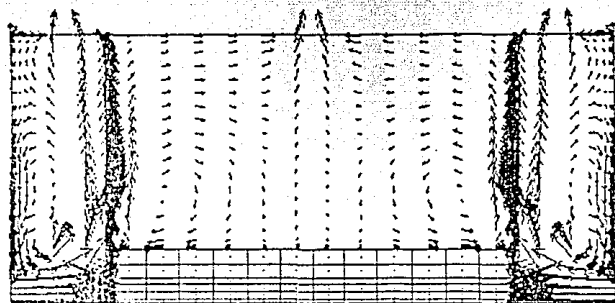
4.24.b presenta características similares a las observadas en los campos de velocidad y temperatura cuando  $Re = 10^5$ , cuyo valor es próximo y que se encuentra en la sección 4.2, con la misma geometría y condiciones de frontera que el presente caso. La discusión del patrón de flujo y contorno de temperaturas es también correspondiente.

Al elevar la altura a la que entra el chorro de aire por las ventilas, ahora ya no es desviado directamente hacia arriba como en el caso anterior, sino que tiene una componente hacia el centro, lo que disminuye el tamaño de las dos celdas centrales del caso anterior y define claramente dos celdas junto a las paredes. La velocidad sobre los asientos, tiene un ligero incremento y la dirección sigue siendo del centro hacia afuera. Ahora en la zona de pasillos disminuye la velocidad. Las líneas isotérmicas de la figura 4.25.b muestran pequeños gradientes en la zona cercana a las ventilas de entrada y la zona de las orillas de los asientos, siendo en el resto del dominio la temperatura homogénea.

En el tercer caso se observa que debido a su colocación, el flujo de las ventilas forma un chorro que entra al auditorio a la altura de la parte superior de los asientos y recorre esta región, de los extremos hacia el centro. Además el flujo es inducido a ascender por la succión de las rejillas de salida. Debido a la presencia de las paredes el chorro forma una celda de recirculación. El flujo cercano a la pared vertical queda dividido en dos partes, la superior con un movimiento ascendente que continua hasta llegar al techo y la inferior en sentido contrario y que termina cuando se encuentra con el chorro de entrada. Se forma además una celda en la zona de los pasillos, parte del flujo se recircula hacia el chorro de entrada, este comportamiento de la zona de pasillos se observa en los resultados numéricos de Bauman *et al* (1983) y los resultados experimentales de Givoni (1968) que obtiene en un tunel de viento. La figura 4.26.b. muestra un campo de temperatura homogéneo en todo el dominio y las diferencias de temperatura alrededor de los asientos



son más pequeñas en comparación con los casos anteriormente estudiados.



→ : 7.8691E-01 m/dln \*\*\*\*\* Max 1.6928E+00

Fig. 4.24.a.- Campo de velocidades, ventilas caso 1,  
 $Re = 8.62 \times 10^4$ ,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$

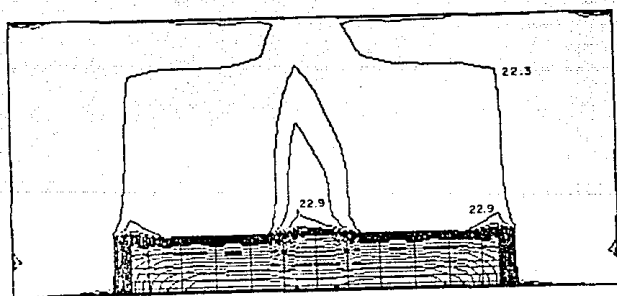


Fig. 4.24.b.- Líneas isotérmicas, ventilas caso 1,  
 $Re = 8.62 \times 10^4$ ,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$ ,  $T_{min} = 22.0^\circ\text{C}$ ,  $T_{max} = 32.07^\circ\text{C}$

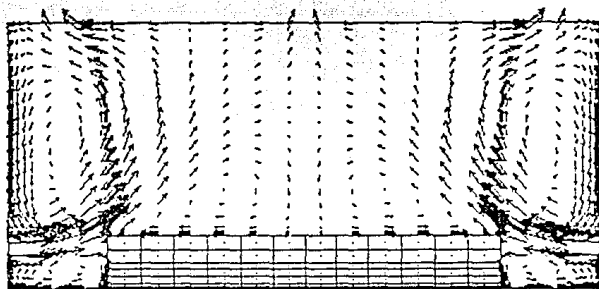


Fig. 4.25.a.- Campo de velocidades, ventilas caso 2,  
 $Re = 8.62 \times 10^4$ ,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$

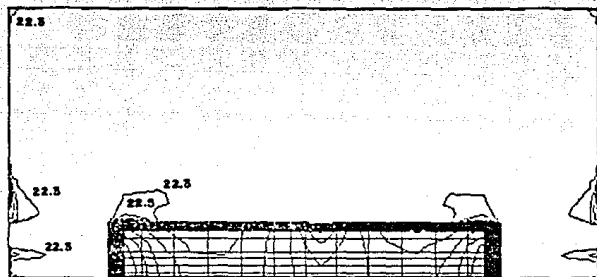
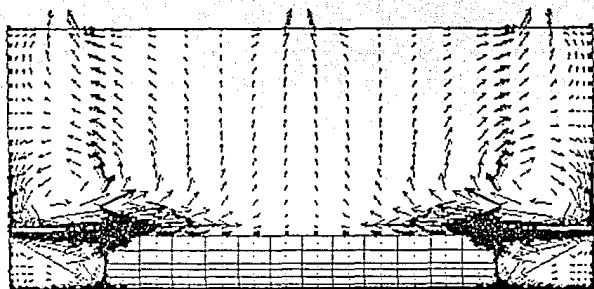


Fig. 4.25.b.- Líneas isotérmicas, ventilas caso 2,  
 $Re = 8.62 \times 10^4$ ,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$ ,  $T_{min} = 22.0^\circ\text{C}$ ,  $T_{max} = 30.99^\circ\text{C}$



→ : 1.0000E+00 m/s \*\*\*\*\* Max 3.2593E+00

Fig. 4.26.a.- Campo de velocidades, ventilas caso 3,

$$Re = 8.62 \times 10^4, Ra = 1.85 \times 10^{10}$$

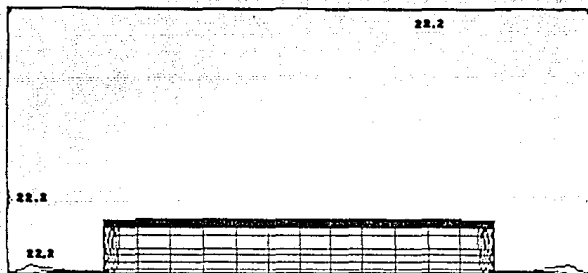


Fig. 4.26.b.- Líneas isotérmicas, ventilas caso 3,

$$Re = 8.62 \times 10^4, Ra = 1.85 \times 10^{10}, T_{in} = 22.0^\circ\text{C}, T_{max} = 27.85^\circ\text{C}.$$

Para el caso cuatro (figura 4.27.a) el chorro entra por encima de los asientos y la velocidad sobre los mismos disminuye. El efecto del chorro y las paredes, ahora se marca más que el caso anterior y define mejor una celda de recirculación por debajo del mismo. Sobre los muros el flujo es parecido al caso anterior. El campo de temperatura (figura 4.27.b) es parecido al caso anterior, con excepción de los pasillos donde ahora se homogeniza más la temperatura.

En la figura 4.28.a obtenida para el caso 5, aparecen dos celdas sobre la zona de asientos, debido al chorro que entra en la cavidad e invierte el sentido del flujo del aire sobre los asientos, con respecto a los tres últimos casos analizados. Este chorro se divide, en dos corrientes principales. Una de ellas se dirige hacia el centro de la cavidad, participando en la formación de las celdas centrales. La otra va hacia las rejillas de salida laterales, y parte de este flujo es recirculado hacia el interior del auditorio, formándose un flujo descendente sobre las paredes. En la zona de pasillos se forma una celda con dirección contraria a los casos anteriores. El campo de temperaturas (figura 4.28.b) cambia en correspondencia con el patrón de flujo, ahora el aire que entra, en su mayor parte es evacuado directamente por la succión de las rejillas de salida, y solo una porción recircula, apareciendo diferencia de temperaturas marcadas por los contornos, en los extremos de los asientos y los pasillos.

El caso 6 (figuras 4.29.a y 4.29.b), presenta un comportamiento similar al mostrado en el caso 5. La diferencia principal se encuentra en el tamaño de las celdas centrales, las cuales aumentan su influencia sobre los extremos de los asientos, como se observa también en los contornos de temperatura que se han recorrido hacia las paredes (fig. 4.29.b).

El caso 7 (figura 4.30.a), muestra que la magnitud de los vectores que forman las celdas centrales disminuye y un

gran porcentaje del flujo que entra por las ventilas, sale por las rejillas laterales sin tener una influencia grande en el interior del auditorio. La figura 4.30.b que contiene las líneas isotérmicas para este caso y son cualitativamente similares con el caso número 6.

Como se puede observar en los campos de velocidad de las figuras 4.24.a a 4.30.a, se forman celdas que están directamente relacionadas con la posición de las ventilas de entrada y su posición relativa a los asientos. El sentido de la velocidad sobre los asientos en los dos primeros casos, es del centro hacia las paredes, para los casos tres y cuatro cambia de las paredes hacia el centro, y nuevamente, cuando las ventilas aumentan la altura desde el piso, caso cinco, seis y siete, el sentido de la velocidad es nuevamente del centro hacia afuera. Lo anterior indica, que en los casos tres y cuatro, el aire que reciben los ocupantes en los asientos, es directamente el que entra en el auditorio, mientras en los demás casos, el aire se mezcla previamente en el auditorio. El valor máximo de la velocidad (3.26 m/seg) en la región de los asientos se presenta en el caso tres (Fig. 4.27.a), donde la ventila se encuentra exactamente a la altura de la parte superior de los asientos.

Los contornos de la temperatura en el interior del auditorio, obtenidos como resultado de cambiar la posición de las ventilas se muestran en las fig. 4.24.b a 4.30.b. En las mismas, se puede observar que para los casos tres y cuatro, la temperatura solo cambia ligeramente junto a las paredes, mientras en el resto de los casos en estudio, existe cambio en la temperatura del aire en el auditorio. Lo anterior, está directamente ligado al sentido con el cual el aire recorre los asientos, como se discute en el párrafo anterior, y puede decirse que las posiciones de las ventilas de los casos tres y cuatro, son las más favorables para la comodidad térmica de los ocupantes.

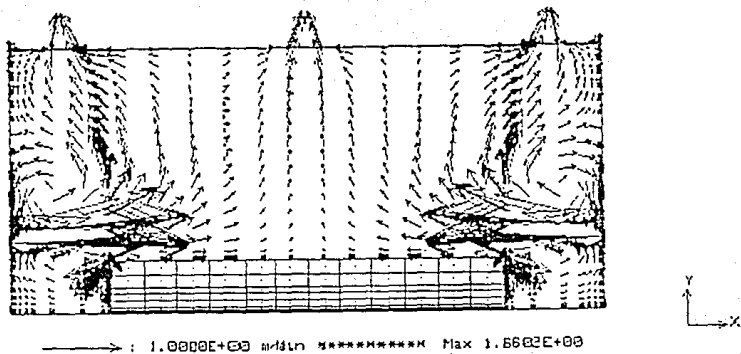


Fig. 4.27.a. - Campo de velocidades, ventilas caso 4,  
 $Re = 8.62 \times 10^4$ ,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$

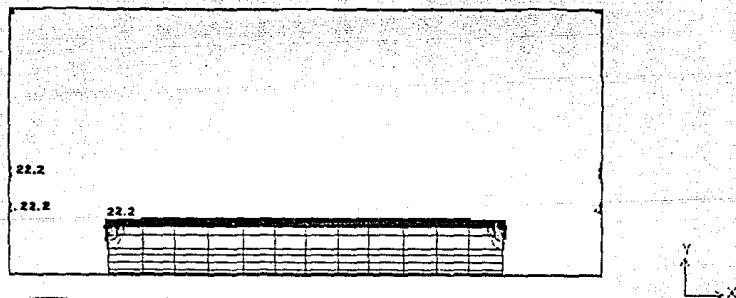
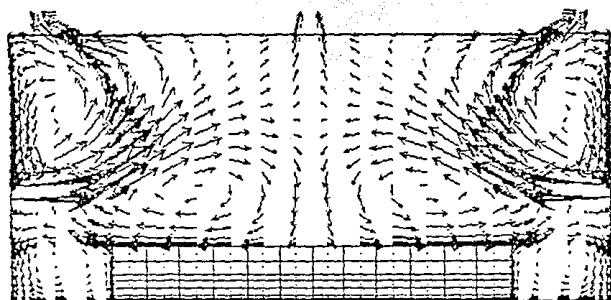


Fig. 4.27.b. - Líneas isotérmicas, ventilas caso 4,  
 $Re = 8.62 \times 10^4$ ,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$ ,  $T_{in} = 22.0^\circ C$ ,  $T_{max} = 28.28^\circ C$



→ : 1.0000E+00 m/s in \*\*\*\*\* Max 1.6740E+00

Fig. 4.28.a.- Campo de velocidades, ventilas caso 5,  
 $Re = 8.62 \times 10^4$ ,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$

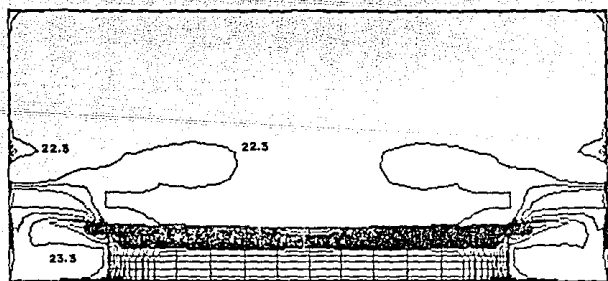


Fig. 4.28.b.- Líneas isotérmicas, ventilas caso 5,  
 $Re = 8.62 \times 10^4$ ,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$ ,  $T_{min} = 22.0^\circ C$ ,  $T_{max} = 31.14^\circ C$





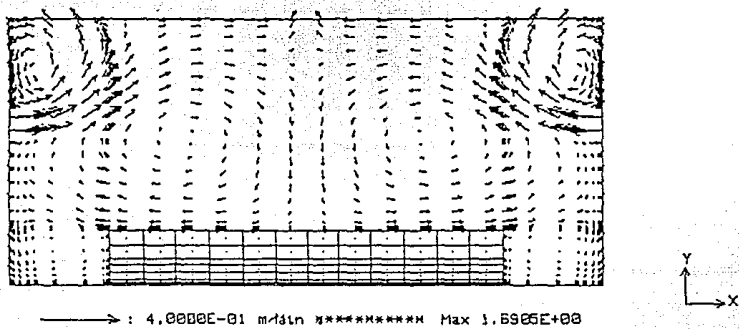


Fig. 4.30.a. - Campo de velocidades, ventilas caso 7,  
 $Re = 8.62 \times 10^4$ ,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$

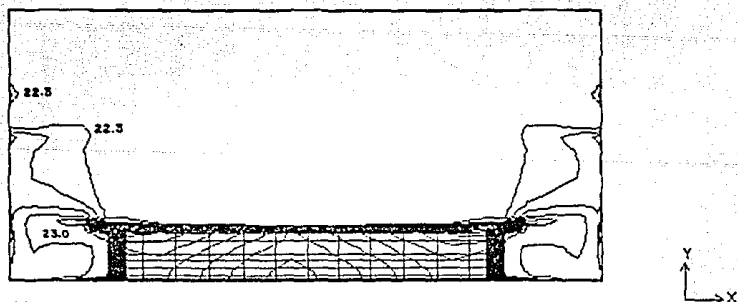


Fig. 4.30.b. - Líneas isotérmicas, ventilas caso 7,  
 $Re = 8.62 \times 10^4$ ,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$ ,  $T_{min} = 22.0^\circ C$ ,  $T_{max} = 31.25^\circ C$

En la figura 4.31, se muestra la variación del flujo de calor local en los asientos, y se grafica contra la distancia, para todos los casos estudiados. Como puede observarse, el mayor flujo de calor se da en el caso tres, este resultado es congruente con los patrones de flujo y contornos de temperatura discutidos.

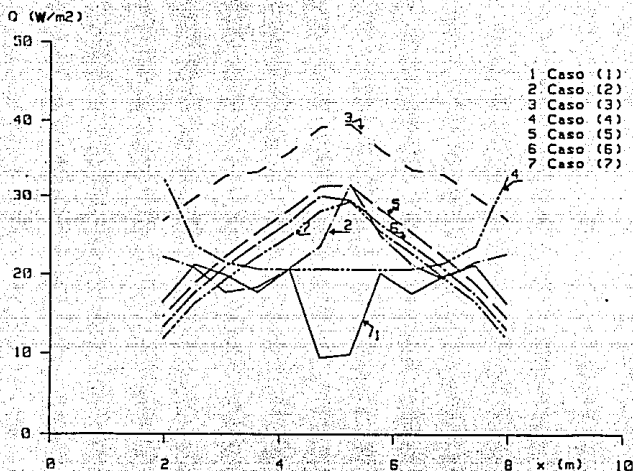


Fig. 4.31.- Flujo de calor en la región de los asientos, la posición de las ventilas en cada caso se presenta en la tabla 4.2.

Los coeficientes de convección de calor locales para las superficies sólidas y los números de Nusselt locales correspondientes al caso 3, se muestran en la figura 4.3. Como puede observarse, los valores del coeficiente de convección en el piso, son parecidos a los que se obtienen con la ventila en la posición 1 y  $Re = 5 \times 10^4$  (figura 4.18), pero para el caso del techo, los valores del coeficiente cerca de la rejilla de salida central, son mayores en éste. En las paredes existe también un incremento del coeficiente

con el cambio de las ventilas de la posición uno a la posición del caso tres. Sin embargo, donde se observa un cambio notable es en los asientos, donde el valor del coeficiente se duplica para el caso aquí presentado (figura 4.31).

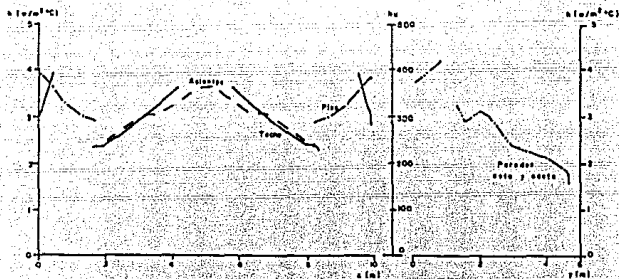


Fig. 4.32.- Coeficiente de convección y número de Nusselt locales vs distancia.

#### VARIACION DE LA GEOMETRIA EN LAS REJILLAS DE SALIDA.

Para conocer el impacto de variar el tamaño de las rejillas de salida del aire al auditorio, se propone en lugar de las tres originales, modificarlas a una sola rejilla de 9 m. de longitud, como se muestra en la figura 4.33, manteniendo el mismo flujo de aire extraído de  $1.52 \text{ m}^3/\text{seg}$ , que se usa en los siete casos donde se varía la posición de las ventilas de entrada del aire al auditorio. La velocidad de salida que resulta es de  $0.169 \text{ m}/\text{seg}$  y el número de Reynolds correspondiente de  $8.4 \times 10^5$ . En el presente caso, las ventilas de entrada se mantienen en la dimensión y posición

originales, caso 1 de la sección anterior.

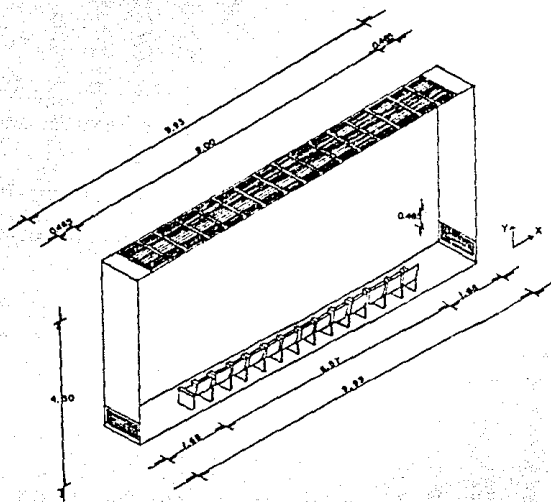
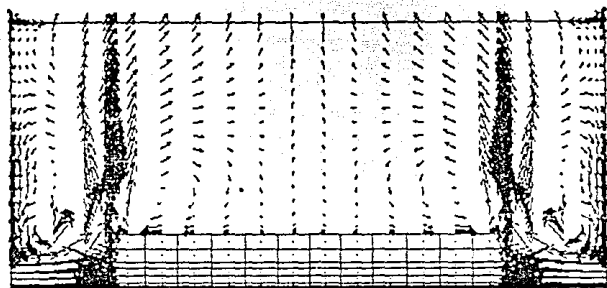


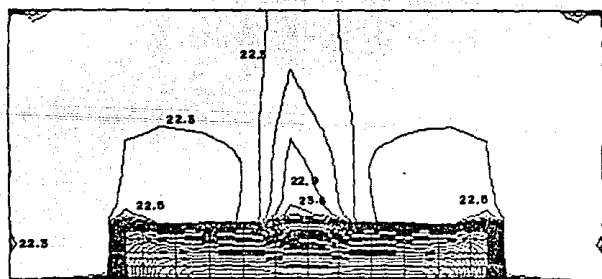
Fig. 4.33.- Dimensiones de la rejilla de salida (turbina).

Los criterios de simulación y la malla empleada son los mismos que en los casos anteriores de convección forzada. Una vez obtenidos los valores de la velocidad y temperatura, se procede a graficar el patrón de flujo y los contornos de temperatura, que se dibujan con los mismos criterios que se explica en los casos anteriores, y se presentan en las figuras 4.34. a y 4.34. b.



→ : 9.0000E-02 m/sin \*\*\*\*\* Max 1.6487E+00

Fig. 4.34. a.- Campo de velocidades, una sola rejilla de 9.0 m,  $Re = 8.4 \times 10^5$ ,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$ .



4.34. b.- Líneas isotérmicas, una rejilla de 9.0 m.  
 $Re = 8.4 \times 10^5$ ,  $Ra = 1.85 \times 10^{10}$ ,  $T_{min} = 22.0^\circ C$ ,  $T_{max} = 31.51^\circ C$ .

Para conocer el impacto del cambio, se compara el presente caso, con el caso uno de variación en la posición de las ventilas de entrada, que corresponde a la geometría original del auditorio. En ambos casos, las ventilas de entrada y el flujo de aire al auditorio que son iguales. Los correspondientes números de Reynolds son diferentes, debido a que en el presente caso la velocidad a la salida disminuye al aumentar el área de la rejilla, retoma el valor de  $8.4 \times 10^5$  y  $8.62 \times 10^4$ .

Se observa en la figura 4.34.a, que el patrón de flujo que se obtiene en el presente caso tiene diferencias con el que se obtiene en el caso uno y se muestra en la figura 4.24.a. El cambio que existe, se debe a que al abrir la rejilla a todo el techo, el flujo de aire que entra por las ventilas tiende a salir sin recircular antes por el auditorio, creando solo pequeñas celdas sobre los extremos de los asientos. En el caso uno, el flujo presenta un cambio de dirección al encontrar los asientos.

En los contornos de temperatura, la línea isotérmica que parte de la esquina de los asientos, regresa a los mismos aproximadamente a una tercera parte de la longitud total, a diferencia del caso uno mencionado, donde la línea isotérmica se mantiene en el techo. Si se toma en cuenta que las líneas isotérmicas corresponden a 40 divisiones entre  $33$  y  $22^\circ\text{C}$ , puede notarse que los ocupantes de los asientos, estarán expuestos a temperaturas con valores casi iguales.

Con las ecuaciones 3.19 y 3.20, se calculan los coeficientes de convección de calor locales para las superficies sólidas, de manera similar a los casos analizados anteriormente y los números de Nusselt locales correspondientes. La variación de estos con la distancia, se muestra en la figura 4.35, donde se comparan con los coeficientes y números de Nusselt que se obtienen del caso uno de la sección anterior. Como se observa, los coeficiente de convección en el piso son prácticamente los mismos en

ambos casos.

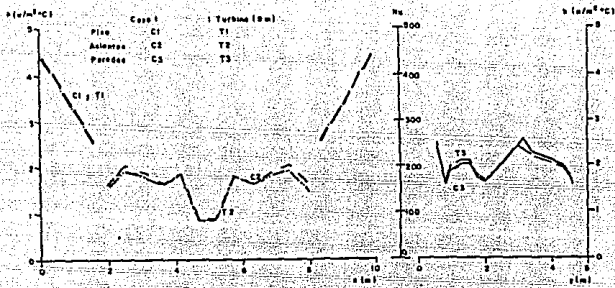


Fig. 4.35.a. - Coeficientes de convección y  $Nu$  locales para el caso de una rejilla corrida en el techo.

En los asientos, son similares las curvas del coeficiente mencionado; este resultado esta acorde al flujo de aire sobre los asientos en ambos casos. Mientras en las paredes, para el presente caso el coeficiente varia en su valor que el caso uno, esto es debido a que ahora el flujo de aire entra desde la mitad de la pared hacia arriba, a la capa que se mueve junto a la misma pared y que es la que toma calor de la pared. Para el techo en el presente caso no se calcula el flujo de calor, debido a que no existe superficie sólida y el calor sale con el aire que abandona el auditorio.

De lo anterior puede decirse que el impacto en la comodidad de los ocupantes al cambiar el tamaño de las rejillas de salida, del original, al mostrado en la figura 4.33, no es apreciable, a diferencia del cambio en la posición de las ventilas de entrada.

## CAPITULO V

### CONCLUSIONES

En el capítulo anterior, se presentan los resultados del modelo numérico empleado para predecir el flujo laminar bidimensional en estado permanente dentro del auditorio, que se ubica en el Laboratorio de Energía Solar, haciendo una discusión del cambio que ocurre en los coeficientes de convección de calor, así como del impacto en la comodidad térmica de los ocupantes, que es el principal objetivo de la tesis.

Los resultados se presentan, primero, para el flujo debido a la convección natural, donde se varía el valor del número de Rayleigh en el intervalo de  $10^3$  a  $1.85 \times 10^{10}$ , en segundo lugar, para el flujo donde la extracción de aire al auditorio era el promotor de la convección, variando el correspondiente valor del número de Reynolds, entre  $10^3$  y  $10^6$  y por último, se cambia la geometría de las aperturas de entrada y salida para conocer su impacto sobre la comodidad térmica de los ocupantes.

Los resultados de convección natural presentados en los patrones de flujo (fig. 4.1.a hasta 4.6.a) se comparan bien con otros patrones reportados. El auditorio presenta la combinación de problemas que se han reportado. Por un lado se tiene la convección natural de calor entre el aire del auditorio y una pared vertical (Kreith, 1973). Puede observarse que mientras la pared tiene menor temperatura que el aire (fig. 4.1.a a 4.5.a) el flujo es descendente y en el último caso donde la pared está más caliente que el aire vecino, el flujo es ascendente (fig. 4.6.a). Por otro lado, los asientos presentan una frontera horizontal inferior más



caliente que el resto de las fronteras, donde se ha reportado la presencia de una pluma térmica y celdas convectivas que con una relación geométrica de 2 veces el ancho a la altura, reportan dos celdas (Gomiciaga (1990), Bohn (1983). En los patrones de flujo referidos, se observa, la pluma térmica al centro en todos los casos, y dos celdas bien definidas para los cinco primeros casos, donde la velocidad descendente junto a las paredes ayuda al sentido de flujo de las celdas, mientras en el último caso (fig. 4.6.a) las celdas impulsadas por la pluma térmica central, son apenas perceptibles, debido a que ahora el flujo en las paredes es ascendente.

La velocidad sobre los asientos se incrementa con el número de Rayleigh, lo que se refleja en el transporte de calor y la comodidad de los ocupantes. El flujo de calor en esta zona se incrementa cuando se aumenta el número de Rayleigh (fig. 4.11).

En los resultados de la temperatura del aire en el auditorio (fig. 4.1.b hasta 4.6.b), se observa que a valores pequeños del número de Rayleigh, predomina la difusión de calor como forma de transporte del mismo, entre los asientos y las paredes. La convección de calor incrementa su importancia al crecer el valor del número de Rayleigh.

Los resultados del perfil de velocidad y temperatura presentados en la figura 4.7, se comparan bien con el análisis para capa límite en una pared vertical realizado en el capítulo 2.

En el valor del número de Nusselt global, se observa que la tendencia fue la de aumentar su valor a medida que se incrementara el número de Rayleigh. Los resultados del coeficiente de convección de calor sobre las paredes se comparan bien con otros trabajos reportados en el rango de  $10^4 \leq Ra \leq 10^7$ ,  $10^4 \leq Ra \leq 10^7$ , donde la mayoría de ellos fueron hechos en cavidades cerradas bidimensionales, con el techo y el fondo de la cavidad adiabáticos, y las paredes

laterales a diferente temperatura, Bauman *et al.* (1982), Gadgil (1980), Bauman *et al.* (1980), Altmayer *et al.* (1981), Bohn (1983). A superficies adiabáticas, en la parte baja de la cavidad se tiene una superficie caliente como condición interna del problema, y en el resto de la frontera la temperatura se conoce. Kreit (1973) presenta una correlación para paredes verticales, en el rango  $10^5 \leq Ra \leq 2.0 \times 10^{10}$  ( $Nu = 0.555 (Gr \cdot Pr)^{1/4}$ ), que se compara con buena aproximación con los valores del número de Nusselt calculados para las paredes verticales del auditorio (paredes este y oeste (fig. 4.10). Los resultados en el coeficiente de convección para las superficies horizontales, solo se comparan cualitativamente con los reportados.

Los resultados del esfuerzo cortante, son congruentes con los reportados para el coeficiente de convección de calor (fig. 4.9 y 4.12). En general, el cambio brusco del esfuerzo cortante ocurre en los lugares donde se da un incremento en el flujo de calor por convección.

De los resultados para convección forzada, se concluye que la velocidad máxima calculada incrementa su valor a medida que crece el número de Reynolds, y que ésta se localiza debajo de las dos rejillas de salida, cercanas a los muros. Que la influencia de la localización de las ventilas de entrada del aire al auditorio con respecto a los asientos, es determinante para orientar el flujo que entra hacia arriba (fig. 4.13.a a 4.16.a) y que esta influencia se incrementa con el flujo de aire extraído por las turbinas.

La temperatura dentro del auditorio, tiende a homogenizarse al aumentar el valor del número de Reynolds, y para  $Re = 10^6$ , el valor de la temperatura es prácticamente el mismo en todo el auditorio. Lo anterior indica que los ocupantes en los asientos se encontrarían descargando calor rápidamente.

En la comodidad de los ocupantes tiene influencia el

patrón del flujo de aire en el auditorio, como se discute en el capítulo anterior y se observa en la fig. 4.17, la zona de los asientos donde existe mayor flujo de calor está ligada con la velocidad y sentido de flujo del aire junto a los mismos.

El valor del número de Nusselt aumenta con el valor del número de Reynolds, y los valores locales más grandes, se encuentran en el techo, y coinciden con el lugar donde el chorro de aire ascendente choca contra el techo. La variación entre el valor de  $Re$  y el valor del número de Nusselt en las paredes, es del tipo  $Nu = A Re^n$ .

El mayor valor del esfuerzo de arrastre se da en el techo. Y en general, ocurre que el cambio brusco del esfuerzo cortante aparece en los lugares donde se da un incremento en el flujo de calor por convección. (fig. 4.18 y 4.21)

En los resultados de velocidad, obtenidos al cambiar la posición de las ventilas de entrada, se observa que forman celdas cuya configuración está directamente relacionada con la posición relativa a los asientos. El sentido de la velocidad sobre los asientos en los dos primeros casos, es del centro hacia las paredes, para los casos tres y cuatro cambia de las paredes hacia el centro, y nuevamente, cuando las ventilas aumentan la altura desde el piso, caso cinco, seis y siete, el sentido de la velocidad es nuevamente del centro hacia afuera. Lo anterior indica, que en los casos tres y cuatro, el aire que reciben los ocupantes en los asientos, es el que directamente entra al auditorio, mientras en los demás casos, el aire se mezcla previamente en el auditorio.

El valor máximo de la velocidad se presenta en el caso tres, donde la ventila coincide con la altura de la parte alta de los asientos, lo que indica que es la posición más favorable para proveer de comodidad a los ocupantes del auditorio.

En los contornos de la temperatura se puede observar que para los casos tres y cuatro, la temperatura solo cambia ligeramente junto a las paredes, mientras en el resto de los casos en estudio, existe un cambio apreciable en la temperatura del aire en el auditorio. Lo anterior, está directamente ligado al sentido con el cual la velocidad recorre los asientos, y puede decirse que las posiciones de las ventilas de los casos tres y cuatro, son las más favorables para la comodidad térmica de los ocupantes.

En el caso tres, se obtienen el mayor valor del flujo de calor disipado por los ocupantes en los asientos. En las paredes existe también un incremento del coeficiente con el cambio de las ventilas a la posición del caso tres.

Cuando se cambia el tamaño de la rejilla de salida, y se compara el patrón de flujo que se obtiene con el anterior caso uno, la velocidad máxima es ligeramente menor en el presente caso (1.64 m/s). En los valores de la temperatura en el auditorio, el cambio es ligero.

De lo anterior, puede decirse que el impacto de cambiar el tamaño de la rejilla de salida del original, al mostrado en la figura 4.33, no es apreciable, a diferencia de los casos analizados cuando se cambia la posición de las ventilas de entrada, donde la posición tres resulta ser la mejor.

Con lo anterior se cumplen los objetivos fijados en el capítulo uno.

Los resultados presentados, permiten discutir aspectos en la naturaleza del flujo en el auditorio y en la comodidad térmica de los ocupantes, sin embargo, sería importante obtener visualizaciones del flujo en el auditorio a escala natural controlando la extracción del aire y las temperaturas de las superficies del mismo, para hacer las comparaciones con los resultados aquí presentados. Así mismo, obtener

nuevas soluciones numéricas, primero, con un modelo turbulento tridimensional. Los anteriores, son planteamientos del grupo de Sistemas Pasivos donde se desarrolló la presente tesis, siendo la principal contribución de la presente, el aportar soluciones como un primer paso.

## BIBLIOGRAFIA

- 1.- Altmayer E., Gadgil A., Bauman F., Kammerud R., (1983) "Correlations for convective Heat Transfer from Room Surfaces", Report LBL-14893, University of California, U.S.A.
- 2.- ASHRAE standar 55-1981, "thermal Environmental Conditions for Human Occupancy", Atlanta U.S.A.
- 3.- ASHRAE Fundamentals Handbook 1981. Atlanta U.S.A.
- 4.- Bauman F., Gadgil A., Kammerud R., y Greif R., (1980) "Bouyancy Driven Convection in a Rectangular Enclosure: Experimental Results and Numerical Calculations". Report, LBL-10257, University of California, U.S.A.
- 5.- Bauman F., Gadgil A., Kammerud R., Altmayer E. y Nansteel M., (1983) "Convective heat-Transfer in Building: recent research results", Lawrence Berkeley Laboratory, LBL 13883 15.
- 6.- Bejan A. (1984) "Convection Heat Transfer", Wiley, New York.
- 7.- Bohn M. (1983) "Experimental study of Three-Dimensional Natural Convection at High Rayleigh Number", Report SERI/TR-252-1912, Solar Energy Research Institute, Colorado U.S.A.
- 8.- Castrejón A., Ramos E., Lopez de Haro M. (1988) "Multiple solutions in Benard Convection in Synergetics order and chaos", (In honor of Herman Haken), Ed. M.G. Velarde World Scientific.
- 9.- Chandra S. y Kerestecioglo A. (1989) "Heat Transfer in Naturally Ventilated Rooms", data for full-scale measurements, ASHRAE simiannual meeting, Atlanta, GA 1-22.
- 10.- CIBSE Guide (1978) Section A1, Environmental Conditions for design, Chartered Institution of building Service Engineers, UK.
- 11.- Fitzner K. F. (1981) "Air Flow Experiments in Full Scale Test Rooms", ASHRAE Transactions semiannual meeting in Chicago I. 87, Part 1, 1143-1153.
- 12.- Etheridge D. W. y Nolan J. A. (1979) "Ventilation Measurements at Model Sale in Turbulent Flow", Building and Environment, 14, 53-64.
- 13.- Gadgil A. J. (1980) "On Convective Heat Transfer in Building: Energy analysis", Ph D. Thesis, and Report LBL-10900, University of California, U.S.A.
- 14.- Gadgil A. J., Bauman F., y Kammerud R., (1981) "Natural Convection in Passive Solar Building: Experiments, Analysis

and Results", Report LBL 9297, University of California, U.S.A.

15.- Gadgil A. y Shiralkar G. (1983) "Natural Convection in Shallow Enclosures with differential Heated end Walls and Non-adiabatic Horizontal Walls", Report LBL-14352, University of California, U.S.A.

16.- Gadgil A., Buaman F., Altmayer E., y Kammerud R., (1983) "Verification of a Numerical Simulation Technique for Natural Convection", LBL-94720.

17.- Gomiciaga R. (1990) "Estudio hidrodinámico tridimensional de la convección natural en una cavidad con razón de aspecto pequeña", tesis de Maestría, Maestría en Energía Solar, IIM-UNAM-LES, Temixco, Morelos, México.

18.- Gosman A., Pun W., Ronchal A., Spalding D., y Wolfshtein, (1969) "Heat and Mass Transfer in Recirculating Flows", Academic Press, London and New York.

19.- Gray D. D. y Giorgini A., (1976) "The validity of the Boussinesq approximation for liquids and gases", Int. J. Heat Mass Transfer, 19, 545-551.

20.- Kirkpatrick A. T. y Hill D. D. (1988) "Mixed Convection Heat Transfer in a Passive Solar Building", Solar Energy 40, 25-34.

21.- Kreith (1973), "Principles of Heat Transfer", International Textbook New York.

22.- Hertager B.M. y Magnussen B. F. (1977) "Numerical Prediction of Three-Dimensional Turbulent Bouyant Flow in a Ventilated room", Heat Transfer and Turbulent Bouyant Convection, II, 429-440.

23.- Moog. W. (1981) "Room Flow Test in a Reduced Scale", ASHRAE Transaction, Semiannual meeting in Chicago, 87 Part 1, 1162-1180.

24.- Nansteel M. W. y Greif R. (1981) "Natural Convection in Undivided and Partially Divided Rectangular Enclosures", Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer, 103 623-629.

25.- Nielsen, P. V. (1974) "Flow in Air Conditioned Rooms, PhD Thesis, Technical University of Denmark, Copenhagen.

26.- Ostrach S. (1988) "Natural Convection in Enclosures", J. of Heat Transfer ASME Transactions, 110, 1175-1190.

27.- Patankar S. V. y Spalding S. B. (1972) "A Calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flow", Int. J. of Heat and Mass Transfer, 15, 1787-1806.

28.- Patankar S. V. (1980) "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Mc Graw-Hill, New York.

- 29.- Qingyang C., Vander Kooi J., Meyers A., (1988) "Measurements and Computations of Ventilation Efficiency and Temperature Efficiency in a Ventilated room", Energy and Buildings 126 85-99.
- 30.- Qingyang C. y Vander Kooi J. (1988) "ACCURACY" a computer program for combined problems of energy analysis, indoor air flow and air quality, ASHRAE transaction, 94 (Part 2)
- 31.- Reinartz A. y Renz U. (1984) "Calculation of the Temperature and Flow Field in a Room Ventilated by a Radial Air Distributor", Int. Journal of Refrigeration, 7 No. 5 pp 308-312.
- 32.- Rosten, H. I. y Spalding D. B. (1987) "The Phoenix Reference Manual", CHRM TR/200.
- 33.- Rosten, H. I. y Spalding D. B. (1987) "The Phoenix Beginner's Guide", CHRM TR/100.
- 34.- Sámano, D. A. (1989) "Conducción de calor Bidimensional Conjugada en estado Periódico en Muros Verticales", Tesis Doctoral, DEPMI, UNAM, México..
- 35.- Sámano D., B. Vázquez y D. Morales (1988) "Dos Ejemplos de Climatización de Edificios en Clima Calido", Memorias de la Reunión Nacional de Edificios en Clima Cálido", Memorias de la Reunión Nacional sobre la Energía y el Confort, Mexicali, B. C., México pp 156.
- 36.- Sámano D. y B. Vázquez (1985) "Operación de un Auditorio, Diseñado como Sistema Pasivo en un clima cálido", Memorias del XI Congreso de la ANES, Mérida, México pp. 288-292.
- 37.- Shapiro Y. y Epstein Y. (1984) "Environmental Physiology and Indoor Climate Thermoregulation and Thermal Comfort", Energy and Buildings 7 29-34, ed. Elsevier Sequoia.
- 38.- Shiralkav G., Gadgil A. y Tien G. L. (1981) "High Rayleigh Number Convection in Shallow Enclosures with Different End Temperatures " Int. J. Heat Mass Transfer, 24, 1621-1629, 1981.
- 39.- Spalding D. B. (1972) "A novel finite-difference formulation for differential equations involving first and second derivatives", Int. J. Num. Meth. in Eng. 4.
- 40.- Tichy J. y Gadgil A. (1982) "High Rayleigh Number Laminar Convection in Low Aspect Ratio Enclosures with Adiabatic horizontal Walls and Differentially Heated Vertical Walls", Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer, 104, 103-110.
- 41.- Timmons P., Albright D., Furry B. y Torrance E., (1980) "Experimental and Numerical Study of Air Movement in



slot-ventilated Enclosures". ASHRAE Transactions Semiannual Meeting L. A. California, 86 Part 1 221-240.

42.- TRNSYS 38-10 1979 Solar Energy laboratories, University of Wisconsin Chapters I-V.

43.- Vázquez B. (1986) "Modelo para establecer el comportamiento térmico de un Auditorio", tesis de licenciatura Facultad de Química UNAM.

44.- Whittle G.E. (1986) "Computation of air movement and convective heat transfer within buildings", Int. J. of Ambient Energy, 7, No 3.

45.- Weber D.D. (1980) "Similitude Modeling of Natural Convection Heat Transfer through an aperture in Passive Solar Heated Building", Ph. D. Thesis, Department of Physics, University of Idaho, Moscow; also issued as Los Alamos Scientific Laboratory report LA-8385.

APENDICE A.

ARCHIVO DE ENTRADA A PHOENICS

```
TALK=F;RUN( 1, 1);VDU= 1
  GROUP 1. Run title and other preliminaries
TEXT(C. F. 3 TURBINAS, REY=1E+03)
REAL(RAYLNO, TAMB, TINT, TPAR, M1, REYNOL, VEL)
TPAR=26.0, TAMB=22.0, TINT=22.0
VEL=0.0058012
  *nivel para medir velocidad en y
IG(1)=20
  *celda sobre los asientos
IG(2)=12
  *ultima celda de asientos
IG(3)=11
  *principio de los asientos
IG(4)=18
  *final de los asientos
IG(5)=29
  *inicio de la ventila en pared este y oeste
IG(6)=1
  *final de la ventila en pared este y oeste
IG(7)=9
  *principio primera turbina
IG(8)=10
  *final primera turbina
IG(9)=11
  *principio turbina central
IG(10)=23
  *final turbina central
IG(11)=24
  *principio turbina oeste
IG(12)=36
  *final turbina oeste
IG(13)=37
  *temperatura pared este
RG(1)=26.0
  *temperatura pared oeste
RG(2)=26.0
  *temperatura del piso
RG(3)=26.0
```

```

*temperatura del techo
RG(4)=27.0
*temperatura del cuerpo humano
RG(5)=33.0
*velocidad de salida por las turbinas m/seg
RG(6)=VEL

*longitud maxima en x
RG(7)=9.93
*longitud máxima en y
RG(8)=4.65
*temperatura interior
RG(9)=22.0
*conductividad térmica del aire
RG(10)=0.02565
*Viscosidad del aire
RG(13)=1.9142E-05
GROUP 2. Transience; time-step specification
GROUP 3. X-direction grid specification
NX=46;XCYCLE=F
XULAST=1.0
XFRAC(1)=-5;XFRAC(2)=0.011625
XFRAC(3)=1;XFRAC(4)=0.058125
XFRAC(5)=3;XFRAC(6)=0.11625
XFRAC(7)=2;XFRAC(8)=0.52
XFRAC(9)=1;XFRAC(10)=0.11688
XFRAC(11)=5;XFRAC(12)=0.011625
XFRAC(13)=5;XFRAC(14)=0.553
XFRAC(15)=2;XFRAC(16)=0.52
XFRAC(17)=5;XFRAC(18)=0.553
XFRAC(19)=5;XFRAC(20)=0.011625
XFRAC(21)=1;XFRAC(22)=0.11688
XFRAC(23)=2;XFRAC(24)=0.52
XFRAC(25)=3;XFRAC(26)=0.11625
XFRAC(27)=1;XFRAC(28)=0.058125
XFRAC(29)=5;XFRAC(30)=0.011625
GROUP 4. Y-direction grid specification
NY=36
YVLAST=1.0
YFRAC(1)=-5;YFRAC(2)=0.01175
YFRAC(3)=1;YFRAC(4)=0.05875
YFRAC(5)=3;YFRAC(6)=0.1175
YFRAC(7)=2;YFRAC(8)=0.235
YFRAC(9)=5;YFRAC(10)=0.01175
YFRAC(11)=2;YFRAC(12)=0.0175
YFRAC(13)=1;YFRAC(14)=0.14125
YFRAC(15)=14;YFRAC(16)=0.235
YFRAC(17)=1;YFRAC(18)=0.1175
YFRAC(19)=1;YFRAC(20)=0.05875
YFRAC(21)=5;YFRAC(22)=0.01175
GROUP 5. Z-direction grid specification
GROUP 6. Body-fitted coordinates or grid distortion
GROUP 7. Variables stored, solved & named
NAME(H1)=TEMP;SOLVE(TEMP,P1,V1,U1)
SOLUTN(P1,Y,Y,Y,N,N,N)

```

SOLUTN(TEMP, Y, Y, Y, N, N, N)  
 SOLUTN(V1, Y, Y, Y, N, N, N)  
 SOLUTN(U1, Y, Y, Y, N, N, N)  
 GROUP 8. Terms (in differential equations) & devices  
 GROUP 9. Properties of the medium (or media)  
 ENUL=1.81E-5; RHO1=1.1905; RAYLNO=1.85E+10; PRNDTL(TEMP)=0.71  
 \*Flujo de salida por las turbinas  
 M1=RHO1\*VEL; REYNOL=VEL/ENUL  
  
 \*numero de Raleygh  
 RG(11)=RAYLNO  
 \*numero de Reynolds  
 RG(12)=REYNOL  
 GROUP 10. Inter-phase-transfer processes and properties  
 GROUP 11. Initialization of variable or porosity fields  
 INIADD=F  
 FIINIT(TEMP)=TINT  
 RESTRT(ALL); NAMFI=PO10; NSAVE=PO12  
 GROUP 12. Convection and diffusion adjustments  
 GROUP 13. Boundary conditions and special sources  
 PATCH 1 SUPERFICIE CON GENERACION DE CALOR  
 PATCH(HOTS, SWALL, 18, 29, 12, 12, 1, 1, 1, 1)  
 COVAL(HOTS, TEMP, 1/PRNDTL(TEMP), 33.0)  
 PATCH(HOTE, EWALL, 18, 18, 1, 12, 1, 1, 1, 1)  
 COVAL(HOTE, TEMP, 1/PRNDTL(TEMP), 33.0)  
 PATCH(HOTW, WWALL, 29, 29, 1, 12, 1, 1, 1, 1)  
 COVAL(HOTW, TEMP, 1/PRNDTL(TEMP), 33.0)  
 PATCH(HOTTS, NWALL, 18, 29, 11, 11, 1, 1, 1, 1)  
 COVAL(HOTTS, TEMP, 1/PRNDTL(TEMP), 33.0)  
 PATCH(HOTTE, WWALL, 18, 18, 1, 11, 1, 1, 1, 1)  
 COVAL(HOTTE, TEMP, 1/PRNDTL(TEMP), 33.0)  
 PATCH(HOTTW, EWALL, 29, 29, 1, 11, 1, 1, 1, 1)  
 COVAL(HOTTW, TEMP, 1/PRNDTL(TEMP), 33.0)  
 PATCH 2 BUOYANCY TERMS  
 RSG9=1.0  
 RSG1=- (ENUL\*ENUL\*RAYLNO/(PRNDTL(TEMP)\*6.40\*\*3))\*TAMB  
 RSG2=ENUL\*ENUL\*RAYLNO/(PRNDTL(TEMP)\*6.40\*\*3)  
 PATCH(BUOYANCY, PHASEM, 1, NX, 1, NY, 1, 1, 1, 1)  
 COVAL(BUOYANCY, V1, FIXFLU, GRND3)  
 PATCH 3 VENTILAS  
 PATCH(VENT1, WEST, 1, 1, 1, 9, 1, 1, 1, 1)  
 COVAL(VENT1, P1, FIXP, 0.0)  
 COVAL(VENT1, TEMP, ONLYMS, TAMB)  
 PATCH(VENT2, EAST, NX, NX, 1, 9, 1, 1, 1, 1)  
 COVAL(VENT2, P1, FIXP, 0.0)  
 COVAL(VENT2, TEMP, ONLYMS, TAMB)  
 PATCH 4 TURBINAS  
 PATCH(TURB, NORTH, 10, 11, NY, NY, 1, 1, 1, 1)  
 COVAL(TURB, P1, FIXFLU, -M1)  
 COVAL(TURB, U1, ONLYMS, SAME)  
 COVAL(TURB, TEMP, ONLYMS, TAMB)  
 PATCH(TURB1, NORTH, 23, 24, NY, NY, 1, 1, 1, 1)  
 COVAL(TURB1, P1, FIXFLU, -M1)  
 COVAL(TURB1, U1, ONLYMS, SAME)  
 COVAL(TURB1, TEMP, ONLYMS, TAMB)

```

PATCH(TURB2,NORTH,36,37,NY,NY,1,1,1,1)
COVAL(TURB2,P1,FIXFLU,-M1)
COVAL(TURB2,U1,ONLYMS,SAME)
COVAL(TURB2,TEMP,ONLYMS,TAMB)
  PATCH 5 ASIENOS
PATCH(ASIENOS,CELL,18,29,1,11,1,1,1,1)
COVAL(ASIENOS,U1,FIXVAL,0.0)
COVAL(ASIENOS,V1,FIXVAL,0.0)
  PATCH 6 PAREDES
PATCH(PARED,WALL,1,1,10,NY,1,1,1,1)
COVAL(PARED,TEMP,1/PRNDTL(TEMP),26.00)
PATCH(PARED1,EWALL,NX,NX,10,NY,1,1,1,1)
COVAL(PARED1,TEMP,1/PRNDTL(TEMP),26.00)
PATCH(PARED2,NWALL,1,9,NY,NY,1,1,1,1)
COVAL(PARED2,TEMP,1/PRNDTL(TEMP),27.00)
PATCH(PARED3,NWALL,12,22,NY,NY,1,1,1,1)
COVAL(PARED3,TEMP,1/PRNDTL(TEMP),27.00)
PATCH(PARED4,NWALL,25,35,NY,NY,1,1,1,1)
COVAL(PARED4,TEMP,1/PRNDTL(TEMP),27.00)
PATCH(PARED5,NWALL,38,46,NY,NY,1,1,1,1)
COVAL(PARED5,TEMP,1/PRNDTL(TEMP),27.00)
PATCH(PARED6,SWALL,1,17,1,1,1,1,1,1)
COVAL(PARED6,TEMP,1/PRNDTL(TEMP),26.00)
PATCH(PARED7,SWALL,30,NX,1,1,1,1,1,1)
COVAL(PARED7,TEMP,1/PRNDTL(TEMP),26.00)
  GROUP 14. Downstream pressure for PARAB=.TRUE.
  GROUP 15. Termination of sweeps
LSWEEP=200
  GROUP 16. Termination of iterations
RESREF(P1)=1.0E-20;RESREF(U1)=1.0E-20
RESREF(V1)=1.0E-20;RESREF(TEMP)=1.0E-20
ENDIT(P1)=1.0E-20;ENDIT(U1)=1.0E-20
ENDIT(V1)=1.0E-20;ENDIT(TEMP)=1.0E-20
  GROUP 17. Under-relaxation devices
RELAX(U1,FALSDT,0.001);RELAX(V1,FALSDT,0.001)
RELAX(TEMP,FALSDT,80.)
  GROUP 18. Limits on variables or increments to them
  GROUP 19. Data communicated by satellite to GROUND
  GROUP 20. Preliminary print-out
ECHO=T
  GROUP 21. Print-out of variables
  GROUP 22. Spot-value print-out
ITABL=1;IXMON=10;IYMON=10;NPRINT=LSWEEP;NPLT=1
NUMCLS=10;NXPRIN=2
  GROUP 23. Field print-out and plot control
PATCH(PLOT,CONTUR,1,NX,1,NY,1,1,1,1)
PLOT(PLOT,P1,0.0,5.0);PLOT(PLOT,TEMP,0.0,5.0)
PLOT(PLOT,U1,0.0,5.0);PLOT(PLOT,V1,0.0,5.0)
  GROUP 24. Dumps for restarts
STOP

```

APENDICE B.

LISTADO DE SUBRUTINAS ESPECIALES.

```

C FILE NAME GROUND.FTN-----22 April 87
C THIS IS THE MAIN PROGRAM OF EARTH
C
C (C) COPYRIGHT 1984, LAST REVISION 1987.
C CONCENTRATION HEAT AND MOMENTUM LTD. ALL RIGHTS RESERVED.
C This subroutine and the remainder of the PHOENICS code are
C proprietary software owned by Concentration Heat and Momentum
C Limited, 40 High Street, Wimbledon, London SW19 5AU, England.
C
C
C PROGRAM MAIN
C
C 1 The following two COMMON's, which appear identically in the
C satellite MAIN program, allow up to 50 dependent variables to
C be solved for (or their storage spaces to be occupied by
C other variables, such as density). If a larger number is
C required, the 50's should be replaced, in the next 8 lines,
C by the required larger number; and the 200 in COMMON/F01/
C should be replaced by 4 times the required number. Numbers
C less than 50 are not permitted.
C
COMMON/LGE4/L4(50)
1/LDB1/L5(50)/IDA1/11(50)/IDA2/12(50)/IDA3/13(50)/IDA4/14(50)
1/IDA5/15(50)/IDA6/16(50)/GI1/17(50)/GI2/18(50)/HDA1/IH1(50)
1/GH1/IH2(50)/RDA1/R1(50)/RDA2/R2(50)/RDA3/R3(50)/RDA4/R4(50)
1/RDA5/R5(50)/RDA6/R6(50)/RDA7/R7(50)/RDA8/R8(50)/RDA9/R9(50)
1/RDA10/R10(50)/RDA11/R11(50)
1/GR1/R12(50)/GR2/R13(50)/GR3/R14(50)/GR4/R15(50)
1/IP1P1/IP1(50)/HP1P2/IHP2(50)/RP1P1/RVAL(50)/LP1P1/LVAL(50)
1/IFPL/IPL0(50)/RFPL1/ORPRIN(50)/RFPL2/ORMAX(50)
1/RFPL3/ORMIN(50)
LOGICAL L1,L2,L3,L4,L5,DBGFIL,LVAL
CHARACTER*4 IH1,IH2,IHP2,NSDA
C
COMMON/F01/19(200)
COMMON/DISC/DBGFIL
COMMON/LUNITS/LUNIT(60)
EXTERNAL WAYOUT
C
C 2 Set dimensions of data-for-GROUND arrays here. WARNING: the

```



```

INCLUDE '/users/root1/chamusr/version14/earth/GRDLOC'
INCLUDE '/users/root1/chamusr/version14/earth/GRDEAR'
C... This subroutine directs control to the GROUNDS selected by
C the satellite settings of USEGRX, NAMGRD & USEGRD.
C
C Subroutine GREX2 contains options for fluid properties,
C turbulence models, wall functions, chemical reaction etc. It
C was introduced in version 2.0 of PHOENICS.
C
C IF(USEGRX) CALL GREX2
C
C
C... BTSTGR contains the sequences used in conjunction with
C the BFC test battery.
C
C IF(NAMGRD.EQ.'BTST') CALL BTSTGR
C
C... TESTGR contains test battery sequences used in conjunction
C with the test-battery SATLIT subroutine, TESTST.
C
C IF(NAMGRD.EQ.'TEST') CALL TESTGR
C
C... SPECGR is a generic "special" GROUND the name of which can
C be used by anyone for their own purposes. SPC1GR, SPC2GR and
C SPC3GR permit the user to attach his own library of special
C GROUNDS selected according to the prescription of NAMGRD.
C
C IF(NAMGRD.EQ.'SPEC') CALL SPECGR
C IF(NAMGRD.EQ.'SPC1') CALL SPC1GR
C IF(NAMGRD.EQ.'SPC2') CALL SPC2GR
C IF(NAMGRD.EQ.'SPC3') CALL SPC3GR
C
C... The subroutine GROUND attached to the bottom of this file is
C an unallocated blank form into which the user can insert his
C own FORTRAN sequences. The PIL parameter USEGRD governs entry
C in to it.
C
C IF(USEGRD) CALL GROUND
C
C... The data echo is called at the preliminary print-out stage.
C
C IF(IGR.NE.20) RETURN
C IF(.NOT.ECHO) GO TO 20
C CALL DATPRN(Y,Y,Y,Y, Y,Y,Y,Y, Y,Y,Y,N, Y,Y,Y,Y,
C 1 Y,Y,Y,Y, Y,Y,Y,Y)
C RETURN
C 20 CALL DATPRN(Y,N,N,N,N,N,N,N,N,N,N,N,N,N,N,N,N,N,N,N,N,N)
C RETURN
C END
C*****
CSDIR**GROUND
SUBROUTINE GROUND
C
C (C) COPYRIGHT 1984, LAST REVISION 1987.
C CONCENTRATION HEAT AND MOMENTUM LTD. ALL RIGHTS RESERVED.
INCLUDE '/users/root1/chamusr/version14/earth/SATEAR'

```



```

INCLUDE '/users/root1/chamusr/version14/earth/GRDLOC'
INCLUDE '/users/root1/chamusr/version14/earth/GRDEAR'
EQUIVALENCE (IZ, IZSTEP)
CXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX USER SECTION STARTS:
C
C 1 Set dimensions of data-for-GROUND arrays here. WARNING: the
C corresponding arrays in the MAIN program of the satellite
C and EARTH must have the same dimensions.
COMMON/LGRND/LG(20)/IGRND/IG(20)/RGRND/RG(100)/CGRND/CG(10)
LOGICAL LG
CHARACTER*4 CG
C
C 2 User dimensions own arrays here, for example:
C DIMENSION UUH(10,10),UUC(10,10),UUX(10,10),UUZ(10)
REAL NUTP, NUPP, NUHP, NUPE, NUOP, NUT, NUP, NUE, NUO, NUH
REAL XB(50), XDELTA(50), TEMP(50), YB(50)
REAL YDELTA(50)
C
C 3 User places his data statements here, for example:
C DATA NXDIM, NYDIM/10,10/
C
C
C 4 Insert own coding below as desired, guided by GREX examples.
C Note that the satellite-to-GREX special data in the labelled
C COMMONs /RSG/, /ISG/, /LSG/ and /CSG/ can be included and
C used below but the user must check GREX for any conflicting
C uses. The same comment applies to the EARTH-spare working
C arrays EASP1, EASP2, ... EASP10. If the call to GREX has been
C deactivated then they can all be used without reservation.
C
      IXL=IABS(IXL)
      IF(IGR.EQ.13) GO TO 13
      IF(IGR.EQ.19) GO TO 19
      GO TO (1,2,3,4,5,6,24,8,9,10,11,12,13,14,24,24,24,24,19,20,24,
124,23,24), IGR
C.....
C
C--- GROUP 1. Run title and other preliminaries
C
      1 GO TO (1001,1002), ISC
      1001 CONTINUE
      CALL MAKE(XG2D)
      CALL MAKE(YG2D)
      CALL MAKE(DYV2D)
      CALL MAKE(DXU2D)
      CALL MAKE(V1)
      CALL MAKE(U1)
      CALL MAKE(H1)
      RETURN
      1002 CONTINUE
      CALL WRIT1R('RAYLEIGH =',RG(11))
      CALL WRIT1R('REYNOLDS =',RG(12))
      RETURN
C.....
C
C--- GROUP 2. Transience; time-step specification

```

```

C
  2 CONTINUE
  RETURN
C.....
C
C--- GROUP 3. X-direction grid specification
C
  3 CONTINUE
  RETURN
C.....
C
C--- GROUP 4. Y-direction grid specification
C
  4 CONTINUE
  RETURN
C.....
C
C--- GROUP 5. Z-direction grid specification
C
  5 CONTINUE
  RETURN
C.....
C
C--- GROUP 6. Body-fitted coordinates or grid distortion
C
  6 CONTINUE
  RETURN
C.....
C * Make changes for this group only in group 19.
C--- GROUP 7. Variables stored, solved & named
C.....
C
C--- GROUP 8. Terms (in differential equations) & devices
C
  8 GO TO (81,82,83,84,85,86,87,88,89,810,811,812,813,814,815)
  1,ISC
81 CONTINUE
C * ----- SECTION 1 -----
C For U1AD.LE.GRND--- phase 1 additional velocity (VELAD).
  RETURN
82 CONTINUE
C * ----- SECTION 2 -----
C For U2AD.LE.GRND--- phase 2 additional velocity (VELAD).
  RETURN
83 CONTINUE
C * ----- SECTION 3 -----
C For V1AD.LE.GRND--- phase 1 additional velocity (VELAD).
  RETURN
84 CONTINUE
C * ----- SECTION 4 -----
C For V2AD.LE.GRND--- phase 2 additional velocity (VELAD).
  RETURN
85 CONTINUE
C * ----- SECTION 5 -----
C For W1AD.LE.GRND--- phase 1 additional velocity (VELAD).
  RETURN

```

```

86 CONTINUE
C * ----- SECTION 6 -----
C   For W2AD.LE.GRND--- phase 2 additional velocity (VELAD).
   RETURN
87 CONTINUE
C * ----- SECTION 7 --- VOLUMETRIC SOURCE FOR GALA
   RETURN
88 CONTINUE
C * ----- SECTION 8 --- CONVECTION FLUXES
   RETURN
89 CONTINUE
C * ----- SECTION 9 --- DIFFUSION COEFFICIENTS
   RETURN
810 CONTINUE
C * ----- SECTION 10 --- CONVECTION NEIGHBOURS
   RETURN
811 CONTINUE
C * ----- SECTION 11 --- DIFFUSION NEIGHBOURS
   RETURN
812 CONTINUE
C * ----- SECTION 12 --- LINEARISED SOURCES
   RETURN
813 CONTINUE
C * ----- SECTION 13 --- CORRECTION COEFFICIENTS
   RETURN
814 CONTINUE
C * ----- SECTION 14 --- USER'S SOLVER
   RETURN
815 CONTINUE
C * ----- SECTION 15 --- CHANGE SOLUTION
   RETURN
C * Make all other group-8 changes in group 19.
C .....
C
C--- GROUP 9. Properties of the medium (or media)
C
C   The sections in this group are arranged sequentially in their
C   order of calling from EARTH. Thus, as can be seen from below,
C   the temperature sections (10 and 11) precede the density
C   sections (1 and 3); so, density formulae can refer to
C   temperature stores already set.
C   9 GO TO (91, 92, 93, 94, 95, 96, 97, 98, 99, 900, 901, 902, 903), ISC
C .....
900 CONTINUE
C * ----- SECTION 10 -----
C   For TMP1.LE.GRND----- phase-1 temperature Index AUX(TEMP1)
   RETURN
901 CONTINUE
C * ----- SECTION 11 -----
C   For TMP2.LE.GRND----- phase-2 temperature Index AUX(TEMP2)
   RETURN
902 CONTINUE
C * ----- SECTION 12 -----
C   For EL1.LE.GRND----- phase-1 length scale Index AUX(LEN1)
   RETURN
903 CONTINUE

```

```

C * ----- SECTION 13 -----
C For EL2.LE.GRND----- phase-2 length scale Index AUX(LEN2)
RETURN
91 CONTINUE
C * ----- SECTION 1 -----
C For RHO1.LE.GRND--- density for phase 1 Index AUX(DEN1).
RETURN
92 CONTINUE
C * ----- SECTION 2 -----
C For DRH1DP.LE.GRND--- D(LN(DEN))/DP for phase 1 (D1DP).
RETURN
93 CONTINUE
C * ----- SECTION 3 -----
C For RHO2.LE.GRND--- density for phase 2 Index AUX(DEN2).
RETURN
94 CONTINUE
C * ----- SECTION 4 -----
C For DRH2DP.LE.GRND--- D(LN(DEN))/DP for phase 2 (D2DP).
RETURN
95 CONTINUE
C * ----- SECTION 5 -----
C For ENUT.LE.GRND--- reference turbulent kinematic viscosity.
RETURN
96 CONTINUE
C * ----- SECTION 6 -----
C For ENUL.LE.GRND--- reference laminar kinematic viscosity.
RETURN
97 CONTINUE
C * ----- SECTION 7 -----
C For PRNDTL( ).LE.GRND--- laminar PRANDTL nos., or diffusivity.
RETURN
98 CONTINUE
C * ----- SECTION 8 -----
C For PHINT( ).LE.GRND--- interface value of first phase(FI1).
RETURN
99 CONTINUE
C * ----- SECTION 9 -----
C For PHINT( ).LE.GRND--- interface value of second phase(FI2)
RETURN
C .....
C
C--- GROUP 10. Inter-phase-transfer processes and properties
C
10 GO TO (101,102,103,104),ISC
101 CONTINUE
C * ----- SECTION 1 -----
C For CFIPS.LE.GRND--- inter-phase friction coeff. AUX(INTFRIC).
RETURN
102 CONTINUE
C * ----- SECTION 2 -----
C For CHDOT.EQ.GRND- inter-phase mass transfer Index AUX(INTMDT)
RETURN
103 CONTINUE
C * ----- SECTION 3 -----
C For CINT( ).EQ.GRND--- phase1-to-interface transfer
coefficients (CO11)
C

```

```

RETURN
104 CONTINUE
C * ----- SECTION 4 -----
C For CINT( ).EQ.GRND--- phase2-to-interface transfer
C coefficients (COI2)
RETURN
C .....
C
C--- GROUP 11. Initialization of variable or porosity fields
C
11 CONTINUE
RETURN
C .....
C
C--- --- GROUP 12. Convection and diffusion adjustments
C
12 CONTINUE
RETURN
C .....
C
C--- GROUP 13. Boundary conditions and special sources
C
13 CONTINUE
GO TO (130,131,132,133,134,135,136,137,138,139,1310,
11311,1312,1313,1314,1315,1316,1317,1318,1319,1320,1321), ISC
130 CONTINUE
C----- SECTION 1 ----- coefficient = GRND
RETURN
131 CONTINUE
C----- SECTION 2 ----- coefficient = GRND1
RETURN
132 CONTINUE
C----- SECTION 3 ----- coefficient = GRND2
RETURN
133 CONTINUE
C----- SECTION 4 ----- coefficient = GRND3
RETURN
134 CONTINUE
C----- SECTION 5 ----- coefficient = GRND4
RETURN
135 CONTINUE
C----- SECTION 6 ----- coefficient = GRND5
RETURN
136 CONTINUE
C----- SECTION 7 ----- coefficient = GRND6
RETURN
137 CONTINUE
C----- SECTION 8 ----- coefficient = GRND7
RETURN
138 CONTINUE
C----- SECTION 9 ----- coefficient = GRND8
RETURN
139 CONTINUE
C----- SECTION 10 ----- coefficient = GRND9
RETURN
1310 CONTINUE

```

```

C----- SECTION 11 ----- coefficient = GRND10
      RETURN
1311 CONTINUE
C----- SECTION 12 ----- value = GRND
      RETURN
1312 CONTINUE
C----- SECTION 13 ----- value = GRND1
      RETURN
1313 CONTINUE
C----- SECTION 14 ----- value = GRND2
      RETURN
1314 CONTINUE
C----- SECTION 15 ----- value = GRND3
      RETURN
1315 CONTINUE
C----- SECTION 16 ----- value = GRND4
      RETURN
1316 CONTINUE
C----- SECTION 17 ----- value = GRND5
      RETURN
1317 CONTINUE
C----- SECTION 18 ----- value = GRND6
      RETURN
1318 CONTINUE
C----- SECTION 19 ----- value = GRND7
      RETURN
1319 CONTINUE
C----- SECTION 20 ----- value = GRND8
      RETURN
1320 CONTINUE
C----- SECTION 21 ----- value = GRND9
      RETURN
1321 CONTINUE
C----- SECTION 22 ----- value = GRND10
      RETURN
C.....
C
C--- GROUP 14. Downstream pressure for PARAB=.TRUE.
C
      14 CONTINUE
      RETURN
C.....
C * Make changes for this group only in group 19.
C--- GROUP 15. Termination of sweeps
C--- GROUP 16. Termination of iterations
C--- GROUP 17. Under-relaxation devices
C--- GROUP 18. Limits on variables or increments to them
C.....
C
C--- GROUP 19. Special calls to GROUND from EARTH
C
      19 GO TO (191,192,193,194,195,196,197,198), ISC
      191 CONTINUE
C * ----- SECTION 1 ---- START OF TIME STEP.
      RETURN
C * ----- SECTION 2 ---- START OF SWEEP.

```

```

192 CONTINUE
      RETURN
193 CONTINUE
C * ----- SECTION 3 ---- START OF IZ SLAB.
      RETURN
194 CONTINUE
C * ----- SECTION 4 ---- START OF ITERATION.
      RETURN
195 CONTINUE
C * ----- SECTION 5 ---- FINISH OF ITERATION.
      RETURN
196 CONTINUE
C * ----- SECTION 6 ---- FINISH OF IZ SLAB.
      IF(1SWEEP.EQ.LSWEEP) THEN
C Variable a cero
      NUTP=0.0
      NUPP=0.0
      NUHP=0.0
      QPTP=0.0
      QPPP=0.0
      QUHP=0.0
      HPTP=0.0
      HPPP=0.0
      HUHP=0.0
      EPTP=0.0
      EPPP=0.0
      EUHP=0.0
      NUEP=0.0
      NUOP=0.0
      QPEP=0.0
      QPOP=0.0
      HPEP=0.0
      HPOP=0.0
      EPEP=0.0
      EPP0=0.0
      AREA1=0.0
      TSAL1=0.0
      VTUR1=0.0
C Apertura de archivos
      OPEN(22, FILE ='BERNIE' )
      OPEN(21, FILE ='BERNI' )
      OPEN(23, FILE ='BERNARD' )
      OPEN(24, FILE ='BERNARDO' )
      WRITE(21,*)"2"
      WRITE(21,*)"VEL vs X"
      WRITE(21,*)"TEMP vs X"
      WRITE(23,*)"12"
      WRITE(23,*)"QPT vs X"
      WRITE(23,*)"HPT vs X"
      WRITE(23,*)"NUT vs X"
      WRITE(23,*)"EPT vs X"
      WRITE(23,*)"QPP vs X"
      WRITE(23,*)"HPP vs X"
      WRITE(23,*)"NUP vs X"
      WRITE(23,*)"EPP vs X"
      WRITE(23,*)"UHP vs X"

```

```

WRITE(23,*)"HUH vs X"
WRITE(23,*)"NUH vs X"
WRITE(23,*)"EUH vs X"
WRITE(24,*)"8"
WRITE(24,*)"QPE vs Y"
WRITE(24,*)"HPE vs Y"
WRITE(24,*)"NUE vs Y"
WRITE(24,*)"EPE vs Y"
WRITE(24,*)"QPO vs Y"
WRITE(24,*)"HPO vs Y"
WRITE(24,*)"NUO vs Y"
WRITE(24,*)"EPO vs Y"

C
C Tamaño de la celda junto al piso
CALL GETONE(YG2D, YPISO, 1, 1)
C Tamaño de la celda junto al techo
CALL GETONE(DYV2D, GDY1, NY, NX)
YTECHO=GDY1/2.
C Celda sobre los asientos
CALL GETONE(DYV2D, YDELTT, IG(2), NX)
YDELTT = YDELTT/2.
C
C WRITE(22,*)"TPlot3", TPlot3, "TPlot4", TPlot4
C WRITE(22,*)"YTECHO, YPISO, YDELTT, RG(7), RG(8)"
C WRITE(22,*)"YTECHO, YPISO, YDELTT, RG(7), RG(8)"
C
C Cálculo de la temperatura del fluido
C
DO IX=1, NX
CALL GETONE(XG2D, XB(IX), IG(1), IX)
CALL GETONE(DXU2D, XDELTT(IX), IG(1), IX)
CALL GETONE(H1, TPLOTS, NY, IX)
CALL GETONE(V1, VPLOTS, NY-1, IX)
WRITE(22,*)"TPLOTS, VPLOTS, RG(6), AREA1, TSAL1, VTUR1"
WRITE(22,*)"TPLOTS, VPLOTS, RG(6), AREA1, TSAL1, VTUR1"
IF (IX.GE. IG(8). AND. IX.LE. IG(9)).OR. IX.GE. IG(10). AND. IX.LE. IG(11)).OR
.. IX.GE. IG(12). AND. IX.LE. IG(13)) THEN
AREA1=AREA1+XDELTT(IX)
TSAL1=TSAL1+TPLOTS*XDELTT(IX)
C
VTUR1= VTUR1+VPLOTS*XDELTT(IX)
ENDIF
ENDDO
WRITE(22,*)"TPLOTS, VPLOTS, RG(6), AREA1, TSAL1, VTUR1"
WRITE(22,*)"TPLOTS, VPLOTS, RG(6), AREA1, TSAL1, VTUR1"
C
TSALP=(1.0/(AREA1*RG(6)))*(TSAL1*VTUR1)
TSALP=(TSAL1/AREA1)
WRITE(22,*)"TSALIDA=", TSALP
TFLUID=(RG(9)+TSALP)/2.0
RG(9)=TFLUID
C Obtención de valores de V1 a lo largo de x
DO IX=1, NX
CALL GETONE(V1, VPLOT, IG(1), IX)
CALL GETONE(H1, TPLOTT, IG(1), IX)
WRITE(21,*)"XB(IX)"
WRITE(21,*)"VPLOT"
WRITE(21,*)"TPLOTT"
C Temperaturas primera y última celdas

```



```

CALL GETONE(H1, TPL0T3, NY, IX)
CALL GETONE(H1, TPL0T4, 1, IX)
C Velocidades en piso y techo
CALL GETONE(U1, VPLOT1, NY, IX)
CALL GETONE(U1, VPLOT2, 1, IX)
IF (IX.GE. IG(8). AND. IX. LE. IG(9). OR. IX. GE. IG(10). AND. IX. LE. IG(11). OR
.. IX. GE. IG(12). AND. IX. LE. IG(13)) THEN
QPT = 0.0
HPT = 0.0
NUT = 0.0
EPT = 0.0
ELSE
C
C .....
C cálculo del número de Nusselt, el coeficiente de convección,
flujo de calor y esfuerzo de corte
C .....
C
C En el techo
C
C
C
C QPT=RG(10)*(RG(4)-TPL0T3)/YTECHO
HPT=QPT/(RG(4)-RG(9))
NUT=(HPT*RG(8)/2)/RG(10)
EPT=(RG(13)*VPLOT1)/YTECHO/2.
END IF
C
IF (IX.GE. IG(4). AND. IX. LE. IG(5)) THEN
C Bajo los asientos
QPP = 0.0
HPP = 0.0
NUP = 0.0
EPP = 0.0
CALL GETONE(H1, TPL0T, IG(2), IX)
CALL GETONE(U1, VPLOT3, IG(2), IX)
C En los asientos
UUH=RG(10)*(RG(5)-TPL0T)/YDELTT
HUH=UUH/(RG(5)-RG(9))
NUH=(HUH*RG(8)/2)/RG(10)
EUH=(RG(13)*VPLOT3)/YDELTT/2.
ELSE
C En los pasillos
UUH=0.0
HUH=0.0
NUH=0.0
EUH=0.0
C En el piso
QPP=RG(10)*(RG(3)-TPL0T4)/YPISO
HPP=QPP/(RG(3)-RG(9))
NUP=(HPP*RG(8)/2)/RG(10)
EPP=(RG(13)*VPLOT2)/YPISO/2.
ENDIF
C
C Suma del número de Nusselt para piso, asientos y techo
C
NUTP= NUTP + NUT*XDEL(TIX)

```

```

      NUPP= NUPP + NUP*XDEL(IX)
      NUHP= NUHP + NUH*XDEL(IX)
C
C Suma del flujo de calor
C
      QPTP= QPTP + QPT*XDEL(IX)
      QPPP= QPPP + QPP*XDEL(IX)
      QUHP= QUHP + UUH*XDEL(IX)
C
C Suma del coeficiente de conveccion de calor
C
      HPTP= HPTP + HPT*XDEL(IX)
      HPPP= HPPP + HPP*XDEL(IX)
      HUHP= HUHP + HUH*XDEL(IX)
C
C Esfuerzo de corte en el techo, piso y asientos
C
      EPTP= EPTP + EPT*XDEL(IX)
      EPPP= EPPP + EPP*XDEL(IX)
      EUHP= EUHP + EUH*XDEL(IX)
C Impresión al archivo
      WRITE(23,*)XB(IX)
      WRITE(23,*)QPT
      WRITE(23,*)HPT
      WRITE(23,*)NUT
      WRITE(23,*)EPT
      WRITE(23,*)QPP
      WRITE(23,*)HPP
      WRITE(23,*)NUP
      WRITE(23,*)EPP
      WRITE(23,*)UUH
      WRITE(23,*)HUH
      WRITE(23,*)NUH
      WRITE(23,*)EUH
      ENDDO
C
C Número de Nusselt global para piso, asientos y techo
C
      NUTPG= NUTP * 1.0/RG(7)
      NUPPG= NUPP * 1.0/RG(7)
      NUHPG= NUHP * 1.0/RG(7)
C
C Flujo de densidad de calor global
C
      QPTPG= QPTP * 1.0/RG(7)
      QPPPG= QPPP * 1.0/RG(7)
      QUHPG= QUHP * 1.0/RG(7)
C
C Coeficiente de calor global
C
      HPTPG= HPTP * 1.0/RG(7)
      HPPPG= HPPP * 1.0/RG(7)
      HUHPG= HUHP * 1.0/RG(7)
C
C Esfuerzo de corte global
C

```

```

EPTPG= EPTP * 1.0/RG(7)
EPPPG= EPPP * 1.0/RG(7)
EUHPG= EUHP * 1.0/RG(7)

```

```

C .....
C calculos en paredes laterales
C .....
C
C distancia de la pared al centro de la primera y ultima celda
C
CALL GETONE(XG2D, XOESTE, 1, 1)
CALL GETONE(DXU2D, GDX2, 1, NX)
XESTE=GDX2/2
C
DO IY=1, NY
C Temperatura del nodo mas cercano a la pared este
CALL GETONE(H1, TPLOT5, IY, NX)
C Temperatura del nodo mas cercano a la pared oeste
CALL GETONE(H1, TPLOT6, IY, 1)
C Tamano de las celdas
CALL GETONE(DYV2D, YDELTA(IY), IY, 1)
C Distancia de sur a norte
CALL GETONE(YG2D, YB(IY), IY, 1)
C Velocidad en la primera y ultima celda
CALL GETONE(V1, VPLOT4, IY, 1)
CALL GETONE(V1, VPLOT5, IY, NX)
IF (IY. GE. IG(6). AND. IY. LE. IG(7)) THEN
QPE = 0.0
HPE = 0.0
NUE = 0.0
EPE = 0.0
QPO = 0.0
HPO = 0.0
NUO = 0.0
EPO = 0.0
ELSE
C Paredes laterales este y oeste
QPE=RG(10)*(RG(1)-TPLOT5)/XESTE
HPE=QPE/(RG(1)-RG(9))
NUE=(HPE*RG(7)/2)/RG(10)
EPE=(RG(13)*VPLOT5)/XESTE/2.
QPO=RG(10)*(RG(2)-TPLOT6)/XOESTE
HPO=QPO/(RG(2)-RG(9))
NUO=(HPO*RG(7)/2)/RG(10)
EPO=(RG(13)*VPLOT4)/XOESTE/2.
END IF
C
C Suma del número de Nusselt para pared este y oeste
C
NUEP= NUEP + NUE*YDELTA(IY)
NUOP= NUOP + NUO*YDELTA(IY)
C
C Flujo de calor
C
QPEP= QPEP + QPE*YDELTA(IY)
QPOP= QPOP + QPO*YDELTA(IY)

```

```

C
C Suma del coeficiente de conveccion de calor promedio
C
  HPEP= HPEP + HPE*YDELTA(IY)
  HPOP= HPOP + HPO*YDELTA(IY)
C
C Esfuerzo de corte
C
  EPEP= EPEP + EPE*YDELTA(IY)
  EPOP= EPOP + EPO*YDELTA(IY)
C Impresión al archivo
  WRITE(24,*)YB(IY)
  WRITE(24,*)QPE
  WRITE(24,*)HPE
  WRITE(24,*)NUE
  WRITE(24,*)EPE
  WRITE(24,*)QPO
  WRITE(24,*)HPO
  WRITE(24,*)NUO
  WRITE(24,*)EPO
  ENDDO
C
C Número de Nusselt global para paredes este y oeste
C
  NUEPG= NUEP * 1.0/RG(8)
  NUOPG= NUOP * 1.0/RG(8)
C
C Flujo de densidad de calor global
C
  QPEPG= QPEP * 1.0/RG(8)
  QPOPG= QPOP * 1.0/RG(8)
C
C Coeficiente de calor global
C
  HPEPG= HPEP * 1.0/RG(8)
  HPOPG= HPOP * 1.0/RG(8)
C
C Esfuerzo de corte global
C
  EPEPG= EPEP * 1.0/RG(8)
  EPOPG= EPOP * 1.0/RG(8)
C
  WRITE(22,*)"RAYLEIGH =",RG(11)
  WRITE(22,*)"REYNOLDS =",RG(12)
  WRITE(22,*)"QPTPG, HPTPG, NUTPG, EPTPG, QPPPG, HPPPG,
. NUPPG, EPPPG, QUHPG, HUHPG, NUHPG, EUHPG, QPEPG, HPEPG
. , NUEPG, EPEPG, QPOPG, HPOPG, NUOPG, EPOPG"
  WRITE(22,*)"QPTPG, HPTPG, NUTPG, EPTPG, QPPPG, HPPPG,
. NUPPG, EPPPG, QUHPG, HUHPG, NUHPG, EUHPG, QPEPG, HPEPG
. , NUEPG, EPEPG, QPOPG, HPOPG, NUOPG, EPOPG
  WRITE(22,*)"QPTP, QPPP, QUHP, QPEP, QPOP"
  WRITE(22,*)"QPTP, QPPP, QUHP, QPEP, QPOP"
  END IF
  RETURN
197 CONTINUE
C * ----- SECTION 7 ---- FINISH OF SWEEP.

```

```

RETURN
198 CONTINUE
C * ----- SECTION 8 ---- FINISH OF TIME STEP.
RETURN
C .....
C
C--- GROUP 20. Preliminary print-out
C
20 CONTINUE
RETURN
C .....
C * Make changes for this group only in group 19.
C--- GROUP 21. Print-out of variables
C--- GROUP 22. Spot-value print-out
C .....
C
C--- GROUP 23. Field print-out and plot control
23 CONTINUE
RETURN
C .....
C
C--- GROUP 24. Dumps for restarts
C
24 CONTINUE
RETURN
END
C .....
SUBROUTINE SPECGR
C
C (C) COPYRIGHT 1984, LAST REVISION 1987.
C CONCENTRATION HEAT AND MOMENTUM LTD. ALL RIGHTS RESERVED.
CALL WRIT40('DUMMY SUBROUTINE SPECGR CALLED. ')
C
CALL WRIT40('PLEASE ATTACH SPECGR OBJECT AT LINK. ')
CALL WAYOUT(2)
RETURN
END
C .....
SUBROUTINE SPC1GR
C
C (C) COPYRIGHT 1984, LAST REVISION 1987.
C CONCENTRATION HEAT AND MOMENTUM LTD. ALL RIGHTS RESERVED.
CALL WRIT40('DUMMY SUBROUTINE SPC1GR CALLED. ')
C
CALL WRIT40('PLEASE ATTACH SPC1GR OBJECT AT LINK. ')
CALL WAYOUT(2)
RETURN
END
C .....
SUBROUTINE SPC2GR
C
C (C) COPYRIGHT 1984, LAST REVISION 1987.
C CONCENTRATION HEAT AND MOMENTUM LTD. ALL RIGHTS RESERVED.
CALL WRIT40('DUMMY SUBROUTINE SPC2GR CALLED. ')
C
CALL WRIT40('PLEASE ATTACH SPC2GR OBJECT AT LINK. ')

```

CALL WAYOUT(2)  
RETURN  
END

C.....  
SUBROUTINE SPC3GR

C  
C (C) COPYRIGHT 1984, LAST REVISION 1987.  
C CONCENTRATION HEAT AND MOMENTUM LTD. ALL RIGHTS RESERVED.  
CALL WRIT40('DUMMY SUBROUTINE SPC3GR CALLED. ')

C  
CALL WRIT40('PLEASE ATTACH SPC3GR OBJECT AT LINK. ')  
CALL WAYOUT(2)  
RETURN  
END

C.....  
SUBROUTINE QUIZ

C  
C (C) COPYRIGHT 1984, LAST REVISION 1987.  
C CONCENTRATION HEAT AND MOMENTUM LTD. ALL RIGHTS RESERVED.  
RETURN  
END