



03073
24
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MÉXICO

UNIDAD ACADÉMICA DE LOS CICLOS PROFESIONAL
Y DE POSGRADO DEL COLEGIO DE CIENCIAS Y
HUMANIDADES

TRANSFERENCIA DE CALOR EN VIDRIOS TIPO
SANDWICH CON CONTROLADOR ÓPTICO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN ENERGÍA SOLAR

Fototermica

PRESENTA:

JOSÉ JASSÓN FLORES PRIETO

Director de Tesis: Dr. Claudio A. Estrada Gasca
Co-Director de Tesis: Dra. Gabriela Álvarez García

Cuernavaca Morelos

1996

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



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 esta 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.

CONTENIDO

	Página
RESUMEN	v
NOMENCLATURA	vi
LISTA DE FIGURAS	viii
LISTA DE TABLAS	xii
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Controladores ópticos en el ahorro de energía.	1
1.2 Revisión bibliográfica.	6
1.2.1 Estudios de transferencia de calor en ventanas.	6
1.2.2 Estudios de transferencia de calor en ventanas con controlador óptico.	7
1.3 Objetivos.	10
2. MODELO MATEMÁTICO	11
2.1 Problema físico.	11
2.2 Modelo matemático.	15
2.3 Solución numérica.	21

3.	TRABAJO EXPERIMENTAL	29
3.1	Descripción del experimento.	29
3.2	Dispositivo experimental.	32
3.3	Instrumentación.	35
3.4	Diseño experimental.	39
3.5	Análisis de incertidumbre.	41
4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	44
4.1	Resultados experimentales.	44
4.2	Validación del modelo matemático.	56
4.3	Comparación de los coeficientes de sombreado y factor. de rechazo solar de las muestras con y sin controlador óptico.	61
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS	66
5.1	Conclusiones.	66
5.2	Recomendaciones para trabajos futuros.	68
	BIBLIOGRAFÍA	70
	ANEXO 1 Diagrama de flujo.	73
	ANEXO 2 Listado de programa en fortran 77.	74
	ANEXO 3 Bancos de datos donde se realizó la revisión bibliográfica.	79
	ANEXO 4 Cálculo de coeficientes de transferencia de calor convectivos.	81
	ANEXO 5 Cálculo del espesor de capa límite.	82
	ANEXO 6 Experimentos comparativos en vidrios con controlador. óptico.	83
	ANEXO 7 Cálculo de incertidumbre.	85

RESUMEN

Los cristales de seguridad laminados para automóviles están formados por un sistema de dos vidrios con una capa de polivinil entre ellos. Este sistema tiene la propiedad de que al momento de que ocurra un impacto, los pedazos de los vidrios quedan adheridos al polímero evitando así la proyección de los mismos hacia los ocupantes del vehículo. El arreglo tipo sandwich que se propone en este trabajo tiene además una película de semiconductor entre uno de los vidrios y el polímero; la película permite una entrada moderada de radiación solar, evitando así, el calentamiento excesivo al interior de la unidad móvil.

En este trabajo se presenta la evaluación teórica y experimental del comportamiento térmico del sistema vidrio + película + polímero + vidrio con el fin de determinar la eficiencia en la reducción de las ganancias térmicas debidas al uso controlador óptico. El estudio analítico comprende un modelo compuesto de conducción de calor unidimensional en estado transitorio con condiciones de frontera convectivas y radiativas. El estudio experimental permite validar el modelo matemático y comparar los resultados de cuando se utilizan arreglos con controlador óptico y sin controlador óptico; el estudio implica el diseño de los experimentos, la instrumentación del dispositivo de pruebas así como también el procesamientos de datos. En los resultados de la evaluación de los vidrios se obtuvo que cuando se utiliza el arreglo con controlador óptico sólo el 52% de la energía logra pasar con respecto de aquella que pasaría en el arreglo sin controlador óptico. Cuando los resultados del modelo matemático se compararon con los resultados experimentales, se obtuvieron errores no mayores a 3.6%.

NOMENCLATURA

CS	Coefficiente de sombreado, adimensional
CSc	Coefficiente de sombreado de la muestra con controlador óptico, adimensional
F	Función de atenuación por absorción, W/m^2
FRS	Factor de rechazo solar, adimensional
g_1	Vidrio 1
g_2	Vidrio 2
G	Radiación global, W/m^2
h	Coefficiente de transferencia de calor convectivo, $W/m^2 K$
k	Conductividad térmica, $W/m K$
L	Distancia, m
L_1	Espesor del vidrio 1, m
L_2	Espesor del polímero, m
L_3	Espesor del vidrio 2, m
Pr	Número de Prandtl, ν/α
q_i	Flujo de calor reirradiado al interior, W/m^2
q_o	Flujo de calor reirradiado al exterior, W/m^2
R	Temperatura, K, °C
Re	Número de Reynolds, adimensional
S	Coefficiente de extinción, $1/m$
t	Tiempo, s
T	Temperatura, K, °C
T_g	Temperatura del vidrio, K, °C
T_i	Temperatura del aire interior, K, °C
T_o	Temperatura del aire exterior, K, °C
T_p	Temperatura del polímero, K, °C
U	Temperatura, K, °C
V	Diferencia de potencial, volts, temperatura K, °C

- W Temperatura, K, °C
x Coordinada espacial en el eje horizontal, m

GRIEGAS

- α Absortancia, adimensional
 α Difusividad térmica, m²/s
 δ Espesor de capa límite, cm
 ε Emitancia, adimensional
 ν Viscosidad cinemática, m²/s
 ρ Reflectancia, adimensional
 ρ Densidad, Kg/m³
 σ Constante de Stefan-Boltzmann, W/m² K⁴
 τ Transmitancia, adimensional

SUBÍNDICES

- c Convectivo
f Película
g Vidrio
i Interior
o Exterior
p Polímero
R Radiativa
T Total
1 Aire adyacente a la superficie superior de la muestra
2 Superficie superior de la muestra
3 Superficie inferior de la muestra
4 Aire adyacente a superficie inferior de la muestra

LISTA DE FIGURAS

FIGURA	DESCRIPCIÓN	PÁGINA
1.1	Comportamiento espectral ideal de transmitancia y reflectancia de un controlador de radiación solar, y dependencia espectral normalizada de la sensibilidad S_{λ} del ojo humano a la luz del día.	5
2.1.1	Comportamiento térmico de un sólido semitransparente.	12
2.1.2	Comportamiento de un flujo radiativo normal a un arreglo tipo sandwich.	14
2.2.1	Balance de calor en el arreglo tipo sandwich y temperaturas por obtener en el modelo.	16
3.1	Dimensiones en centímetros del DETCOV (Dispositivo para el Estudio Térmico de Controladores Ópticos en Ventanas).	32
3.2	Marco de soporte de muestras o marco principal.	33
3.3	Vista lateral del DETCOV.	34
3.4	Toma de datos en el experimento.	35
3.5	Posición de los termopares en el dispositivo experimental.	36
3.6	Control de lecturas de termopares en el dispositivo experimental.	37

3.7	Vista general de la instrumentación del DETCOV.	38
3.8	Historia de temperaturas de una muestra con controlador óptico con presencia de una nube que estuvo presente por menos de tres minutos.	40
3.9	Historia de temperaturas de una muestra con controlador óptico en presencia de bolsas de aire.	40
4.1	Historias de la radiación incidente y de las temperaturas de las superficies y aire que fluye fuera de la capa límite de la muestra con controlador óptico.	47
4.2	Historia de temperatura de las superficies y aire que fluye fuera de la capa límite de la muestra sin controlador óptico.	47
4.3	Historia del comportamiento de las diferencias de temperatura entre la muestra A y B.	48
4.4	Historia del flujo de calor de la muestra hacia el lado interno.	49
4.5	Historia del flujo de calor de la muestra hacia el lado externo.	50
4.6	Historia de temperaturas de las superficies y aire que fluye fuera de la capa límite de la muestra con controlador óptico.	52
4.7	Historia de temperaturas de las superficies y aire que fluye fuera de la capa límite de la muestra sin controlador óptico.	53

4.8	Historia del comportamiento de las diferencias de temperatura de una muestra con controlador óptico y una sin controlador óptico.	53
4.9	Historia del flujo de calor reirradiado de la muestra hacia el lado externo.	54
4.10	Historia del flujo de calor reirradiado de la muestra hacia el lado interno.	55
4.11	Historia de las temperaturas teóricas de la muestra con controlador óptico.	57
4.12	Gráfica comparativa de historias de datos experimentales y teóricos de T_2 .	58
4.13	Gráfica comparativa de historias de datos experimentales y teóricos de T_3 .	58
4.14	Historia del comportamiento del Factor de Rechazo Solar teórico y experimental, además el error del modelo teórico.	59
4.15	Historia del error de la temperatura teórica respecto a la experimental.	60
4.16	Historia del error porcentual de la temperatura teórica respecto a la experimental.	61

4.17	Historia de la relación de coeficientes de sombreado de la muestra A y B; además historias de coeficientes de sombreado de cada muestra.	62
4.18	Historia del comportamiento del factor de rechazo solar para las muestras A y B.	63
4.19	Historia de la relación de coeficientes de sombreado de la muestra A y B; además historias de coeficientes de sombreado de cada muestra.	64
4.20	Historia del comportamiento del Factor de Rechazo Solar para las muestras A y B.	64

LISTA DE TABLAS

TABLA	DESCRIPCIÓN	PÁGINA
2.1	Propiedades ópticas de las diferentes capas que forman el arreglo tipo sandwich.	14
3.1	Incertidumbre en las variables que se miden el experimento.	43
4.1	Propiedades ópticas y físicas de los componentes de las muestras y aire.	45
4.2	Resultados comparativos de los experimentos del 27 de julio y 31 de agosto.	52
4.3	Balance general de energía en la muestra A	59
4.4	Comparación de los factores de eficiencia del experimento del 27 de julio y del experimento del 31 de agosto.	65

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

En este capítulo se describe el problema físico, se hace la revisión bibliográfica y se plantean los objetivos del trabajo. En la descripción del problema físico, se expone la importancia de las películas optoelectrónicas y se explican las características necesarias de un controlador óptico. La sección de revisión bibliográfica se divide en dos partes: estudio térmico de ventanas y estudio térmico de ventanas con controlador óptico.

1.1 CONTROLADORES ÓPTICOS EN EL AHORRO DE ENERGÍA.

Hasta la década de los setenta se pensó que el incremento en el consumo de energía era proporcional al avance económico de un país; esto se basaba al comparar las gráficas de consumo energético con las del producto interno bruto. A causa de la crisis energética mundial de los años setenta se implementaron programas de ahorro de energía teniendo como característica principal la eficientización de los procesos y la

concientización de la problemática que se genera con el uso de los energéticos. Hoy en día, se ha comprobado que el aumento del consumo energético de un país, no sólo está ligado con el avance económico, sino que también depende pero de forma inversa, de las tecnologías aplicadas para lograr la eficientización y el ahorro; entonces, mientras que el incremento económico exige aumentar el consumo de energía, las tecnologías de eficientización y ahorro promueven la disminución del consumo.

La eficientización energética se ha venido llevando a cabo en un marco tanto de innovaciones tecnológicas, como de cambio de equipo obsoleto en todos los quehaceres donde se requiere del consumo de energía. Los avances en el ahorro de energía se han venido haciendo con la presión de la problemática financiera y política de los combustibles convencionales, con la presión de mejorar costos en la producción para tener mayores oportunidades en los mercados y más recientemente pensando en la problemática del impacto al medio ambiente y en el decaimiento de las reservas mundiales de petróleo y otros combustibles convencionales.

En algunos países, el acondicionamiento de espacios requiere de poco más de la tercera parte de la energía total que se consume. En México, en general la demanda es relativamente baja para este concepto, y más aún en climas que no están muy distantes de la zona del confort humano. Pero, para las regiones del país que son extremosas el consumo de energía en la climatización de espacios se está incrementando y además el consumo cambia de forma abrupta a lo largo de las diferentes épocas del año, creando inestabilidades graves para el suministro de energía en general; de aquí, surge la preocupación de obtener nuevas tecnologías para el ahorro de energía con el fin de evitar un crecimiento desmedido del consumo de energía, así como también para evitar los altibajos en el consumo de energía.

El acondicionamiento de climas en espacios cerrados exige generalmente del uso de sistemas de bombeo de calor los cuales son energéticamente caros. Es por esto, que es importante la eficientización energética en este aspecto; considerando que

para el país aun no significa un porcentaje considerable [11], debe tomarse en cuenta ya que a medida que transcurre el tiempo, crece el número de espacios con climas artificiales.

En regiones cálidas, una de las formas sugeridas para el ahorro de energía es controlar espectralmente la radiación que entra a los espacios a través de las ventanas. Para esto, se han desarrollado diferentes tecnologías de depósitos de películas en los sustratos de vidrio con el fin de aumentar la reflectancia y absorptancia en los mismos; con esto se pretende disminuir la energía que entra a las habitaciones y por consiguiente se espera un ahorro de energía en la extracción de la energía que entra. Por ejemplo, el vidrio claro tiene altas transmitancias de energía solar; el uso en ventanas de vidrio claro de 3 mm provoca que de la energía que llega a la ventana, el 87% entra a la habitación [15], donde este porcentaje es la suma de la energía transmitida más la que se irradiancia hacia el interior a causa de la absorptancia, teniendo así calentamiento excesivo en el interior de la habitación y un consecuente consumo alto de energía para la climatización del recinto; mientras que los vidrios con controlador óptico comerciales dejan pasar tan solo el 20% [15] de la radiación que llega a la ventana.

Existen vidrios para aplicaciones arquitectónicas con depósitos metálicos que cumplen en buena parte con lo que se pretende; entre los más comunes están los depósitos obtenidos por bombardeo de iones en cámaras de vacío [4]. Otra opción que se ha venido estudiando en el Laboratorio de Energía Solar (IIM-UNAM) son los vidrios para aplicación arquitectónica con depósitos de sulfuros metálicos obtenidos por inmersión del sustrato de vidrio en una solución química diluida. Esta tecnología es semejante en funcionalidad a los depósitos metálicos con la diferencia de que es de menor costo, y tienen menores reflectancias en la región del visible.

Tanto el vidrio frontal como el posterior de los automóviles son arreglos de dos vidrios y un polímero entre ellos (arreglo tipo sandwich). En estos arreglos de vidrios, el

polímero sirve para que en él se queden adheridos los pedazos de vidrio en el caso de un impacto, evitando la proyección repentina de los mismos hacia los ocupantes. Hasta la fecha, en los arreglos tipo sandwich sólo se ha controlado el paso de la radiación solar con vidrios entintados, polímeros entintados o por la adhesión de un plástico de color metálico sobre la superficie del arreglo tipo sandwich. En el Laboratorio de Energía Solar (IIM-UNAM) se han propuesto también adicionar una o dos películas de sulfuros metálicos en los vidrios tipo sandwich, teniendo las siguientes estructuras: a) **vidrio + depósito de sulfuro metálico + polímero + vidrio** y b) **vidrio + depósito de sulfuro metálico + polímero + depósito de sulfuro metálico + vidrio** esperando que estos tengan al menos las propiedades de adherencia de astillas y resistencia mecánica como la de los vidrios ya utilizados, así como también mejores propiedades para el control del paso de la radiación solar.

Hasta la fecha se han estudiado las características ópticas y térmicas de los sustratos de vidrio con películas de sulfuros metálicos para ventanas con fines arquitectónicos [3, 4, 5, 6, 8, 12, 14, 15, 16] quedando aún por realizar estudios para otras aplicaciones; tal es el caso de los vidrios que se ocupan como parabrisas en automóviles o vidrios tipo sandwich.

Idealmente un controlador de radiación solar para ventanas debe tener una transmitancia en la región del visible entre el 0.1 y el 0.3 y una transmitancia en el infrarrojo menor de 0.1. En la Figura 1.1 se muestran las transmitancias y reflectancias ideales de un controlador óptico para fines de ventanas y la sensibilidad espectral S_e del ojo humano para la luz del día [16]. Los sulfuros metálicos que se han propuesto como controladores ópticos en el Laboratorio de Energía Solar son: Cu_xS , PbS , Bi_2S_3 , SnS , NiS y ZnS , así como también combinaciones de ellos. Estas películas cumplen en gran parte las condiciones ideales de transmitancias y ya han dado buenos resultados en los estudios de aplicaciones arquitectónicas [12].

Como se puede ver en la Figura 1.1 la transmitancia debe de ser lo confortable en la región del visible (0.3 a 0.7 μm) para fines de iluminación del recinto; caer drásticamente para valores de longitud de onda mayores a 0.7 (infrarrojo) para evitar que esta radiación llegue a los objetos interiores, sea absorbida ahí y consecuentemente se incremente la temperatura del recinto. Los valores de la reflectancia deben de ser bajos en la región del visible para evitar el deslumbramiento de terceros, y ser altos en cualquier otra longitud de onda para evitar el paso de la radiación hacia el interior del recinto y por lo tanto la emisión de calor de los objetos internos. El valor de reflectancia que se sugiere para el controlador óptico es de 0.1 o menores para evitar que la reflectancia del arreglo tipo sandwich no se altere de forma considerable.

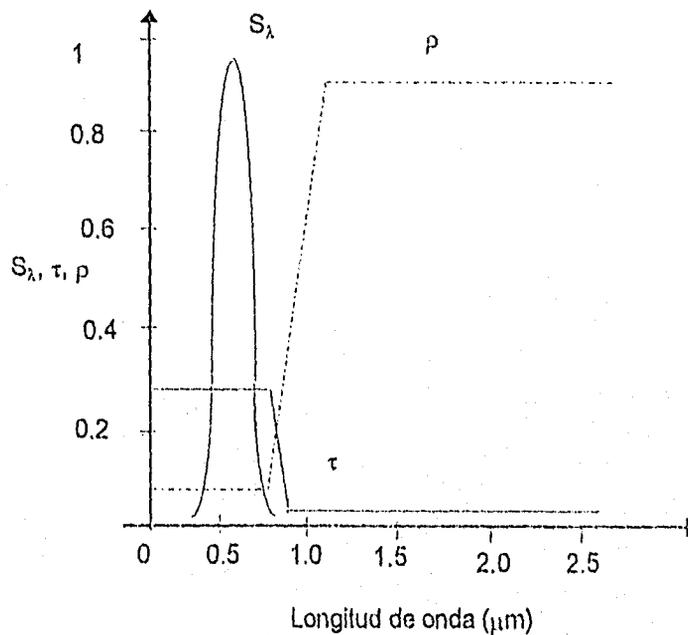


Figura 1.1. Comportamiento espectral ideal de transmitancia y reflectancia de un controlador de radiación solar, y dependencia espectral normalizada de la sensibilidad S_λ del ojo humano a la luz del día.

Los controladores ópticos a base de sulfuros metálicos generalmente tienen altas absorptancias por lo que cuando se le hace incidir un flujo radiativo la temperatura del conjunto se eleva de forma considerable. El calor generado en el vidrio laminado con controlador óptico a causa de la absorción emiten calor tanto al interior como al exterior del recinto, por lo que parte del calor absorbido por el controlador óptico (es el que más absorbe en el arreglo) llega al interior del recinto. Por lo tanto, la energía que llega al recinto es la suma de la transmitida más parte de la reemitida por el arreglo tipo sandwich. Por lo anterior, se hace necesario un análisis del comportamiento térmico del conjunto para poder calcular la energía que entra al recinto y así saber en que porcentaje se atenuó la energía que llega a la ventana.

1.2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.

Con la importancia que tiene el ahorro de energía en el acondicionamiento de espacios, se han desarrollado diversos trabajos, entre ellos están los que atienden el problema de controlar el paso de la radiación solar a través de ventanas. Pero la gran mayoría de los trabajos realizados lo estudian para fines arquitectónicos quedando sin atender el estudio de ventanas más específicas, como es el caso de las ventanas de automóviles.

La revisión bibliográfica puede dividirse en dos áreas; una de ellas es el estudio de transferencia de calor en ventanas atendiendo a los diferentes parámetros que son necesarios para caracterizar el comportamiento de una ventana. Por otro lado, está el estudio de transferencia de calor en ventanas con controlador óptico; en esta subsección se presenta el estado del arte en la evaluación térmica de vidrios con películas optoelectrónicas.

1.2.1 ESTUDIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN VENTANAS.

Dubrous y Harrison en 1988 [3], para evaluar el funcionamiento térmico de una ventana, construyeron un simulador solar. Durante las pruebas fueron colocados varios tipos de vidrios en un sistema con caja calorimétrica capaz de simular la radiación solar y las condiciones del medio ambiente. El coeficiente de transferencia de calor y el coeficiente de sombreado son obtenidos simultáneamente a partir de un análisis de regresión lineal de los resultados experimentales. En los cálculos se considera convección natural y condiciones de estado estacionario. Los resultados se presentan para los diferentes vidrios; además, se comparan las características térmicas entre muestras, tal como el coeficiente de sombreado.

El manual de ASHRAE en 1977 [7], publica un estudio de ventanas donde se analizan la terminología utilizada, los componentes y los factores que intervienen en la caracterización de ventanas. En este manual se menciona como predecir la posición del sol; por otra parte, discute la forma de tratar la radiación solar difusa, la radiación solar absorbida y el coeficiente global de transferencia de calor. Muestra el comportamiento del factor de sombreado al variar el ángulo de incidencia para vidrios específicos.

1.2.2 ESTUDIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN VENTANAS CON CONTROLADORES ÓPTICOS.

Karlson et al. en 1988 [5], estudiaron el comportamiento térmico de vidrios con depósitos metálicos y materiales semiconductores para ventanas con doble vidrio, acondicionada para ahorro de energía en climas fríos. El modelo considera que el flujo de energía se hace en tres regiones: al interior de la habitación, entre cristales y al exterior de la habitación. Para cada región, se considera que el transporte de calor se hace por convección y radiación, los coeficientes de transferencia de calor convectivos

se especifican en el balance de calor de cada vidrio. En este balance los autores hacen las suposiciones de estado permanente, conducción unidimensional, radiación solar perpendicular a la superficie, temperatura en la superficie del vidrio constante y que la diferencia de temperatura entre las superficies de un mismo vidrio son despreciables, estas consideraciones están entre las más importantes en este estudio. El modelo matemático es resuelto numéricamente.

Viskanta y Hirtleman en 1978 [6], investigaron la transmisión de calor en ventanas con cubiertas selectivas en una de las caras del sustrato de vidrio. Estudiaron ventanas de doble y múltiples capas de vidrio. El estudio es teórico y se hacen las consideraciones de que el vidrio es un sólido semitransparente, la radiación solar se divide en directa y difusa tomando la radiación difusa uniforme sobre el hemisferio, las paredes interiores del edificio donde se encuentra la ventana se consideran como emisores grises y difusos a la radiación térmica, el sistema se supone en estado cuasiestacionario respondiendo instantáneamente a los cambios de insolación, temperatura de aire y velocidad de viento.

Estrada et al. en 1993 [12] y [14] desarrollan un modelo matemático para la simulación del comportamiento térmico de vidrios con controlador óptico para uso arquitectónico. El modelo es en una dimensión, considera conducción de calor en el interior de la muestra y convección y radiación en las fronteras. Calcula el coeficiente de sombreado y define y calcula el factor de rechazo solar.

Alvarez en 1994 [4], presenta un análisis teórico del comportamiento térmico de vidrios con controlador óptico solar para una y dos dimensiones. Ambos modelos son para estado transitorio y estacionario considerando transferencia de calor por conducción en el vidrio y convección y radiación al exterior. El modelo unidimensional calcula la redistribución de la componente de radiación absorbida, distribución de temperaturas en el vidrio, coeficiente de sombreado y factor de rechazo solar. En el modelo bidimensional considera una cavidad con dos paredes horizontales opacas

adiabáticas, una pared vertical opaca isotérmica y la pared restante, vertical semitransparente compuesta por el vidrio con controlador óptico. El controlador óptico se adhiere en la cara del vidrio que da al interior de la habitación. Por la pared semitransparente se transmite la radiación solar. El fluido al interior de la cavidad es aire y es radiativamente no participante. Se calculan los flujos de calor neto al exterior e interior para la cavidad con y sin controlador óptico; con estos resultados se encuentra que la diferencia porcentual entre la suma de esos flujos y la radiación incidente fue menor al 4%, indicando este valor un posible error numérico. Encontró también que para la cavidad con controlador óptico a una temperatura exterior de 35°C, el coeficiente de sombreado fue de 42%, mientras que para la cavidad con vidrio claro sin controlador óptico fue de 92.2%.

Jiménez en 1995 [8], presenta comparaciones de resultados teóricos y experimentales de la transferencia de calor en estado transitorio de un vidrio con controlador óptico. El modelo matemático permite predecir el comportamiento térmico de vidrios con controladores ópticos. Se considera estado transitorio, unidimensional y que la transferencia de calor se realiza por conducción, convección y radiación. El dispositivo experimental permite medir tanto la radiación incidente a la muestra, como las temperaturas del aire vidrio y película. Concluye que el modelo teórico predice el comportamiento térmico transitorio del sistema vidrio-película dentro de un error porcentual del 6.7%.

Alvarez et al. [10], han realizado estudios semejantes a los de Estrada pero en estado transitorio para diferentes sulfuros metálicos ($ZnS-Cu_x$ y $SnS-Cu_xS$) obteniendo además tiempos de repuesta del sistema.

Se realizó una revisión bibliográfica en las bases de datos que se enlistan en el Anexo 3, buscando el tema de Análisis Térmico de Vidrios de Seguridad Laminados. Los resultados de la revisión bibliográfica muestran que los análisis térmicos realizados en vidrios de seguridad se enfocan principalmente a la resistencia al fuego y a las

propiedades térmicas de los componentes, y no a la transferencia de calor por la incidencia de radiación solar.

1.3 OBJETIVOS.

El objetivo de este trabajo es evaluar analítica y experimentalmente el comportamiento térmico de arreglos vidrio + controlador óptico + polímero + vidrio (arreglo tipo sandwich) en estado transitorio para determinar su eficiencia en la reducción de ganancias térmicas.

Son objetivos particulares la instrumentación de un dispositivo experimental que permite la evaluación del comportamiento térmico del arreglo tipo sandwich. Así como también, desarrollar un modelo matemático con fronteras radiativas y convectivas unidimensional en estado transitorio. Después, utilizando los resultados experimentales validar el modelo teórico y finalmente comparar los resultados cuando se tiene un arreglo vidrio + controlador óptico + polímero + vidrio y vidrio + polímero + vidrio.

CAPÍTULO 2

ANÁLISIS MATEMÁTICO

En este capítulo se presenta el problema físico de encontrar el comportamiento térmico de vidrios tipo sandwich con controlador óptico expuesto en el capítulo anterior. A partir del modelo físico se formula un modelo matemático y se presenta la estrategia de solución del modelo matemático.

2.1 PROBLEMA FÍSICO.

El problema consiste en determinar el comportamiento térmico de vidrios tipo sandwich con controlador óptico o vidrios de seguridad laminados con controlador óptico cuando se utilizan en ventanas. Este problema se modela físicamente reduciéndolo a conocer que tan eficientemente un sólido semitransparente rechaza la radiación solar que incide sobre él, y que cantidad deja pasar. El sólido semitransparente en cuestión está formado por cuatro capas adheridas de diferentes

materiales, por lo que éste debe ser considerado como un sólido semitransparente compuesto.

El problema del sólido semitransparente con incidencia radiativa se presenta cuando un flujo radiativo incide de forma normal sobre el sólido. De la radiación solar que llega a la superficie, parte se refleja ρG , parte se absorbe αG y el resto pasa a través del sólido τG . La radiación absorbida es transformada en energía térmica que luego es transmitida por conducción dentro del sólido hasta sus fronteras. La energía que llega del interior del sólido hasta sus fronteras se transfiere al medio ambiente por ambas caras mediante transporte convectivo y radiativo. Por lo tanto, la generación de calor causada por la absorción de radiación solar hace que pase una cantidad adicional de calor además de la energía que se transmite, ver Figura 2.1.1.

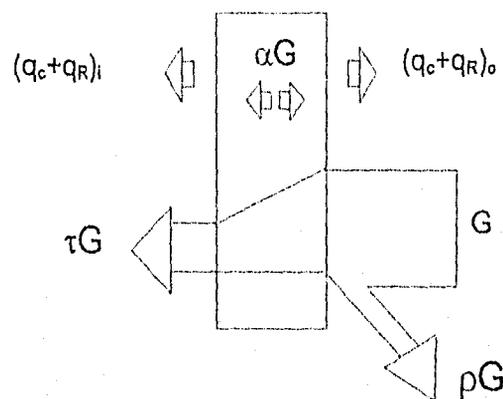


Figura 2.1.1 Comportamiento térmico de un sólido semitransparente.

Se considera que el lado de la muestra que recibe al flujo radiativo es la cara externa o lado externo ya que simula el lado exterior de una ventana, y la restante simula el lado interior o cara interna de la ventana. Las consideraciones que se hacen son que: la radiación solar G se considera que incide en forma normal al sólido semitransparente, permanece sin cambios en su intensidad a lo largo del tiempo que

dura la prueba y es uniforme en toda el área. El aire que se encuentra del lado interior está a una temperatura inicial T_i y es cambiante con el tiempo al igual que la temperatura del aire que esta del lado exterior que inicialmente está a T_o . La energía absorbida por el sólidos incrementa la temperatura de éste provocando gradientes de temperatura en su interior, principalmente en dirección normal a la superficie (considerando una placa infinitamente grande) por lo que se puede considerar un problema unidimensional. Los flujos de energía del sólido hacia el interior y exterior dependen de los coeficientes de transporte; para este trabajo los valores de los coeficientes de transporte convectivos h_i y h_o y los conductivo k_p y k_g se consideran constantes.

El sólido está formado por un arreglo de cuatro capas adheridas de tres materiales con diferentes propiedades y espesores. En primer término está una placa de vidrio, seguida de una película delgada de material semiconductor, después está una membrana de polivinil butiral y por último cerrando el arreglo está otra placa de vidrio. En el sólido semitransparente compuesto que se estudia, cada componente tiene diferentes propiedades ópticas y térmicas, tales como absortancias, transmitancias, reflectancias y coeficientes de transporte de calor. Esto hace que el conjunto tenga las propiedades conjuntas de los componentes del sandwich, ver Tabla 2.1. Los vidrios claros de 3 mm tienen transmitancias de 0.86, absortancias de 0.06 y reflectancias de 0.08 en dirección normal a la superficie. La película semiconductor de tipo Cu_xS de 6 μm de espesor tiene absortancias de 0.50, transmitancias de 0.44 y reflectancias de 0.06. El polivinil butiral tiene transmitancia cercana a 1 y absortancia despreciable. Los sustratos de vidrio tienen emitancias de 0.85.

Como se puede ver en la Figura 2.1.2, el flujo radiativo primeramente incide sobre el primer vidrio, donde parte de la radiación es transmitida y el resto es reflejada y absorbida. El flujo radiativo que logró pasar el primer vidrio al continuar su trayectoria a través del sandwich es absorbido en cierto porcentaje al paso de las diferentes capas restantes que componen al sandwich, así como también reflejado en cada interfaz. La

energía que logra pasar a través del arreglo es el producto del flujo radiativo G por la transmitancia de cada una de las capas $\tau_g \tau_f \tau_p \tau_g$. La energía transformada en calor es igual a la suma de la absorbida en cada uno de los componentes del sistema.

Tabla 2.1 Propiedades ópticas de las diferentes capas que forman el arreglo tipo sandwich.

vidrio	polímero	película	muestra tipo sandwich
$\alpha_g = 0.06$	$\alpha_p = 0$	$\alpha_f = 0.50$	$\alpha_T = 0.54$
$\tau_g = 0.86$	$\tau_p = 1$	$\tau_f = 0.44$	$\tau_T = 0.32$
$\rho_g = 0.08$	$\rho_p = 0$	$\rho_f = 0.06$	$\rho_T = 0.14$

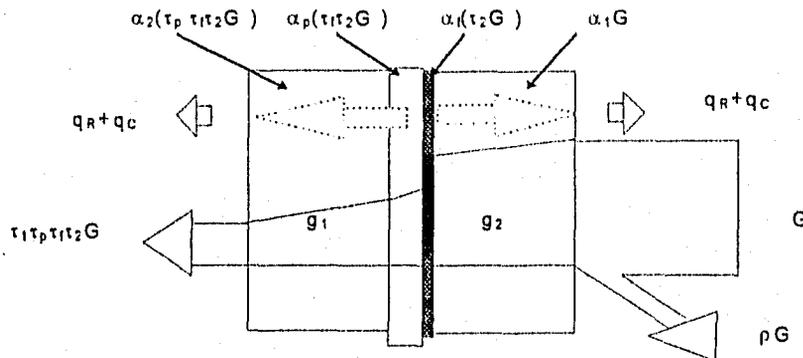


Figura 2.1.2 Comportamiento de un flujo radiativo normal a un arreglo tipo sandwich.

Cuando aún no se ha hecho incidir radiación sobre el sólido, toda la pared semitransparente compuesta está a una misma temperatura, esta temperatura se propone como el promedio de la del interior y exterior. Al empezar a absorber radiación solar el sólido compuesto comienza a calentarse, así como también las temperaturas ambientales externa T_o e interna T_i , hasta que eventualmente la cantidad de calor que absorbe el sistema es igual a la que pierde por convección y radiación al medio ambiente llegando de esta forma al estado estacionario.

Los factores que indican la eficiencia del vidrio con controlador óptico se denominan coeficiente de sombreado CS [7] y factor de rechazo solar FRS [14]. El coeficiente de sombreado es un indicador de la energía que logra llegar al otro lado de la muestra; mientras que el factor de rechazo solar indica el porcentaje de energía que quedo afuera.

2.2 MODELO MATEMÁTICO.

El modelo matemático que se presenta calcula la temperatura dentro del sólido semitransparente compuesto como función del espacio y del tiempo. Conociendo la distribución de temperaturas se calculan los flujos de calor y partiendo de estos también el coeficiente de sombreado y el factor de rechazo solar. En el modelo debe cumplirse el balance de calor en donde la suma de los flujos de calor transferidos por la muestra q_{cl} , q_{co} , q_{ri} , q_{ro} más la suma de la energía transmitida G_τ , más la reflejada G_ρ son igual a la energía solar que llega G , Figura 2.2.1.

En el modelo matemático las temperaturas ambientales T_i y T_o se consideran sin cambios durante cada paso de tiempo, y cambiantes de un paso de tiempo a otro; por lo que la solución a todo un evento se realiza juntando las soluciones de cada uno de los pasos de tiempo.

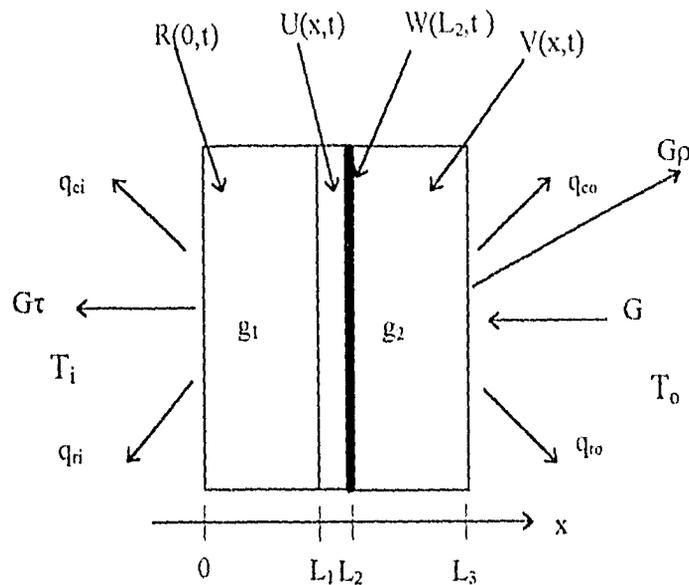


Figura 2.2.1 Balance de calor en el arreglo tipo sandwich y temperaturas por obtener en el modelo.

La ecuación de conducción de calor unidimensional dentro de un sólido semitransparente se formula de la siguiente manera:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\alpha}{k} \frac{dF}{dx} \quad 2.1$$

donde T es la temperatura, x es la posición, t es el tiempo, α es la difusividad térmica, k es la constante de transferencia de calor por conducción y F es la función de atenuación por absorción y dispersión (obtenida de la ley de Beer, ver Anexo B), a su vez la función de atenuación depende del coeficiente de extinción del vidrio S_g de la forma siguiente:

$$F(x) = Ge^{-S_g(L-x)}$$

donde L es el ancho de la placa, S_g es el coeficiente de extinción y G es el flujo radiativo.

El primer término del lado derecho de la Ecuación 2.1 es el término conductivo y el restante del mismo lado es el término de generación de calor. El término del lado izquierdo corresponde al cambio de energía interna del sistema.

Si se aplica la Ecuación 2.1 a cada uno de los sólidos que forman el sandwich, queda un sistema de tres ecuaciones diferenciales parciales de segundo orden no homogéneas acopladas con cuatro incógnitas. Esto se debe a que en la película no se puede aplicar la Ecuación 2.1 ya que se considera que toda la película está a la misma temperatura por ser muy delgada comparada con los espesores de las otras placas. La cuarta ecuación para hacer consistente el sistema de ecuaciones se obtiene de un balance de energía en la película de control solar.

Se designa la temperatura del vidrio 1 como R , la del polímero como U , la de la película de control solar como W y la del vidrio 2 como V .

Para el vidrio 1 del arreglo, se tiene que:

$$\frac{\partial R}{\partial t} = \alpha_g \frac{\partial^2 R}{\partial x^2} + \frac{\alpha_g}{k_g} q_1'' \quad 2.2$$

con solución de $0 \leq x \leq L_1$. El término de generación de calor puede ser sustituido por:

$$q_1'' = \frac{dF_1}{dx} = G \tau_g \tau_f \tau_p S_g e^{-S_g(L_1-x)}$$

las condiciones de frontera e iniciales son:

$$\text{en } x = 0 \quad -k \frac{\partial R(0, t)}{\partial x} = h_i(R(0, t) - T_i) + \sigma \epsilon_g (R(0, t)^4 - T_i^4)$$

donde U es la temperatura en el polímero.

$$\text{en } t = 0 \quad R(L_1, 0) = \frac{T_1 + T_0}{2}$$

Para la segunda capa que corresponde a la de polivinil butiral la Ecuación 2.1 queda:

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \alpha_p \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\alpha_p}{k_p} q_2'' \quad 2.3$$

con $L_1 < x \leq L_2$. El término de generación de calor en la capa de polivinil butiral se considera despreciable $q_2'' \sim 0$ debido a su baja absorción. Las condiciones de frontera y la condición inicial son:

$$\text{en } x = L_1 \quad U(L_1, t) = R(L_1, t)$$

$$\text{en } x = L_2 \quad U(L_2, t) = W(t) = V(L_2, t)$$

$$\text{en } t = 0 \quad U(L_2, 0) = \frac{T_1 + T_0}{2}$$

Para la cuarta capa correspondiente al segundo sustrato de vidrio la Ecuación 2.1 queda:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = \alpha_g \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\alpha_g}{k_g} q_3'' \quad 2.4$$

con $L_2 < x \leq L_3$. El término de generación de calor se sustituye por:

$$q_3'' = \frac{dF_3}{dx} = G s_g e^{-s_g(L_3-x)}$$

$$q_3'' = \frac{dF_3}{dx} = G s_g e^{-s_g(L_3-x)}$$

Las condiciones de frontera e inicial son:

$$\text{en } x = L_2 \quad V(L_2, t) = w(t)$$

$$\text{en } x = L_3 \quad -k_g \frac{\partial V(L_3, t)}{\partial x} = h_0(V(L_3, t) - T_0) + \sigma \epsilon_g (V(L_3, t)^4 - T_0^4)$$

$$\text{en } t = 0 \quad V(L_3, 0) = \frac{T_1 + T_0}{2}$$

Haciendo un balance de energía en la película delgada del semiconductor se tiene que:

$$\alpha_f \tau_g G = -k_g \frac{\partial V}{\partial x} + k_p \frac{\partial U}{\partial x} \quad 2.5$$

en $x = L_2$.

Con las Ecuaciones 2.2, 2.3, 2.4 y 2.5 se tiene un sistema de cuatro ecuaciones diferenciales parciales lineales no homogéneas de segundo y primer orden acopladas con cuatro incógnitas. En las condiciones de frontera de las Ecuaciones 2.2 y 2.4 en el término de disipación de calor por radiación existe una dependencia de la temperatura a la cuarta potencia teniendo así condiciones de frontera no lineales. Al resolver el sistema de ecuaciones, los valores de las temperaturas que se obtienen son: la temperatura en la superficie externa del vidrio 1 $R(0, t)$, la temperatura de la unión de la superficie del vidrio 1 y el polímero $U(L_1, t)$, la temperatura de la película W y la temperatura de la superficie externa del vidrio 2 $V(L_3, t)$. Conociendo las temperaturas en las fronteras de cada componente es posible calcular los perfiles de temperatura de la muestra, así como también los flujos de calor que se disipan por convección y radiación hacia el medio ambiente, tanto al interior del recinto q_i como al exterior q_o . Estos flujos de calor están dados respectivamente por:

$$q_i = h_i(R(0,t) - T_i) + \sigma \epsilon_g (R(0,t)^4 - T_i^4) \quad 2.6$$

$$q_o = h_o(V(L_3,t) - T_o) + \sigma \epsilon_g (V(L_3,t)^4 - T_o^4) \quad 2.7$$

donde

El coeficiente de sombreado CS es una medida estándar [7] de la eficiencia de la ganancia térmica de un vidrio. Este coeficiente se calcula como la relación de la energía solar transmitida más la que transfiere hacia el interior de la muestra en cuestión y la energía transmitida más la transferida hacia el interior pero para un vidrio claro de 3 mm. Este coeficiente puede expresarse de la siguiente manera:

$$CS = \frac{[q(t) + \tau G]_{\text{vidrio-muestra}}}{[q(t) + \tau G]_{\text{vidrio-3mm}}} \quad 2.8$$

Estrada et al. [14] desarrollaron otra relación para evaluar los sistemas de vidrios con controladores ópticos, y la denominaron Factor de Rechazo Solar FRS. Este factor indica la relación entre la energía que no pasó al interior del recinto q_o y la radiación solar que llega a la muestra G .

$$FRS = \frac{[q_o(t) + \rho G]_{\text{vidrio-muestra}}}{G} \quad 2.9$$

Para encontrar el coeficiente de sombreado y el factor de rechazo solar se calculan los flujos de energía a partir de las temperaturas y se sustituyen en las Ecuaciones 2.8 y 2.9 respectivamente.

2.3 SOLUCIÓN NUMÉRICA.

El problema ahora se ha llevado a resolver un sistema de cuatro ecuaciones diferenciales parciales lineales acopladas, no homogéneas, de segundo y primer orden con condiciones de fronteras lineales y no lineales (Ecuaciones 2.2, 2.3, 2.4 y 2.5). La solución analítica de este sistema no se conoce por tratarse de sistemas de ecuaciones acopladas con condiciones de fronteras no lineales, sin embargo una solución numérica es posible.

Existen varios métodos numéricos en la solución de sistemas de ecuaciones diferenciales parciales, entre ellos se encuentran los métodos de diferencias finitas, método de elemento finito y los de Montecarlo. El método utilizado en este trabajo fue el método de diferencias finitas. La solución de sistemas de ecuaciones por el método de diferencias finitas se pueden clasificar en dos esquemas: esquema explícito y esquema implícito. Los esquemas explícitos son simples en su implementación y permiten soluciones directas de las variables, ya que generan una ecuación algebraica con una incógnita para cada variable [17]. Sin embargo, estos esquemas tienen la limitante de que el incremento en el tiempo fija el tamaño de malla o viceversa, para poder permanecer estables. Los esquemas implícitos requieren de la solución simultánea de un sistema de ecuaciones algebraicas, pero tienen la ventaja de no tener limitantes en cuanto a la estabilidad. En este trabajo se emplea el esquema explícito por simplicidad.

Tomando la Ecuación 2.2 correspondiente al vidrio 1, discretizando la variable espacial con $x = i \Delta x$, discretizando la variable temporal con $t = n \Delta t$, despejando R_i^{n+1} y arreglando términos se tiene:

$$R_i^{n+1} = A_1 R_i^n + A_2 (R_{i+1}^n + R_{i-1}^n) + A_3 q_{1i}^n \quad 2.10$$

donde:

$$A_1 = 1 - 2Fo_g, \quad A_2 = Fo_g, \quad A_3 = \frac{\alpha_g \Delta t}{k_g} \quad \text{y} \quad q_{1i}^n = G \tau_g \tau_f \tau_p s_g e^{-S_g(L_1 - i\Delta x)}$$

Fo_g es el numero de Fourier para el vidrio 2 y está dado por:

$$Fo_g = \frac{\alpha_g \Delta t}{\Delta x^2}$$

donde α_g es la difusividad del vidrio 1, Δt es el incremento en el tiempo y Δx es el incremento en la posición.

La Ecuación 2.10 se aplica a todos los nodos del vidrio 1 excepto en los nodos frontera, quedando su rango de $0 < x < L_1$. Para obtener la ecuación del nodo frontera en $x = 0$ se discretiza la condición de frontera quedando:

$$-k_g \frac{R_{+1}^n - R_{-1}^n}{2\Delta x} = h_i(R_0^n - T_i) + \sigma \epsilon_g (R_0^{n4} - T_i^4)$$

si se despeja para el nodo imaginario T_{-1}^n se tiene que:

$$R_{-1}^n = R_{+1}^n - \frac{2\Delta x h_i}{k_g} (R_0^n - T_i) - \frac{2\Delta x \sigma \epsilon_g}{k_g} (R_0^{n4} - T_i^4) \quad 2.11$$

La Ecuación 2.10 cuando $x = 0$ queda:

$$R_0^{n+1} = A_1 R_0^n + A_2 (R_{+1}^n + R_{-1}^n) + A_3 q_{10}^n \quad 2.12$$

sustituyendo el nodo imaginario R_{-1}^n de la Ecuación 2.11 en 2.12 se tiene la ecuación de frontera en $x = 0$.

$$R_0^{n+1} = A_1 R_0^n + 2A_2 \left[R_{+1}^n - \frac{\Delta x h_i}{k_g} (R_0^n - T_i) - \frac{\Delta x \sigma \epsilon_g}{k_g} (R_0^{n4} - T_i^4) \right] + A_3 q_{10}^n \quad 2.13$$

Para obtener la segunda ecuación de frontera del vidrio 1 se sustituye $x = L_1$ en la ecuación 2.10, resultando:

$$R_{L_1}^{n+1} = A_1 R_{L_1}^n + A_2 (R_{L_1+1}^n + R_{L_1-1}^n) + A_3 q_{1L_1}^n \quad 2.14$$

el nodo imaginario se obtiene con $R_{L_1+1}^n = U_{L_1+1}^n$, quedando:

$$R_{L_1}^{n+1} = A_1 R_{L_1}^n + A_2 (U_{L_1+1}^n + R_{L_1-1}^n) + A_3 q_{1L_1}^n \quad 2.15$$

Expresando la Ecuación 2.3 correspondiente al polímero en forma discretizada con la variable espacial $x = i \Delta x$ y la variable temporal con $t = n \Delta t$, si se despeja U_i^{n+1} y se arreglan términos, se tiene la ecuación nodal para el polímero; quedando

$$U_i^{n+1} = B_1 U_i^n + B_2 (U_{i+1}^n + U_{i-1}^n) + B_3 q_{2i}^n \quad 2.16$$

con:

$$B_1 = 1 - 2Fo_p, \quad B_2 = Fo_p, \quad B_3 = \frac{\alpha_p \Delta t}{k_p} \quad \text{y} \quad q_{2i}^n = G \tau_g \tau_f S_p e^{S_p(L_1 - i \Delta x)} \approx 0$$

donde Fo_p es el número de Fourier para el polímero y está dado por:

$$Fo_p = \frac{\alpha_p \Delta t}{\Delta x^2}$$

donde α_p es la difusividad del polímero.

La Ecuación 2.16 se aplica a todos los nodos interiores del polímero, su rango es de $L_1 < x < L_2$. Las condiciones de frontera son:

$$x = L_1 \quad U(L_1, t) = R(L_1, t) \quad 2.17$$

$$x = L_2 \quad V(L_2, t) = U(L_2, t) = W^n \quad 2.18$$

Sustituyendo $x = L_2$ en la Ecuación 2.16, se obtiene:

$$U_{L_2}^{n+1} = B_1 U_{L_2}^n + B_2 (U_{L_2+1}^n + U_{L_2-1}^n)$$

sustituyendo W^n por $U_{L_2}^n$ de la Ecuación 2.18 se obtiene la ecuación de frontera para la interfaz polímero-película en función de la temperatura de la película semiconductor quedando en función de la temperatura W^n .

$$U_{L_2}^{n+1} = B_1 W^n + B_2 (V_{L_2+1}^n + U_{L_2-2}^n) \quad 2.19$$

Expresando la Ecuación 2.5 correspondiente al balance de la película en forma discretizada con $x = i \Delta x$ y $t = n \Delta t$ se tiene:

$$\alpha_1 \tau_g G = -k_g \frac{V_{L_2+1}^n - V_{L_2}^n}{\Delta x_g} + k_p \frac{U_{L_2}^n - U_{L_2-1}^n}{\Delta x_p}$$

substituyendo $V(L_2, t)$ y $U(L_2, t)$ por W^n de la Ecuación 2.18, despejando W^n y arreglando términos, se tiene que:

$$W^n = \frac{\frac{\alpha_1 \tau_g G \Delta x}{k_g} + V_{L_2+1}^n + \frac{\Delta x_g k_p}{\Delta x_p k_g} U_{L_2-1}^n}{\left(1 + \frac{\Delta x_g k_p}{\Delta x_p k_g}\right)} \quad 2.20$$

Para obtener la ecuación de frontera se sustituye la Ecuación 2.20 en la Ecuación 2.19:

$$U_{L_2}^{n+1} = B_1 \left(\frac{\frac{\alpha_f \tau_g G \Delta x}{k_g} + V_{L_2+1}^n + \frac{\Delta x_g k_p}{\Delta x_p k_g} U_{L_2-1}^n}{\left(1 + \frac{\Delta x_g k_p}{\Delta x_p k_g} \right)} \right) + B_2 (V_{L_2+1}^n + U_{L_2-2}^n) \quad 2.21$$

Expresando la Ecuación 2.4 correspondiente al vidrio 2 en forma discretizada con $x = i \Delta x$ y $t = n \Delta t$, despejando V_i^{n+1} y arreglando términos se tiene:

$$V_i^{n+1} = C_1 V_i^n + C_2 (V_{i+1}^n + V_{i-1}^n) + C_3 q_{3i}^n \quad 2.22$$

con:

$$C_1 = 1 - 2Fo_g, \quad C_2 = Fo_g, \quad C_3 = \frac{\alpha_g \Delta t}{k_g} \quad \text{y} \quad q_{3i}^n = GS_g e^{-S_g(L_3 - i \Delta x)}$$

donde Fo_g es el número de Fourier para el vidrio 2, y está dado por:

$$Fo_g = \frac{\alpha_g \Delta t}{\Delta x^2}$$

siendo α_g la difusividad térmica del vidrio 2.

La Ecuación 2.22 se aplica a los nodos interiores de vidrio 2, quedando su rango de $L_2+1 < i \Delta x < L_3$. Sustituyendo $x = L_2+1$ en la Ecuación 2.22 para encontrar los valores de frontera, queda:

$$V_{L_2+1}^{n+1} = C_1 V_{L_2+1}^n + C_2 (V_{L_2+2}^n + V_{L_2}^n) + C_3 q_{3L_2+1}^n$$

sustituyendo $V_{L_2}^n$ de la Ecuación 2.18 por W^n resulta que:

$$V_{L_2+1}^{n+1} = C_1 V_{L_2+1}^n + C_2 (V_{L_2+2}^n + W^n) + C_3 q_{3L_2+1}^n \quad 2.23$$

quedando en función de la temperatura de película.

Discretizando la condición de frontera en $x = L_3$ se tiene

$$-k_g \frac{V_{L_3+1}^n - V_{L_3-1}^n}{2\Delta x} = h_o (V_{L_3}^n - T_o) + \sigma \epsilon_g (V_{L_3}^{n4} - T_o^4)$$

despejando el nodo imaginario $V_{L_3+1}^n$ se tiene que:

$$V_{L_3+1}^n = V_{L_3-1}^n - \frac{2\Delta x h_o}{k_g} (V_{L_3}^n - T_o) - \frac{2\Delta x \sigma \epsilon_g}{k_g} (V_{L_3}^{n4} - T_o^4) \quad 2.24$$

sustituyendo $V_{L_3}^n$ en la Ecuación 2.22 queda que:

$$V_{L_3}^{n+1} = C_1 V_{L_3}^n + C_2 (V_{L_3+1}^n + V_{L_3-1}^n) + C_3 q_{3L_3}^n \quad 2.25$$

La ecuación de frontera en $x = L_3$ se obtiene sustituyendo el nodo imaginario V_{L_3+1} de la Ecuación 2.24 en la ecuación 2.25.

$$V_{L_3}^{n+1} = C_1 V_{L_3}^n + 2C_2 \left[V_{L_3-1}^n - \frac{\Delta x h_o}{k_g} (V_{L_3}^n - T_o) - \frac{\Delta x \sigma \epsilon_g}{k_g} (V_{L_3}^{n4} - T_o^4) \right] + C_3 q_{3L_3}^n \quad 2.26$$

Las condiciones iniciales discretizadas quedan:

$$T_1^0 = \frac{T_1 + T_o}{2}, \quad U_i^0 = \frac{T_1 + T_o}{2} \quad y \quad V_1^0 = \frac{T_1 + T_o}{2} \quad 2.27$$

La condición para que la solución numérica no diverja es que el número de Fourier sea menor o igual a 0.5, o lo que es lo mismo:

$$\frac{\alpha_s \Delta t}{\Delta x^2} \leq \frac{1}{2} \quad \text{y} \quad \frac{\alpha_p \Delta t}{\Delta x^2} \leq \frac{1}{2}$$

En esta restricción se puede ver que entre más pequeño sea el ancho de malla el tamaño del incremento de tiempo también disminuirá, pero en forma de la mitad del cuadrado.

Para la discretización de la malla se toman en cuenta los números de Fourier del vidrio y del polímero. El espesor del arreglo de vidrio, película, polímero y vidrio se divide en nueve partes, teniendo así un total de diez nodos; el incremento de tiempo se toma de 0.5 segundos. Las primeras cuatro partes corresponden al vidrio 1, una parte al polímero y las cuatro restantes al vidrio 2.

El modelo de solución por diferencias finitas comienza dando valores iniciales a cada uno de los nodos. Partiendo de los valores conocidos de los nodos, calcula los valores de cada nodo al siguiente tiempo y así sucesivamente.

El nodo 9 se calcula con la Ecuación 2.25. El nodo 8 y 7 se calcula con la Ecuación 2.22. El nodo 6 se obtiene con la Ecuación 2.23. El nodo 5 se encuentra con la Ecuación 2.19. El nodo 4 se obtiene aplicando la Ecuación 2.14. El nodo 3, 2 y 1 se obtienen aplicando la Ecuación 2.10. El nodo 0 se calcula con la Ecuación 2.12.

Una vez conocidas las temperaturas en las muestras, se aplican las Ecuaciones 2.6 y 2.7 para encontrar los flujos de calor hacia ambos lados de la muestra. Los valores de los flujos de calor calculados se sustituyen 2.8 y 2.9 para encontrar el coeficiente de sombreado y factor de rechazo solar respectivamente.

La condición para que la solución numérica no diverja es que el número de Fourier sea menor o igual a 0.5, o lo que es lo mismo:

$$\frac{\alpha_g \Delta t}{\Delta x^2} \leq \frac{1}{2} \quad \text{y} \quad \frac{\alpha_p \Delta t}{\Delta x^2} \leq \frac{1}{2}$$

En esta restricción se puede ver que entre más pequeño sea el ancho de malla el tamaño del incremento de tiempo también disminuirá, pero en forma de la mitad del cuadrado.

Para la discretización de la malla se toman en cuenta los números de Fourier del vidrio y del polímero. El espesor del arreglo de vidrio, película, polímero y vidrio se divide en nueve partes, teniendo así un total de diez nodos; el incremento de tiempo se toma de 0.5 segundos. Las primeras cuatro partes corresponden al vidrio 1, una parte al polímero y las cuatro restantes al vidrio 2.

El modelo de solución por diferencias finitas comienza dando valores iniciales a cada uno de los nodos. Partiendo de los valores conocidos de los nodos, calcula los valores de cada nodo al siguiente tiempo y así sucesivamente.

El nodo 9 se calcula con la Ecuación 2.25. El nodo 8 y 7 se calcula con la Ecuación 2.22. El nodo 6 se obtiene con la Ecuación 2.23. El nodo 5 se encuentra con la Ecuación 2.19. El nodo 4 se obtiene aplicando la Ecuación 2.14. El nodo 3, 2 y 1 se obtienen aplicando la Ecuación 2.10. El nodo 0 se calcula con la Ecuación 2.12.

Una vez conocidas las temperaturas en las muestras, se aplican las Ecuaciones 2.6 y 2.7 para encontrar los flujos de calor hacia ambos lados de la muestra. Los valores de los flujos de calor calculados se sustituyen 2.8 y 2.9 para encontrar el coeficiente de sombreado y factor de rechazo solar respectivamente.

El algoritmo de solución para encontrar los flujos de calor al exterior e interior del sólido semitransparente compuesto como resultado de la absorción de energía radiativa se presenta en el Anexo 1. En el Anexo 2 se presenta el programa de cómputo codificado en Fortran 77 correspondiente al diagrama de flujo del Anexo 1.

CAPÍTULO 3

TRABAJO EXPERIMENTAL

En este capítulo se estructura un modelo experimental; se presenta el dispositivo en donde se realizaron los experimentos, la instrumentación del dispositivo experimental y el diseño del experimento.

3.1 DESCRIPCIÓN DEL EXPERIMENTO.

En la primera sección del capítulo dos, el problema de conocer el comportamiento térmico de vidrios tipo sandwich usados en ventanas se redujo a conocer la eficiencia de un sólido semitransparente a: rechazar la radiación solar y a dejarla pasar. En esta sección se presenta la estrategia para conocer experimentalmente: la eficiencia de un sólido semitransparente para rechazar la radiación solar, para dejarla pasar y comparar estas eficiencias en diferentes sólidos semitransparentes.

El experimento consiste en: hacer incidir radiación solar con intensidad conocida de forma normal a un vidrio tipo sandwich, conocer la temperatura y la velocidad del aire de cada lado de la muestra, así como también conocer las temperaturas de las superficies de la muestra. El experimento depende del tiempo, comienza en condiciones ambientales estacionarias sin incidencia radiativa y termina cuando se alcanzan condiciones estacionarias con incidencia radiativa. Para efectos de comparación, se disponen dos muestras al mismo tiempo y a las mismas condiciones experimentales. El lado de la muestra en donde incide el flujo radiativo simula la cara exterior de una ventana y la otra cara simula el lado interior de la ventana.

Para llevar a cabo el experimento es necesario un dispositivo con soporte para al menos dos muestras, capaz de poder ser orientado según la posición del sol. Ya que las pérdidas de calor por convección son más fáciles de conocer en convección forzada, es necesario que el dispositivo cuente con suministradores de flujo de aire constante a lo largo de las superficies de las muestras.

Las precauciones en el diseño del dispositivo experimental son: aislarlo de corrientes de aire ajenas al experimento, por las muestras sólo debe pasar la radiación deseada y el albedo no debe de influir en el experimento.

Cuando se realiza el experimento, la energía radiante absorbida por la muestra eleva la temperatura de la misma; luego, la energía absorbida se transfiere en forma de calor por conducción hacia las superficies, y desde ambas superficies de la muestra se transfiere por convección y radiación al medio circundante exterior e interior. Entonces, la energía total que deja pasar la muestra es la suma de la transmitida más la que se transfiere por convección y radiación hacia el interior.

Los flujos de calor que emite la cara exterior e interior de la muestra se calculan respectivamente con las ecuaciones:

$$q_0 = h_0(T_2 - T_1) + \sigma\varepsilon(T_2^4 - T_1^4) \quad 3.1$$

y

$$q_i = h_i(T_3 - T_4) + \sigma\varepsilon(T_3^4 - T_4^4) \quad 3.2$$

donde T_1 es la temperatura del flujo de aire exterior a 3 cm de la superficie de la muestra, T_2 es la temperatura de la superficie exterior, T_3 es la temperatura de la superficie interior y T_4 es la temperatura del flujo de aire a 3 cm de la superficie interior.

El coeficiente de transferencia de calor por convección forzada se calcula con la siguiente relación [2]:

$$h = \frac{k_a}{L} 0.036 Pr^{1/3} Re^{0.8} \quad 3.3$$

además, se obtiene usándolo como parámetro de ajuste en el modelo teórico del capítulo 2 cuando se toman como referencia los datos obtenidos en la experimentación. Los coeficientes convectivos se ajustan usando criterios de balances de energía.

Los coeficientes de transferencia de calor convectivo se consideran constantes a lo largo del experimento, así como también las propiedades del aire y de la muestra.

3.2 DISPOSITIVO EXPERIMENTAL.

El dispositivo experimental que se utilizó para estudiar la transferencia de calor en vidrios con controlador óptico fue denominado DETCOV (Dispositivo para el Estudio Térmico de Controladores Ópticos en Ventanas), la Figura 3.1 presenta una vista del dispositivo con sus dimensiones. El dispositivo cuenta con un marco principal, un marco secundario y el soporte de ambos. El marco principal está adecuado para alojar dos muestras de prueba (con controlador y sin controlador óptico) como se muestra en la Figura 3.2. En el marco secundario reposa un espejo comercial y el tercer marco, es el soporte de todo el conjunto. Las muestras utilizadas tienen las dimensiones de 40 cm por 23.5 cm. La muestra A que es la que se estudia como alternativa novedosa, esta formada por dos placas de vidrio de 3 mm, una membrana de 0.9 mm de polivinil butiral y una película de 6 μm de Cu_xS como controlador óptico, y la muestra B que es la de referencia, está compuesta por dos vidrios de 3 mm y una membrana de 0.9 mm de polivinil butiral.

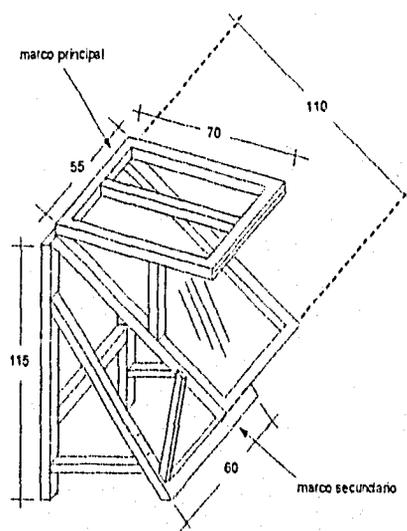


Figura 3.1 Dimensiones en centímetros del DETCOV (Dispositivo para el Estudio Térmico de Controladores Ópticos en Ventanas).

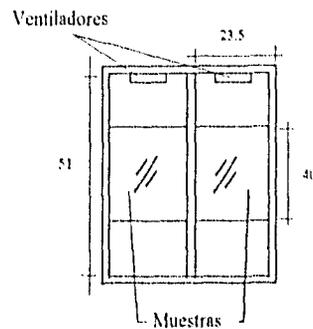


Figura 3.2 Marco de soporte de muestras o marco principal.

El dispositivo está construido de madera de pino, las dimensiones del marco principal (el que soporta las muestras) y del secundario (el que soporta al espejo) son de 70 cm X 65 cm y de 110 cm X 65 cm centímetros respectivamente. El marco principal respecto al secundario, permanece fijo a un ángulo de 45°, mientras que el conjunto gira respecto a la base con el fin de que pueda orientarse para que los rayos del sol lleguen en forma normales al plano del marco principal. La Figura 3.3 muestra una vista lateral del DETCOV. El espejo del marco secundario es con el fin de desviar el flujo radiativo que pasa a través del primer marco hacia afuera del dispositivo para evitar que la radiación solar sea reflejada nuevamente a las muestras.

En el DETCOV se pueden medir las temperaturas de las superficies de las muestras, del fluido adyacente a las superficies de las muestras y la radiación global que llega a las mismas, así como la velocidad del flujo de aire que va paralelo a las superficies.

La radiación solar que incide en las muestras del DETCOV pasa por lo siguiente: la radiación incide en forma normal sobre la muestra con controlador y la muestra sin controlador óptico. Parte de la radiación incidente se refleja, parte

se absorbe y el resto se transmite. La radiación transmitida llega al espejo y es reflejada a 90° por el marco secundario para que no se regrese a las muestras, esto con el fin de que la radiación no incida más de una vez en el experimento, ver Figura 3.3.

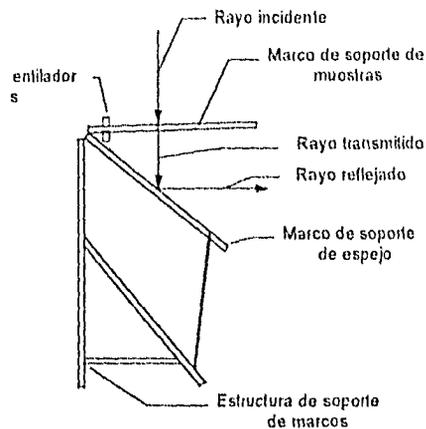


Figura 3.3 Vista lateral del DETCOV

El marco principal cuenta con un ventilador marca S&P modelo CK 120 de $40 \text{ m}^3/\text{hr}$ (especificación del fabricante) para cada muestra de prueba; con velocidades en la parte externa de 4 m/s y en la parte interna de 3 m/s en promedio. Con el flujo de aire que entregan los ventiladores se asegura que las pérdidas de calor convectivas sean en régimen de convección forzada. Para minimizar las corrientes de aire indeseables que provocan cambios instantáneos en las lecturas de las temperaturas, se colocaron mamparas de madera color blanco mate de 2 metros de altura alrededor del DETCOV para así aislarlo del medio ambiente [8], ver Figura 3.4.

Los experimentos se realizaron en la plataforma solar del Laboratorio de Energía Solar en Temixco, Mor. que se encuentra a una latitud de 18.85° y se llevaron a cabo durante los meses de julio a septiembre de 1995.

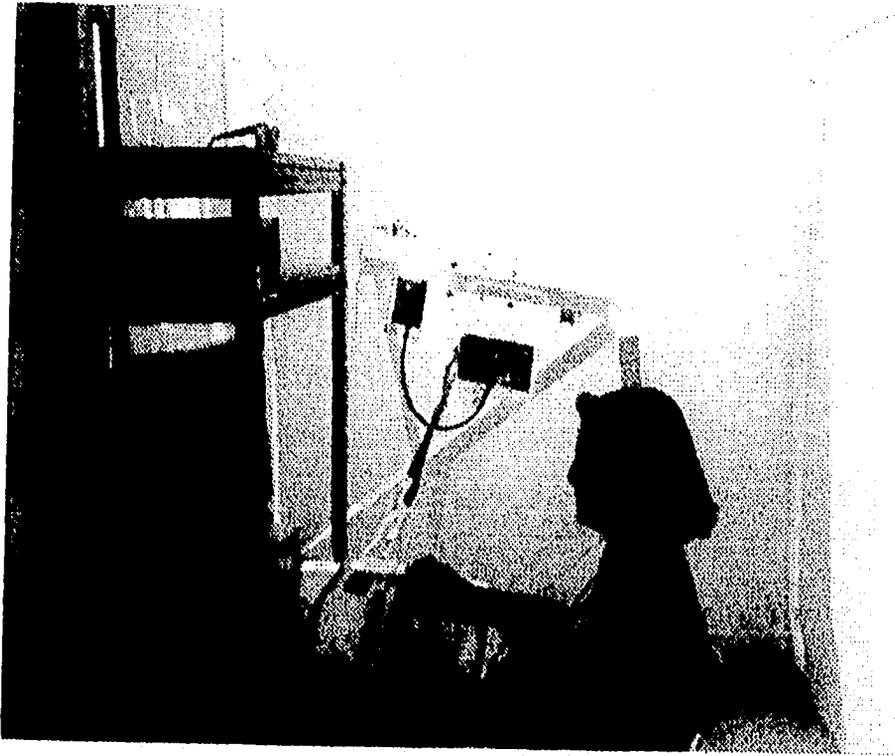


Figura 3.4 Toma de datos en el experimento

3.3 INSTRUMENTACIÓN.

El dispositivo experimental se instrumentó para medir temperaturas en la parte central de las superficies de las muestras por ambos lados, temperaturas y velocidades del flujo de aire fuera de la capa límite por ambos lados para cada muestra y radiación solar.

Los termopares se colocaron en ambas superficies de la muestras así como también se colocaron a cada lado de la muestra separados 3 cm. La separación entre termopar y muestra se designó en base al espesor de capa límite. El espesor de la capa límite se calculó en base a la derivación que se presenta en

[1] y resultó ser de 0.8 y 0.75 cm (ver Anexo 5) para el lado interior y lado exterior respectivamente, ver Figura 3.5.

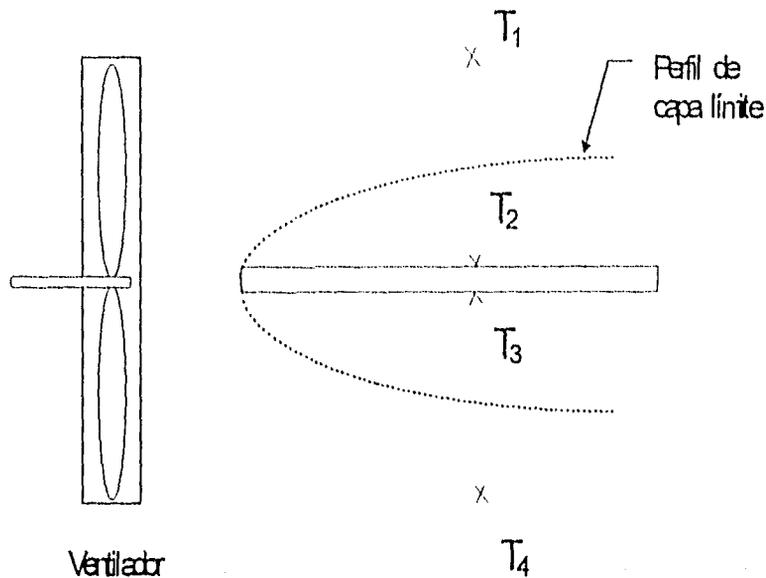


Figura 3.5. Posición de los termopares en el dispositivo experimental.

Las temperaturas fueron registradas con termopares tipo "T" (cobre-constantan) calibre 36 (1 mm de espesor) con rango de error de 0.8 °C y forro de nylon [13]. El calibre del termopar se eligió para que el tiempo de respuesta fuera mínimo. Se colocó un termopar en cada cara de las muestras (termopares T_2 y T_3) y otros a 3 centímetros de cada superficie de las muestras (termopares T_1 y T_4), como se muestra en la Figura 3.5.

La toma de datos de los termopares se automatizó conectando los termopares a un equipo de cómputo con un CPU 486 a 66 Mhz por medio de las tarjetas PCI-812 y PCL-789 de Advantech Co., Ltd. IBM, las señales de salida de la tarjeta PCL-812 fueron procesadas por el software GENIE que hace un despliegue en forma directa de las temperaturas de los termopares, ver Figura 3.6.

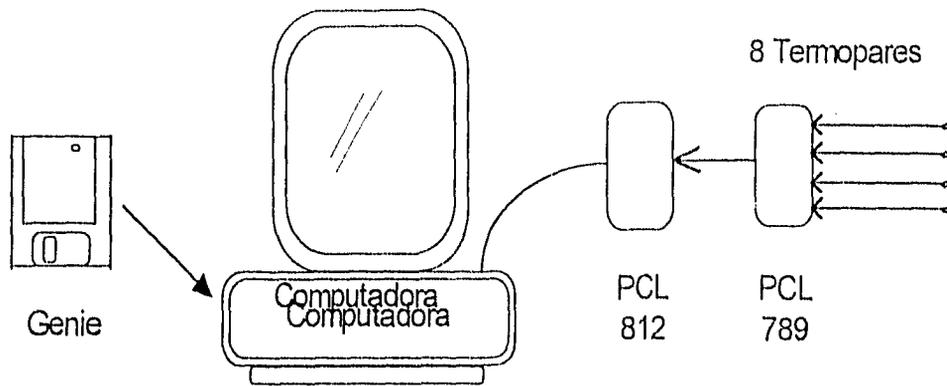


Figura 3.6. Control de lecturas de termopares en el dispositivo experimental.

La tarjeta multiplexora PCL-789 se usó para ampliar el número de canales de la tarjeta PCL-812. La tarjeta PCL-812 es la interfaz entre el equipo de cómputo y los transductores, ésta transforma la señal analógica a digital para que pueda ser procesada por la computadora. El software GENIE recibe la señal del termopar en forma digital y le aplica la ecuación correspondiente para que aparezca directamente en pantalla la temperatura a la que se encuentra la punta del termopar. El GENIE tiene la capacidad de leer y desplegar en pantalla la lectura numérica y gráfica de todos los termopares usados a un mismo tiempo, además hace un archivo de las lecturas.

La radiación global normal que llega al sistema fue medida con un piranómetro Eppley modelo PSP, número de serie 29129F3 que tiene una constante de $9.68 \times 10^{-6} \text{ V/Wm}^2$, ver Figura 3.7. El Piranómetro se colocó a la misma inclinación que las muestras; esto con el fin de conocer el flujo radiativo que llega en dirección normal al plano de las muestras en cuestión. Las lecturas del piranómetro se registraron en forma manual con un multímetro.

La velocidad de viento fue medida fuera de la capa límite hidrodinámica a tres centímetros de la muestra con un anemómetro de película caliente marca Cole Parmer modelo 37000-90 denominado Tri-Sense Kit, y se registró manualmente.

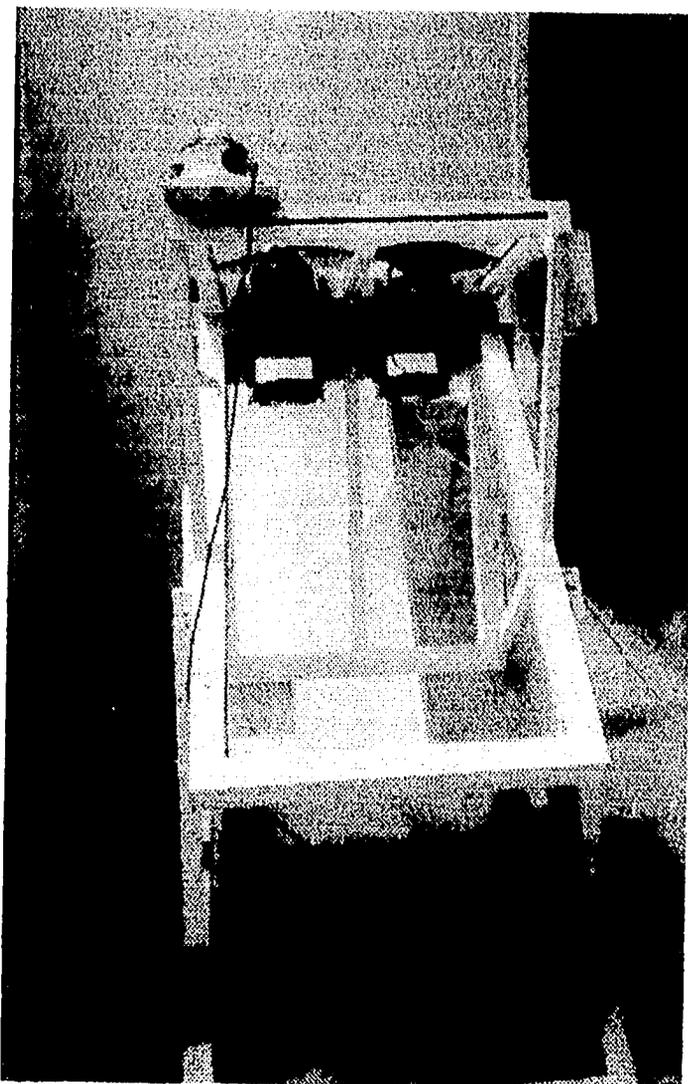


Figura 3.7 Vista general de la instrumentación del DETCOV.

La velocidad de viento fue medida fuera de la capa límite hidrodinámica a tres centímetros de la muestra con un anemómetro de película caliente marca Cole Parmer modelo 37000-90 denominado Tri-Sense Kit, y se registró manualmente.

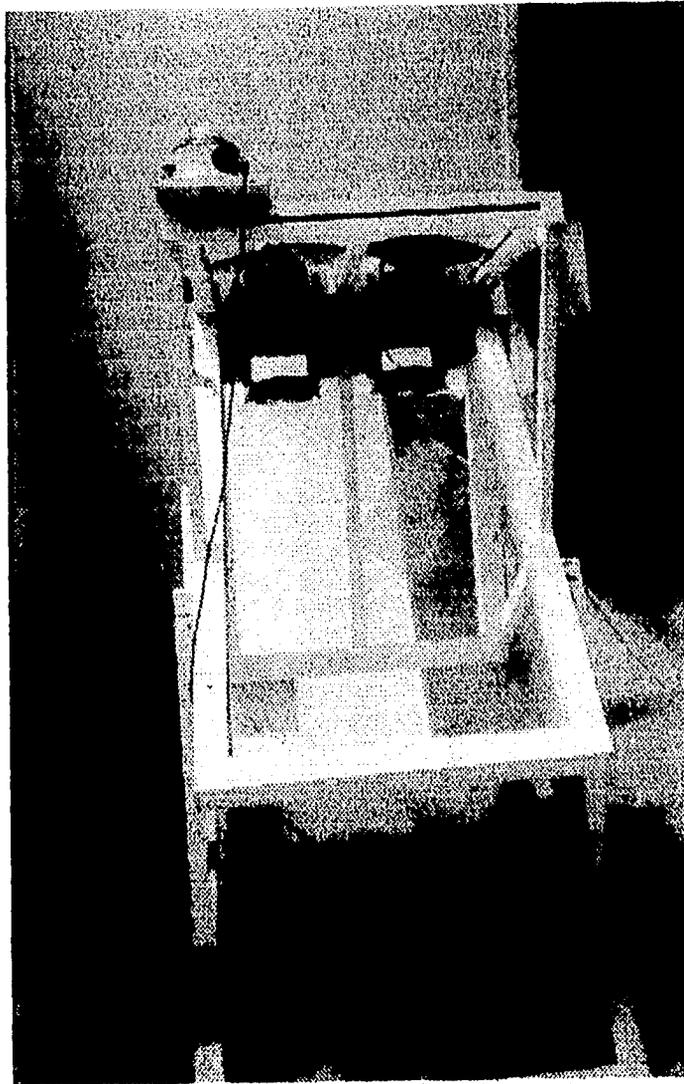


Figura 3.7 Vista general de la instrumentación del DETCOV.

3.4 DISEÑO EXPERIMENTAL.

Las mediciones en cada experimento tuvieron una duración de 34 minutos con registros de temperatura y radiación solar cada minuto; mientras que para la velocidad de viento se hicieron tres registros por experimento. Se previó que los experimentos se realizaran entre las 11 y las 15 horas para asegurar una atenuación de la radiación solar no menor a AM2 (dos masas de aire); debido a esto se hicieron hasta tres eventos experimentales al día dependiendo de las condiciones climatológicas.

Las condiciones climatológicas que más afectan al experimento son: los vientos y los cambios de la radiación solar consecuencia de la presencia de nubes, siendo las bolsas de aire las que más influyen. En la Figura 3.8 se grafican las historias de las temperaturas que registran los cuatro termopares colocados en la muestra A y adyacentes a ella. En el eje secundario de la misma figura se presenta la historia de la radiación solar para este experimento. Los resultados muestran que cambios de radiación causados por nubes no cambian de forma significativa las historias de temperatura, siempre y cuando no se tenga una interrupción de la radiación mayor a tres minutos, como se puede ver en la Figura 3.8.

Los cambios en las lecturas de los termopares debido a las bolsas de aire son notorios ya que cuando se presentaba una, cambian en forma semejante las lecturas de todos los termopares, pero principalmente las lecturas que corresponden al aire que fluye sobre la muestra T_1 y T_4 , tanto para la muestra con controlador como para la que no tiene controlador; esto se puede apreciar en la Figura 3.9. En la misma figura se observa que las fluctuaciones en las temperaturas del aire repercuten de la misma forma, pero más atenuada en las temperaturas correspondientes a las superficies de las muestras, esto debido a la inercia térmica del vidrio.

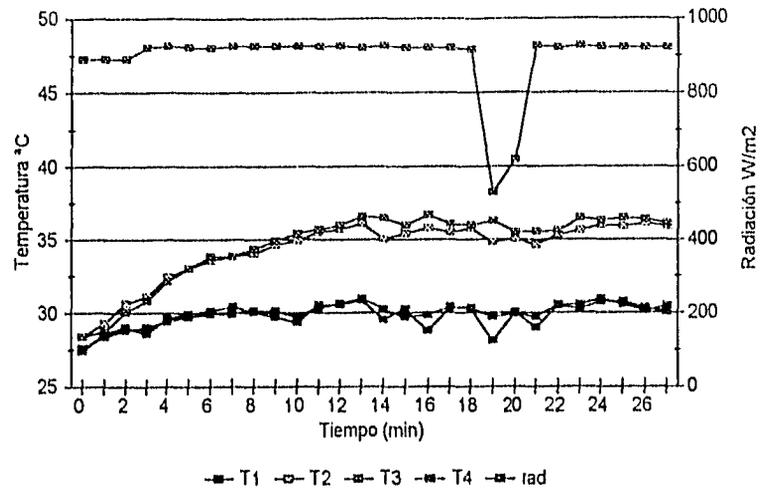


Figura 3.8 Historia de temperaturas de una muestra con controlador óptico con presencia de una nube que estuvo presente por menos de tres minutos.

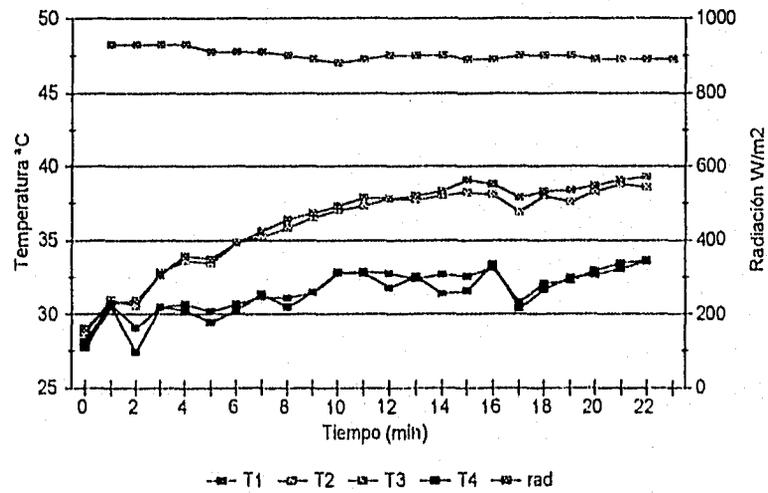


Figura 3.9 Historia de temperaturas de una muestra con controlador óptico en presencia de bolsas de aire.

Se hicieron en total 32 experimentos finales, de los cuales 18 se desechados por presentar oscilaciones marcadas en las historias de temperaturas debidas a bolsas de aire que se presentaron repentinamente. De los restantes, cuatro se omitieron por presencia de nubes que duraron más de tres minutos; de los diez restantes, tres tienen nubosidades que no cambian de forma notoria los resultados; por lo que se cuenta con 10 series de experimentos que muestran la repetitividad del evento y 7 experimentos con los que se puede validar el modelo matemático del Capítulo 2.

3.5 ANÁLISIS DE INCERTIDUMBRE.

Los errores en las mediciones repercuten en los cálculos de la relación de coeficientes de sombreado de la muestra A y B (CS_A/CS_B) y del factor de rechazo solar FRS; para esto se hace una estimación de la incertidumbre.

El cálculo de la incertidumbre en los resultados experimentales se realiza por el método de Kline y McClintock [18]. El método se basa en la designación de las incertidumbres de los variables independientes. Por lo que si

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$$

entonces la incertidumbre de R (w_R) está dada por:

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad 3.3$$

donde $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ son las incertidumbres en las variables independientes

La relación de coeficientes de sombreado CS_A/CS_B del vidrio muestra y del vidrio de referencia dependen de los flujos de calor al interior, de acuerdo a la Ecuación 2.8.

$$CS = \frac{[q(t) + \tau G]_A}{[q(t) + \tau G]_B} \quad 3.4$$

Aplicando la Ecuación 3.3 para obtener la incertidumbres del CS se tiene:

$$w_{CS_{A/B}} = \left[\left(\frac{\partial CS_{A/B}}{\partial q_i} w_{q_i} \right)_B^2 + \left(\frac{\partial CS_{A/B}}{\partial q_i} w_{q_i} \right)_A^2 + \left(\frac{\partial CS_{A/B}}{\partial G} w_G \right)^2 \right]^{1/2} \quad 3.5$$

El factor de rechazo solar tiene como variables independientes al flujo de calor de la muestra hacia el exterior q_o y el flujo radiativo G ; aplicando la Ecuación 3.3 se encuentra la relación de la Incertidumbre del FRS, quedando

$$w_{FRS} = \left[\left(\frac{\partial FRS}{\partial q_o} w_{q_o} \right)^2 + \left(\frac{\partial FRS}{\partial G} w_G \right)^2 \right]^{1/2} \quad 3.6$$

en donde el FRS esta dado por la Ecuación 2.9.

Las incertidumbres de los flujos de calor hacia el exterior q_o e interior q_i se obtienen a partir de las Ecuaciones 3.1 y 3.2 respectivamente; en donde las variables independientes son las temperaturas de las superficies de las muestras y el coeficiente de transporte convectivo. Para ambos flujos de calor, en el análisis de incertidumbre sólo se toman como variables a las temperaturas, ya que los coeficientes de transporte convectivos se obtienen ajustándolos en balances de calor. Entonces, las relaciones de las incertidumbres de los flujos de calor externos e internos están dados respectivamente por:

$$w_{q_0} = \left[\left(\frac{\partial q_0}{\partial T_1} w_{T_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_0}{\partial T_2} w_{T_2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad 3.7$$

y

$$w_{q_1} = \left[\left(\frac{\partial q_1}{\partial T_3} w_{T_3} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_1}{\partial T_4} w_{T_4} \right)^2 \right]^{1/2} \quad 3.8$$

La radiación solar se obtiene mediante un piranómetro; la lectura se obtiene midiendo la diferencia de potencial que se genera en el piranómetro V y dividiéndola entre la constante del piranómetro C, o lo que es lo mismo:

$$G = V / C \quad 3.9$$

$$w_G = \left[\left(\frac{\partial G}{\partial V} w_V \right)^2 + \left(\frac{\partial G}{\partial C} w_C \right)^2 \right]^{1/2} \quad 3.10$$

donde w_V es la incertidumbre del multímetro y w_C es la incertidumbre la constante del piranómetro.

En la Tabla 3.1 se muestran las incertidumbres de las variables que intervienen en el experimento; los valores de las constantes se muestran en la Tabla 4.2 para el experimento del 27 de julio de 1995.

Tabla 3.1 Incertidumbre en las variables que se miden en el experimento.

variable	incertidumbre
Temperaturas	$\pm 0.4 \text{ }^\circ\text{C}$
Voltaje del piranómetro	$\pm 0.2 \text{ Volts}$

CAPÍTULO 4

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo se presentan y discuten los resultados de los experimentos, los resultados teóricos y la comparación entre ambos; así como también el cálculo del coeficiente de sombreado y el factor de rechazo solar.

4.1 RESULTADOS EXPERIMENTALES.

La experimentación se llevó a cabo con el fin de analizar térmicamente los vidrios tipo sandwich conocidos como vidrios de seguridad laminados, así como también para validar el modelo teórico propuesto en el Capítulo 2. El experimento consistió en medir la incidencia radiativa sobre dos sólidos semitransparentes compuestos (muestra A y B) y medir las temperaturas a las que se presentan los flujos de calor de las muestras al ambiente que las rodea como consecuencia de la incidencia radiativa sobre él. Esto, para encontrar los coeficientes de sombreado y factores de rechazo solar que caracterizan a cada muestra. Los flujos de calor en cuestión son radiativos y convectivos en la interacción de las superficies de la muestra con el medio ambiente y conductivos en el interior de las muestras.

Los espesores de las capas límites hidrodinámicas se calcularon a partir de las velocidades medidas de los flujos de aire adyacentes a las muestras, resultando ser de 0.8 y 0.75 cm para el lado exterior e interior respectivamente, ver Anexo 5.

Dos juegos de gráficas de experimentos con distintas condiciones de temperatura inicial y radiación solar son analizadas; tres juegos más se presentan en el Anexo 6. Los resultados de los experimentos que se muestran, corresponden a aquéllos en los que las curvas de historias de temperatura fueron alteradas en forma mínima por bolsas de aire o cambios en la radiación solar. En sí, se procuró escoger los experimentos en los que la radiación permanecía lo más constante posible, así como también en aquéllos donde el aire ajeno al experimento influía de una forma mínima.

La Tabla 4.1 Presenta las propiedades ópticas globales de las muestras medidas. También se presentan las propiedades físicas del aire relevantes para este experimento [1]. Estos datos fueron necesarios para el cálculo del coeficiente de sombreado y del factor de rechazo solar experimentales.

Tabla 4.1 Propiedades ópticas y físicas de los componentes de las muestras y aire.

Vidrio de 3 mm	Muestra sin Cu _x S	Muestra Con Cu _x S	Aire
$\alpha = 0.06$	$\alpha = 0.16$	$\alpha = 0.54$	$k_a = 26.3 \times 10^{-3} \text{ W/m K}$
$\tau = 0.86$	$\tau = 0.76$	$\tau = 0.32$	$\nu = 15.89 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
$\rho = 0.08$	$\rho = 0.08$	$\rho = 0.14$	$Cp_a = 1.012 \text{ kJ/kg K}$
$\epsilon_g = 0.85$			$Dens_a = 1.204 \text{ kg/m}^3$
$k_g = 1.4 \text{ W/m K}$			$\alpha = 22.5 \text{ m}^2/\text{s}$
$Cp_g = 750 \text{ kJ/kg K}$			$Pr = 0.706$
$Dens_g = 2500 \text{ kg/m}^3$			

En las primeras cinco figuras de este capítulo se presentan los resultados del primer experimento que se analiza. El experimento se realizó el 27 de julio de 1995, dando comienzo a las 12:35 hrs. Los valores iniciales para las superficies de las muestras fueron en promedio de 28°C para el aire y de 29°C en las superficies de las muestras. La radiación solar permaneció con cambios despreciables, registrándose en promedio 950 W/m², medida con una incertidumbre de ± 20.66 W/m². Los vientos externos fueron ligeros, la velocidad del flujo de aire fue de 4 m/s y 3 m/s en promedio para el lado exterior e interior respectivamente, con incertidumbre de ± 0.2 m/s. En las Figuras 4.1 y 4.2 se muestran las historias de temperaturas de las superficies T₂ y T₃, así como también las del aire que fluye por cada una de las caras T₁ y T₄, en el eje secundario se muestra la historia de la radiación incidente. En la muestra A la temperatura T₃ es la más alta y alcanza valores en el estado estacionario hasta de 39°C y el promedio del mismo estado es de 38.6°C. La temperatura T₂ en el estado estacionario es de 37°C y las temperaturas del aire interno y externo T₁ y T₄ en promedio se comportan de forma semejante, promediando 32°C en el estado permanente. La muestra B alcanza el estado estacionario promediando 34°C en ambas superficies. El espesor de capa hidrodinámica para el flujo exterior e interior fue de 0.87 y 0.92 cm, ver Anexo 5; los coeficientes convectivos fueron de 20 W/m² y de 15.89 W/m² para el exterior e interior respectivamente cuando se calcularon con las relaciones de Kreith, ver Anexo 4. Los coeficientes de transferencia de calor convectivos cuando se usaron como parámetros de ajuste en el modelo teórico se obtuvieron de 80 W/m² y 4 W/m² para el exterior e interior respectivamente.

En las figuras se observa el efecto transitorio, en la muestra A correspondiente a la que tiene controlador óptico el estado transitorio dura 18 minutos aproximadamente aumentando la temperatura 10.6°C en las superficies y el transitorio en el aire dura 7 minutos e incrementa la temperatura 4°C. En la muestra B correspondiente a la muestra sin controlador óptico el período transitorio en las superficies dura 12 minutos calentándose 6°C y 6 minutos para el aire que se calienta 4°C. Puede notarse que en la muestra con controlador óptico el efecto transitorio es más marcado debido a que la

película de controlador óptico absorbe más energía. Se observa también que el efecto transitorio en el aire ambiente adyacente a la muestra A es mayor, como resultado de la influencia de la misma.

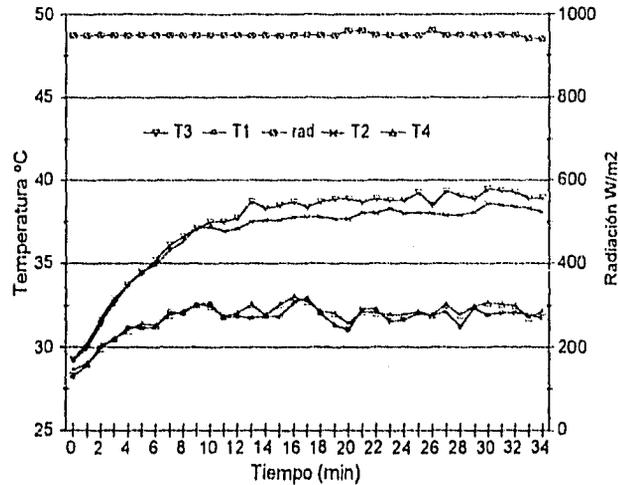


Figura 4.1 Historias de la radiación incidente y de las temperaturas de las superficies y aire que fluye fuera de la capa límite de la muestra con controlador óptico, muestra A.

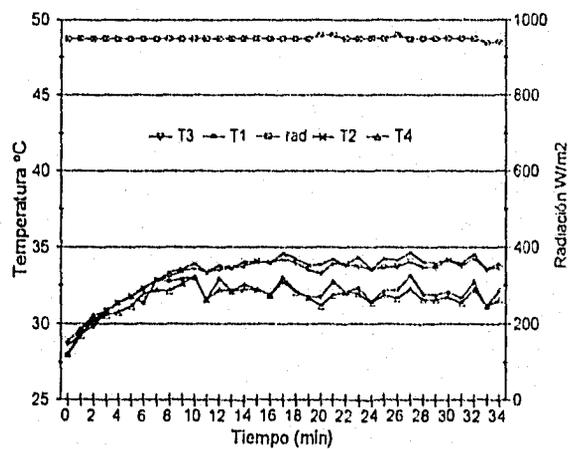


Figura 4.2 Historia de temperatura de las superficies y aire que fluye fuera de la capa límite de la muestra sin controlador óptico, muestra B.

En la Figura 4.3 se presenta una gráfica que indica el incremento de temperatura de la muestra A respecto a la B. El estado transitorio es notorio y a medida que transcurre el evento la diferencia de temperaturas se va incrementando hasta que se alcanza la diferencia máxima, esta diferencia es en promedio de 5.2°C y es en el estado estacionario. Es de observar que cuando comenzó el experimento la muestra con controlador óptico estaba $0,6^{\circ}\text{C}$ más caliente, esto fue debido a que no se alcanzó a recuperar del evento anterior.

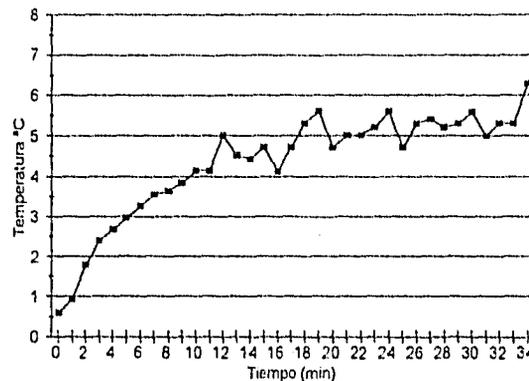


Figura 4.3. Historia del comportamiento de las diferencias de temperatura entre la muestra A y la B.

Los coeficientes de transporte convectivo igualmente se calcularon a partir de las velocidades medidas del aire que fluye adyacentemente a las superficies de la muestras. También, los coeficientes de transporte convectivos se obtuvieron usándolos como parámetros de ajuste en criterios de balance de energía a partir de los datos experimentales suministrados a la simulación matemática presentada en el capítulo II. Los valores de los coeficientes convectivos internos se calcularon con dos métodos; con la relación de la referencia [1] fue de 15.89 W/m^2 y tomándolo como parámetro de ajuste fue de 4 W/m^2 . Los valores de los coeficientes convectivos externos también difieren cuando se calculan de las dos formas, cuando se calcula con la relación de Kreith es de 20 W/m^2 y cuando se obtiene en forma de parámetro de ajuste es de 80

W/m^2 . Esta diferencia corresponde a las imperfecciones del experimento, así como también a que el modelo de Kreith no se ajusta totalmente a las condiciones que se manejan en este experimento. Se puede notar que la relación expuesta por Kreith no describe el valor del coeficiente convectivo en este experimento, ya que para estos valores de h no se cumple el balance de energía en la muestra.

Las Figuras 4.4 y 4.5 presentan las gráficas de los flujos de calor que transfiere la muestra con controlador óptico hacia el lado interior y lado exterior respectivamente; se muestra la componente convectiva, la radiativa y la total. Los flujos de calor convectivos que se muestran en estas gráficas son los que se obtuvieron con los coeficientes de transferencia de calor convectivos de los ajustes del balance de energía en la muestra.

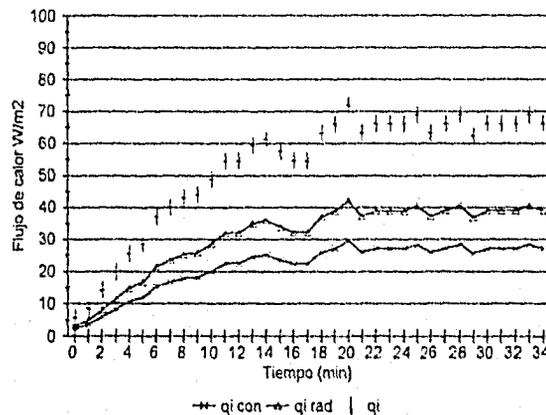


Figura 4.4 Historia del flujo de calor de la muestra hacia el lado interno.

La incertidumbre del flujo de calor reirradiado al interior q_i es de $\pm 2.73 W/m^2$ calculándola con la Ecuación 3.7; mientras que la incertidumbre del flujo de calor reirradiado al exterior es $24.21 W/m^2$, como se pueden ver en las Figuras 4.4 y 4.5, tal disparidad es consecuencia de la diferencia en los valores de los coeficientes convectivos.

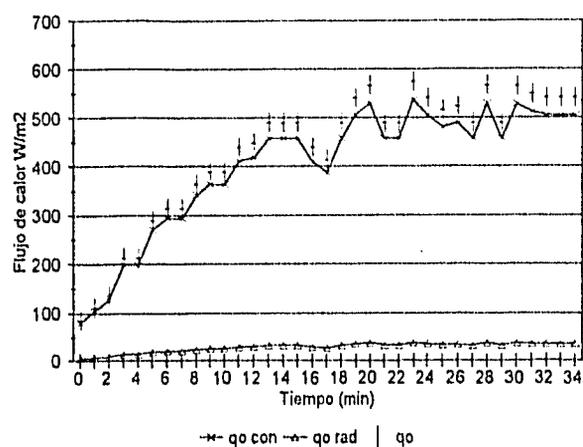


Figura 4.5 Historia del flujo de calor de la muestra hacia el lado externo.

Cuando se hace la suma de los flujos de calor en el estado permanente y se le adiciona la radiación reflejada por la muestra y la radiación transmitida por la muestra se tiene como resultado la radiación incidente G que para este caso es de $950 W/m^2$, cumpliéndose así el balance de energía en la muestra. En el flujo de calor al interior, las aportaciones convectivas y radiativas son semejantes tanto para el estado transitorio como para el estado permanente; siendo la componente radiativa mayor a medida que transcurre el tiempo hasta alcanzar la máxima diferencia de $5 W/m^2$ en el estado permanente. En el flujo de calor al exterior la componente convectiva es un orden de magnitud mayor que la radiativa, esto se debe al valor del coeficiente de transferencia de calor convectivo.

Los siguientes resultados experimentales fueron realizados el día 31 de agosto de 1995; el experimento comenzó a las 13:10 hrs. Estos resultados muestran un evento en el que a diferencia del anterior, las temperaturas comienzan en 30°C y la radiación en promedio es aproximadamente la misma que en el experimento del 27 de julio; pero, esta varía dentro de un rango un poco mayor. En la Figura 4.6 se presenta el comportamiento de las temperaturas de las superficies de la muestra A y en el eje secundario la radiación solar incidente. En este experimento, la temperatura del aire osciló hasta 3°C resultado de las bolsas de aire que se presentaron. En la muestra A las temperaturas de los flujos de aire T_1 y T_4 se registraron con valores semejantes, siendo ligeramente más alta la temperatura que se registró en T_4 correspondiente al lado interior; T_1 y T_4 en el estado estacionario registraron una temperatura promedio de 33°C y 34°C respectivamente. Las temperaturas en el estado estacionario de las superficies de la muestra A T_2 y T_3 se comportaron muy similares, con una temperatura promedio de 40.5°C. La historia de temperaturas de la muestra B se presenta en la Figura 4.7, en donde en el estado estacionario se nota que se registró temperatura promedio de 34°C en las superficies de la muestra.

El estado transitorio del calentamiento de la muestra A transcurre en 18 minutos con un incremento de 10.5°C en las superficies y 7 minutos duró lo que se calentó el flujo de aire que fueron 3.5°C. Para la muestra B se observa que las superficies tardan 12 minutos en el transitorio y se calientan 4.5°C, el aire se calienta en 6 minutos un total de 3.5°C.

Como se observa, los transitorios y los incrementos de temperatura fueron aproximadamente los mismos que los del experimento del 27 de julio de 1995 mostrando la repetitividad del experimento. En la siguiente tabla se comparan los resultados del experimento del 27 de julio y el del 31 de agosto.

Tabla 4.2 Resultados de los experimentos del 27 de julio y 31 de agosto.

Variable	Exp 27 de julio	Exp 31 de agosto		
Hora de inicio	12:35 hrs.	13:10 hrs.		
Temp inicial promedio	28.5 °C	30 °C		
Radiación solar	950 W/m ²	950 W/m ²		
Velocidad de aire en ext.	4 m/s	4 m/s		
Velocidad de aire en int.	3 m/s	3 m/s		
	muestra A	muestra B	muestra A muestra B	
T ₁ y T ₄ en estado permanente	32 °C	32 °C	33 °C	33 y 34 °C
T ₃ en estado permanente	38.6 °C	34 °C	40.5 °C	34 °C
T ₂ en estado permanente	37 °C	34 °C	40.5 °C	34 °C
Tiempo del transitorio en muestras	18 min	12 min	18 min	12 min
Δ T en muestras en transitorio	10.6 °C	6 °C	10.5 °C	4.5 °C
Tiempo del transitorio en aire	7 min	6 min	7 min	6 min
Δ T en flujo de aire en transitorio	4 °C	4 °C	3.5 °C	3.5 °C

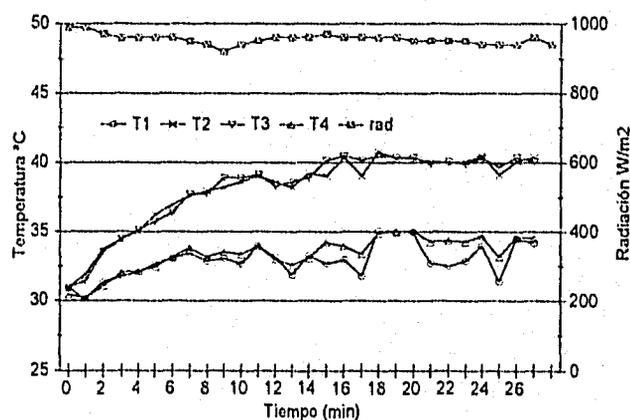


Figura 4.6 Historia de temperaturas de las superficies y aire que fluye fuera de la capa límite de la muestra con controlador óptico.

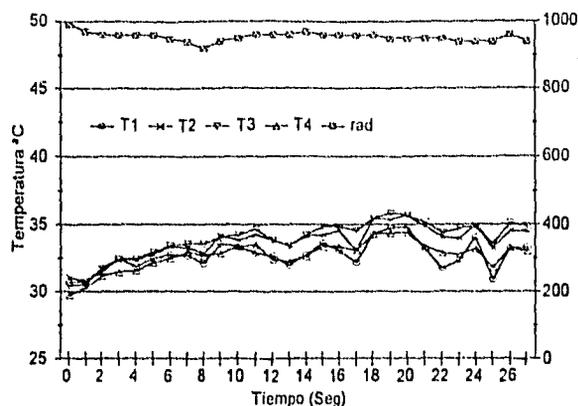


Figura 4.7 Historia de temperaturas de las superficies y aire que fluye fuera de la capa límite de la muestra sin controlador óptico.

La Figura 4.8 presenta la gráfica de las diferencias de temperatura registradas por los termopares de la superficies interiores T_3 de ambas muestras. Las máximas diferencias se encuentran en el estado estacionario y estas registran un promedio de 5.6°C .

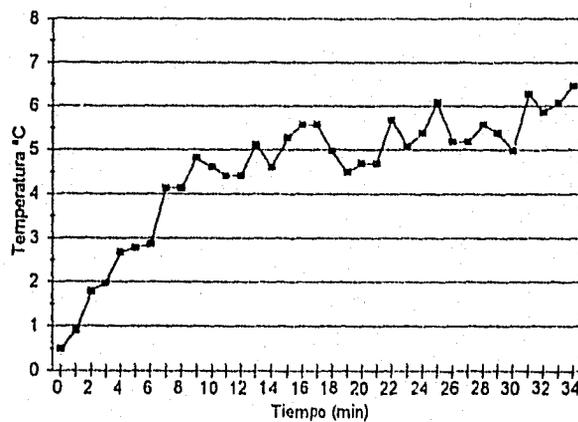


Figura 4.8 Historia del comportamiento de las diferencias de temperatura de una muestra con controlador óptico y una sin controlador óptico.

En las Figuras 4.9 y 4.10 se presentan los flujos de calor convectivos y radiativos que se reirradian de la muestra con controlador óptico hacia el exterior e interior respectivamente. Los coeficientes de transferencia de calor por convección se obtuvieron ajustándolos, de la misma forma que en los resultados del experimento del 27 de julio. Puede verse también en la parte interior, que el flujo de calor perdido por radiación representa un poco más del 50% del total de la energía reirradiada; mientras que para la parte externa este mismo no representa más del 5% .

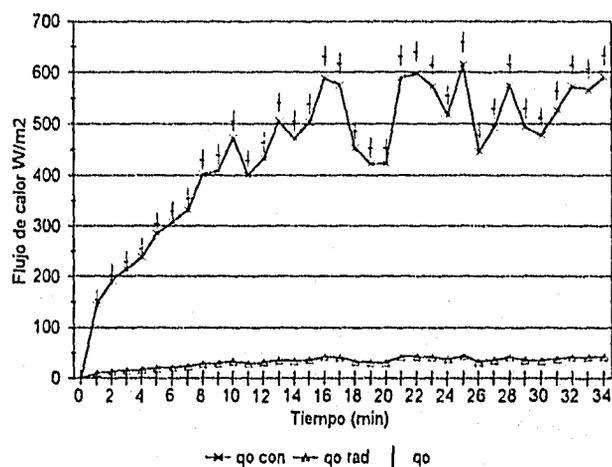


Figura 4.9 Historia del flujo de calor reirradiado de la muestra hacia el lado externo.

Se evaluaron dos experimentos que cumplen con las condiciones de repetitividad y congruencia, esto, con el fin de probar la concordancia respecto a otros experimentos con condiciones iniciales diferentes. Los experimentos evaluados se diferencian básicamente en la temperatura ambiente que corresponde a las temperaturas iniciales. En el segundo experimento, la temperatura inicial es 2°C más alta que en el primero.

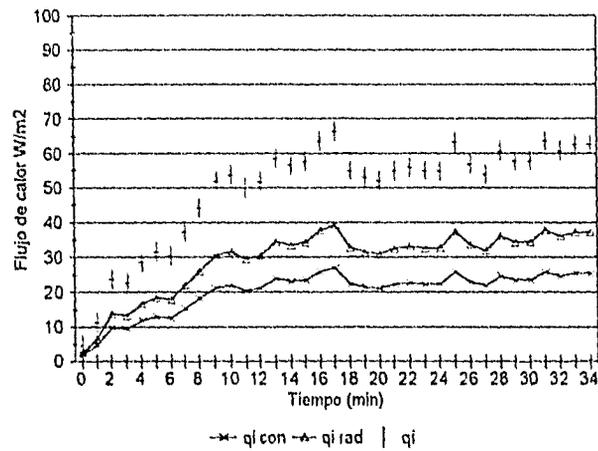


Figura 4.10 Historia del flujo de calor reirradiado de la muestra hacia el lado interno.

Comparando ambos resultados se nota que el tiempo de duración del estado transitorio de todas las temperaturas registradas del primer experimento son iguales a sus correspondientes del segundo experimento, tanto para la muestra A como para la muestra B. También se observa que las lecturas de los termopares son semejantes a sus homólogas, únicamente se encuentran desfasados con un poco menos de 2°C que corresponde a la diferencia de las condiciones iniciales. La excepción la hacen los termopares que registran las temperaturas de la superficies de la muestra sin controlador óptico; en el primer experimento se registra un incremento de 6°C mientras que en el segundo es de solo 4°C .

El flujo de calor al interior del experimento del 27 de julio es mayor que el correspondiente al del experimento del 31 de agosto, ver en las Figuras 4.4 y 4.10; la diferencia se debe a que la historia de temperaturas en el experimento del 27 de julio es mayor. Los flujos de calor al exterior son semejantes en promedio, pero el que se realizó el 31 de agosto presenta más variaciones.

4.2 VALIDACIÓN DEL MODELO TEÓRICO.

El problema de encontrar la eficiencia de un vidrio tipo sandwich con controlador óptico expuesto en el capítulo 1, se reduce en el capítulo 2 a conocer las transferencias de calor en una pared semitransparente compuesta en la que se hace incidir un flujo radiativo. En el mismo capítulo se presenta un modelo matemático y se plantea su solución. El planteamiento del modelo matemático da como resultado un sistema de cuatro ecuaciones diferenciales parciales lineales no homogéneas de segundo y primer orden acopladas con cuatro incógnitas y condiciones de frontera lineales y no lineales. El sistema de ecuaciones resultante se resolvió por el método de diferencias finitas con esquema explícito y con la ayuda de un programa de cómputo. El programa de cómputo se verificó con el criterio de balance de energía en la muestra, el error fue de 0.6%.

El programa se corrió con los parámetros que caracterizan al primer experimento mostrado en la sección 4.1. Se realizó una aproximación polinomial de las temperaturas T_1 y T_4 experimentales y así, se ocuparon en el programa. Los coeficientes de transferencia de calor convectivos se variaron hasta que las historias de temperatura coincidieran con las del experimento de tal manera que el error fuera mínimo. Los coeficientes de transferencia de calor después de los ensayos de prueba y error resultaron ser de 80 W/m^2 para el lado exterior y de 4 W/m^2 para el lado interior. En el ajuste de los coeficientes de transporte, del lado exterior resultó alto respecto al interior y a los calculados con las correlaciones empíricas publicadas. El coeficiente convectivo exterior resultó alto en su valor debido a parámetros que no se lograron controlar en el experimento; tales son: los flujos de aire ajenos al experimento que interrumpieron y por lo tanto modificaron al flujo generado por los difusores, los efectos del albedo ya que éste calentó el aire y la muestra del lado interno.

El efecto del albedo puede notarse también cuando se hace la pregunta ¿por que se calentó más la superficie del lado interior? siendo que en donde hay mayor generación de energía es en la película controladora y entre ésta y la superficie interior está el polímero que es un gran retardador de la onda térmica. Esto puede deberse al efecto del albedo que hace que la superficie interna esté más caliente que la del exterior, además de la influencia de flujos de aire ajenos al experimento por la parte externa.

En la Figura 4.11 se muestran las historias de las temperaturas teóricas T_2 Y T_3 resultado de la simulación matemática y las temperaturas T_1 y T_4 las cuales son un ajuste polinomial de los datos experimentales. Se presenta sólo una temperatura ambiente por la semejanza con la que resultaron ambas en el experimento. En el eje de las ordenas secundario de la figura se muestra el flujo radiativo normal incidente, en este caso se mantuvo en 950 W/m^2 a lo largo de toda la corrida analítica.

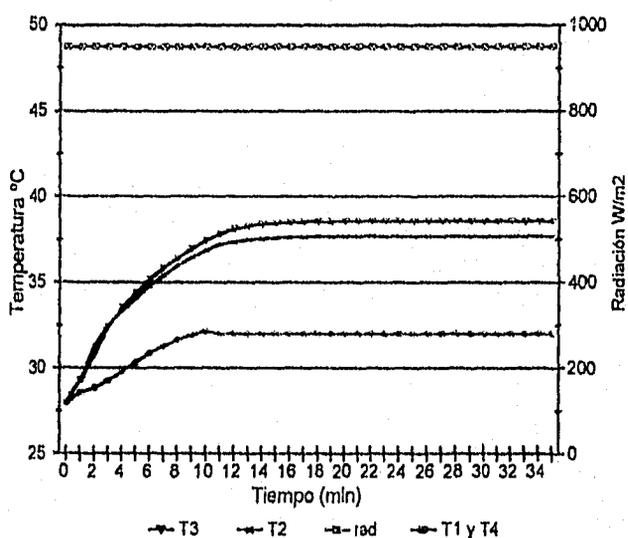


Figura 4.11 Historia de las temperaturas teóricas de la muestra con controlador óptico.

En las Figuras 4.12 y 4.13 se presentan las comparaciones de la historia de las temperaturas del modelo matemático y los resultados experimentales para las

superficies T_2 y T_3 respectivamente. La barra que representa cada dato experimental tiene una longitud que corresponde a 2°C . Así, la temperatura experimental queda con un error experimental de $\pm 1^\circ\text{C}$. En ambas figuras es notoria la coincidencia de los datos experimentales con los teóricos.

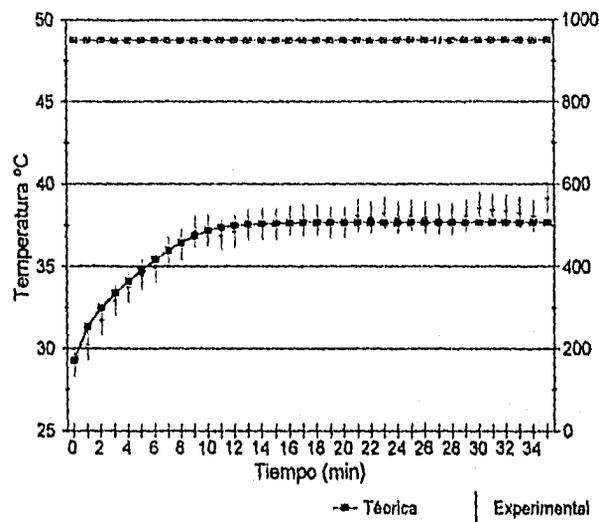


Figura 4.12 Gráfica comparativa de historias de datos experimentales y teóricos de T_2 .

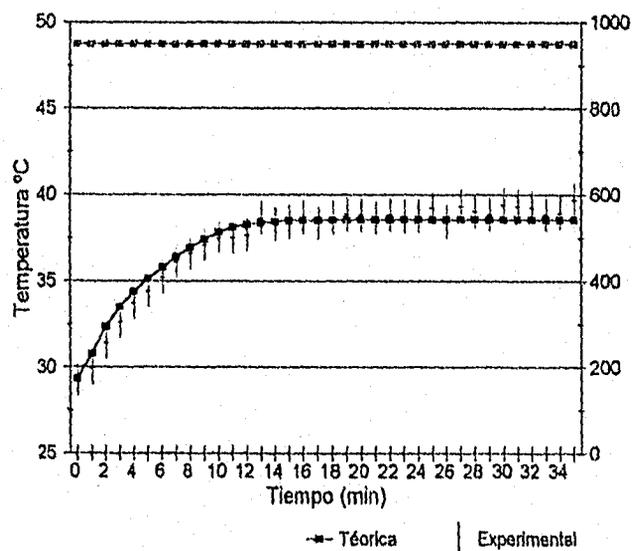


Figura 4.13 Gráfica comparativa de historias de datos experimentales y teóricos de T_3 .

Para el estado estacionario los flujos de calor convectivos y radiativos hacia el exterior fueron de 428.61 W/m^2 ; mientras que para el lado interior fue sólo de 63.96 W/m^2 . La diferencia de q_o y q_i se debe a las contribuciones convectivas, y más particularmente a la disparidad de los valores de los coeficientes de transporte convectivos. En la Tabla 4.3 se presenta el balance de energía de la muestra A.

Tabla 4.3 Balance general de energía en la muestra A.

q_o	q_i	$q_{\text{reflejado}}$	$q_{\text{transmitido}}$	q_{total}
428.61 W/m^2	63.96 W/m^2	133 W/m^2	299.88 W/m^2	955.52 W/m^2

En la Figura 4.14 se muestra la historia del comportamiento del factor de rechazo solar. En esta gráfica se observa que el factor de rechazo solar tiene un valor inicial de 0.25 y de 0.65 en el estado estacionario. El largo de la barra corresponde a ± 0.05 unidades que es la incertidumbre calculada con la Ecuación 3.4.

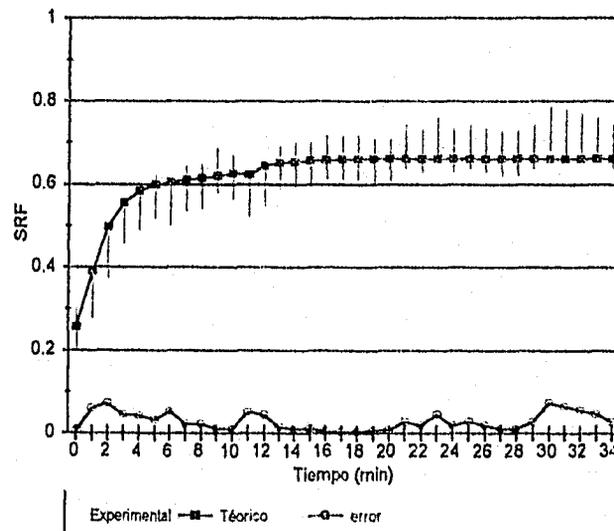


Figura 4.14 Historia del comportamiento del factor de rechazo solar teórico y experimental, además el error del modelo teórico.

En la Figura 4.15 y 4.16 se muestra la historia de errores y errores porcentuales en la comparación de la historia de datos teóricos con los experimentales respectivamente. Los errores porcentuales se calcularon con la siguiente Ecuación:

$$\text{Error} = \frac{T_{e_i} - T_{t_i}}{T_{e_i}} \times 100 \quad 4.1$$

en donde T_{e_i} es la temperatura experimental en el punto i , y T_{t_i} es la temperatura teórica en el punto i .

Se puede notar que el error en las temperaturas no es mayor de 1.1°C y el error porcentual se mantiene por debajo del 3.6%. Con estos resultados se puede ver que la diferencia entre el modelo teórico y los resultados experimentales cae dentro del error experimental. Esto valida el modelo matemático.

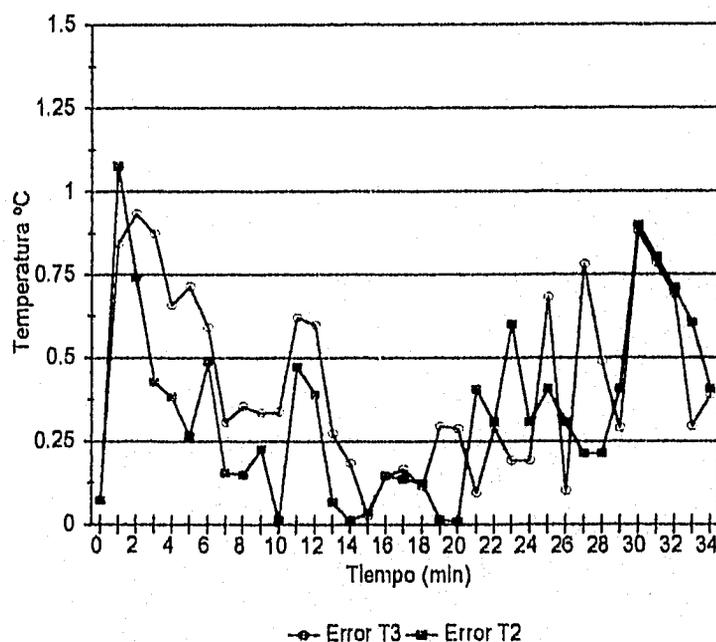


Figura 4.15 Historia del error de la temperatura teórica respecto a la experimental.

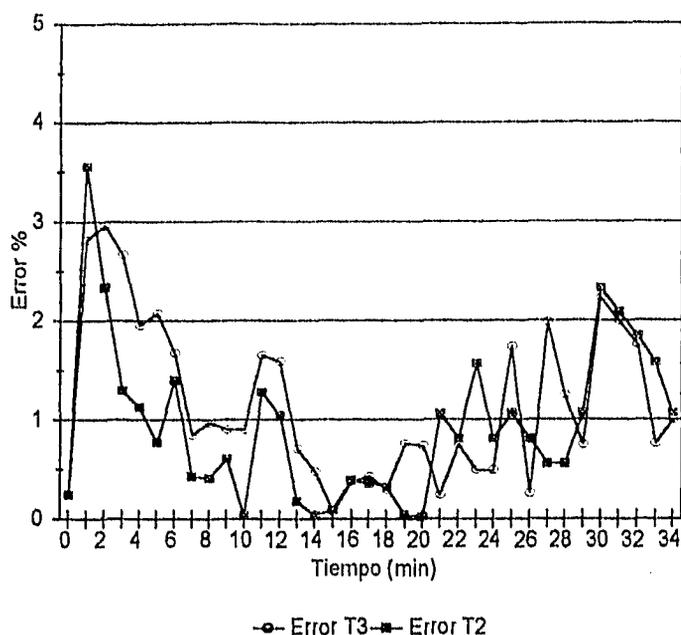


Figura 4.16 Historia del error porcentual de la temperatura teórica respecto a la experimental.

4.3 COMPARACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE SOMBREADO Y FACTOR DE RECHAZO SOLAR DE LAS MUESTRAS CON Y SIN CONTROLADOR ÓPTICO.

En la Figura 4.17 se presenta la gráfica de la relación a lo largo del tiempo de los coeficientes de sombreado calculados con la Ecuación 2.8 entre la muestra A y la B; así como también el comportamiento de los coeficientes de sombreado de las muestras, todos estos correspondientes al experimento del 27 de julio. La historia de flujos de calor q_i del vidrio de tres milímetros se calculó a partir de un modelo matemático [12]. Se observa que a medida que transcurre el tiempo aumenta la relación CS_A/CS_B y los coeficientes de ambas muestras hasta alcanzar los valores máximos en el estado estacionario. Cuando se alcanza el estado estacionario la relación de los coeficientes de sombreado CS_A/CS_B es en promedio de 0.52. El coeficiente de sombreado en

promedio para el estado estacionario de la muestra con controlador es de 0.46 y el coeficiente de la que no tiene controlador es de 0.88; lo que significa que usando la película semiconductor pasa solo un 52% de la energía que pasa cuando se tiene un vidrio laminado sin controlador.

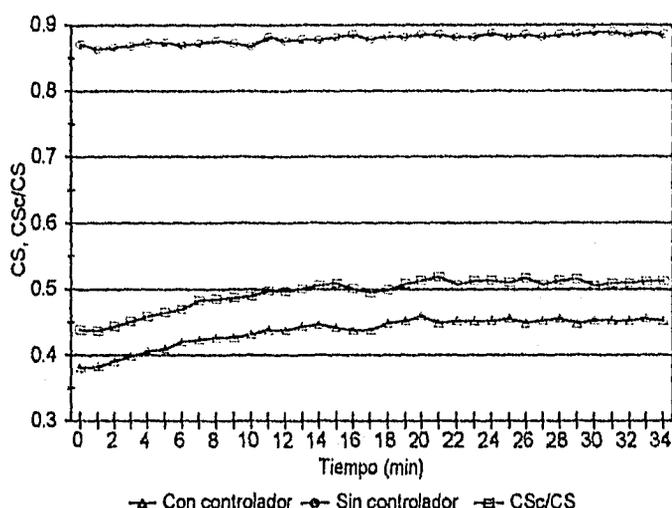


Figura 4.17 Historia de la relación de coeficientes de sombreado de la muestra A y B; además historias de coeficientes de sombreado de cada muestra.

En la Figura 4.18 se muestran los comportamientos del factor de rechazo solar para la muestra A y B. En la muestra A el FRS alcanza su máximo en el estado permanente con valores promedio de 0.65 ; lo que significa que en el estado permanente el 65% de la radiación solar que llega se redirige nuevamente hacia el exterior. En la muestra B el FRS alcanza el máximo también en el estado permanente con un valor promedio de 0.25. Con los valores del FRS calculados para este experimento, se nota que cuando se usa un vidrio de seguridad laminado automotriz con controlador óptico se rechaza alrededor de 2.6 veces más energía que cuando se usa uno de estos vidrios sin controlador óptico.

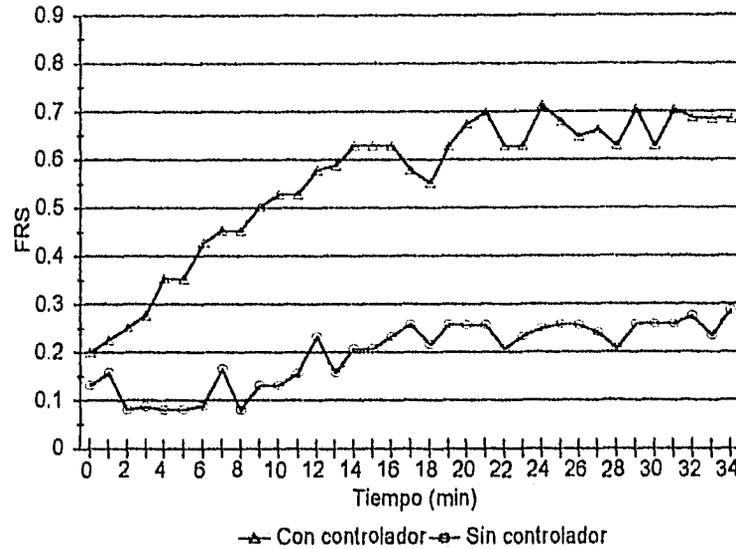


Figura 4.18 Historia del comportamiento del factor de rechazo solar para las muestras A y B.

En la Figura 4.19 se presenta la historia del comportamiento de la relación de coeficientes de sombreado, además de los coeficientes de sombreado de ambas muestras, esto corresponde al experimento del 31 de agosto. La relación de coeficientes de sombreado CS_A/CS_B alcanza sus valores máximos en el estado estacionario registrando en promedio valores de 0.51. Los coeficientes de sombreado en el estado estacionario promediaron 0.44 y 0.86 para la muestra A y B respectivamente.

Los factores de rechazo solar para la muestra A y B del experimento del 31 de agosto se muestran en la Figura 4.20. En las gráficas de esta figura también se tienen los valores máximos del FRS en el estado estacionario, mientras que en el transitorio tienen la tendencia de aumentar. En el estado estacionario registra valores promedio de 0.70 la muestra A, mientras la B permanece en 0.19.

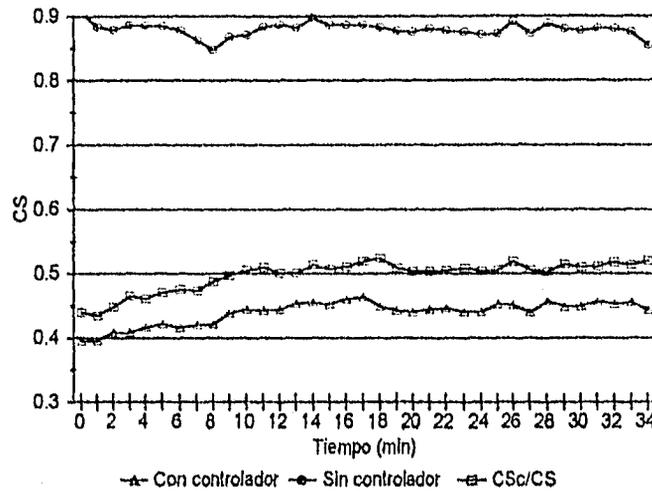


Figura 4.19 Historia de la relación de coeficientes de sombreado de la muestra con controlador óptico y la muestra sin controlador óptico, además los coeficientes de sombreado de ambas muestras.

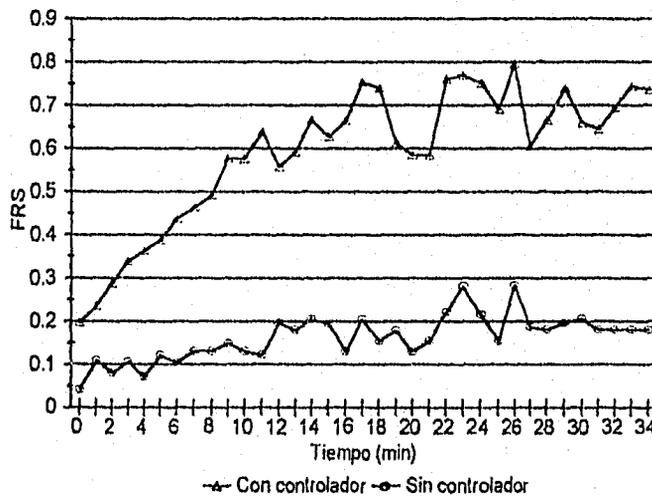


Figura 4.20 Historia del comportamiento del factor de rechazo solar para la muestra A y B.

La relación de los coeficientes de sombreado tiene un comportamiento semejante en ambos experimentos con una diferencia de 0.01; esta disparidad está dentro del rango de la incertidumbre calculada con la Ecuación 3.5, que es de ± 0.01 . El factor de rechazo solar resultó ser mayor en el segundo experimento en 0.05; esta diferencia aun esta dentro del valor de la incertidumbre calculada con la Ecuación 3.4 que es ± 0.05 . En la Tabla 4.4 se muestran los resultados de los experimentos del 27 de julio y el del 31 de agosto, así como también el comportamiento de cada muestra en cada experimento.

Tabla 4.4 Comparación de los factores de eficiencia del experimento del 27 de julio y del experimento del 31 de agosto.

Variable	Exp 27 de julio		Exp 31 de agosto	
C_{SA}/C_{SB}			0.51	
	muestra A	muestra B	muestra A	muestra B
C_{SA}	0.46	0.88	0.44	0.86
FRS	0.65	0.25	0.70	0.19

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS

5.1 CONCLUSIONES.

En este trabajo se presentó el modelo teórico y el experimento para la evaluación térmica de vidrios de seguridad laminados con controlador óptico (vidrios tipo sandwich). El modelo teórico hace un análisis unidimensional de una pared semitransparente compuesta con fronteras convectivas y radiativas. El experimento consiste en medir las temperaturas de superficie y flujos de aire adyacente para evaluar los flujos de calor que transfiere el vidrio tipo sandwich como resultado de la radiación que absorbe.

El modelo teórico mostrado en el capítulo 2 se resolvió para las condiciones en que se desarrolló el experimento, con una concordancia superior al 96.4% entre los

resultados experimentales y teóricos. Los parámetros de ajuste fueron los coeficientes de transferencia de calor convectivos tanto para la parte exterior como para la interior. Los coeficientes de transferencia de calor convectivos fueron ajustados debido a que las correlaciones reportadas para calcularlos no cumplen con las condiciones experimentales que se tienen.

El dispositivo para el estudio térmico de controladores ópticos en ventanas DETCOV es un instrumento experimental que funciona a la intemperie; por lo tanto, es difícil tener un control delicado de las variables experimentales. Los parámetros más problemáticos de controlar son la temperatura ambiente, la velocidad y dirección del flujo de aire; los problemas surgen por las ráfagas de aire ajenas al experimento. El DETCOV es un dispositivo en el que se pueden llevar a cabo pruebas térmicas reales de muestras planas semitransparentes que se usen en ventanas. Para llevar a cabo un experimento sin la necesidad de ajustar los coeficientes de transferencia de calor convectivos será necesario tener un flujo de aire definido y bien controlado a lo largo del todo el tiempo que dura el experimento, pero con esto se tiene la desventaja de que no se estará comportando el experimento como una ventana real.

Los coeficientes de transporte calculados con las correlaciones publicadas de [2] cuando se usan en el balance de calor general en la muestra (Figura 2.2.1), el balance de calor es erróneo. Los coeficientes que se usaron fueron los obtenidos de la simulación cuando el programa se alimentó con los datos experimentales; de este modo, se aseguró que se cumpliera el balance de energía en la muestra.

Se mostró que el modelo teórico predice el comportamiento del fenómeno en el rango de temperaturas de superficies de muestra, respecto a los resultados experimentales con errores hasta de 3.6% a lo más y respecto a criterios de balance de energía lo hace con el 0.5%. Con estos resultados se puede decir que el modelo teórico presentado puede ser utilizado para predecir el comportamiento térmico de otras muestras.

En base a los resultados obtenidos, el vidrio laminado con controlador óptico es una buena opción en el ahorro de energía ya que reduce las ganancias térmicas, en el estado estacionario hasta en un 52% de lo que lo hace un vidrio laminado normal; en el estado transitorio el porcentaje cambia a lo largo del tiempo tendiendo a mejorar. Los resultados muestran que aunque la temperatura de la película es mayor que la temperatura interior, la cantidad de calor que entra debido al controlador óptico es menor que la comparada con el vidrio que no usa el controlador óptico.

El modelo matemático propuesto puede ser usado en la predicción de ganancias térmicas en unidades que requieren éste tipo de vidrios de seguridad para el dimensionamiento de equipo de acondicionamiento de clima; así como también en la caracterización de diferentes controladores ópticos.

El presente trabajo es un paso mas en el desarrollo de tecnología para la evaluación del comportamiento térmico de vidrios de seguridad laminados con controlador óptico destinados a ser usados en ventanas. Así mismo, contribuye en el desarrollo del análisis térmico de ventanas; y más específicamente ayudará en la investigación de nuevas películas que controlen el paso de la radiación solar, todo esto con el fin de impulsar el ahorro de energía.

5.2 RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS.

Para la extensión y depuración del presente trabajo se sugieren las siguientes recomendaciones:

1. Se deben hacer estudios para diferentes tipos de controladores ópticos; así como también para diferentes espesores de películas y vidrios.

2. Se debe hacer el experimento en el laboratorio con el fin de tener todos los parámetros bien conocidos. Para esto, también es necesario que el flujo de aire que arrastra el calor por convección de las superficies de las muestras sea conocido con el fin de poder aplicar una fórmula para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección.
3. Un punto importante será el análisis de adhesión de astillas de vidrio con controlador óptico al polivinil butiral; esto para la aceptación de controladores ópticos en vidrios de seguridad laminados con controlador óptico.

BIBLIOGRAFÍA

- 1 Incropera, Frank P. y Dewitt David P., 1990, **Introduction to Heat Transfer** , second edition John Wiley-Wiley and Sons, New York.
- 2 Kreith, Frank, 1958, **Principles of Heat Transfer**, Segunda edición, International Texbook Company, Pennsylvania.
- 3 Dubrous, F. M. y Harrison S. J., 1988, *Development of a Solar Simulator Based Test Method for Evaluating the Thermal Performance of Windows*. Intersol 88 ISES Congress, Montreal, págs. 533-538.
- 4 Alvarez García G. S., 1994, **Transferencia de Calor en una Cavidad con Interacción Térmica a Través de una Cara Semitransparente con Controlador Óptico**. Tesis Doctoral, DEPI-UNAM.
- 5 Karlsson T. C., Ribbing G., Roos A. and Valkonen E., 1988, *Window coatings for Efficient Energy Control*, Int. J. Ener. Res., 12 , págs. 23-29.
- 6 Viskanta, R. and E. D. Hirtlerman, 1978, *Solar Radiation Transmission and Heat Transfer Through Architectural Windows*. Energy Conservation in Heating, Cooling and Ventilating Buildings, vol 2, págs. 869-882.
- 7 ASHRAE, 1977, **Handbook of Fundamentals**, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, New York.

-
- 8 Jiménez Antonio D. N., 1995, *Análisis de la Transferencia de Calor en Estado Transitorio de un Vidrio con Controlador Óptico*. Tesis de Maestría, CENIDET-DGIT-SEP.
 - 10 Álvarez-García G, Estrada-Gasca C. A., *Transient Heat Conduction in a Glass with Chemically Deposited SnS-Cu_xS Solar Control Coating*, Renewable Energy (artículo en prensa)
 - 11 Sámano T. Diego y Vázquez N. B., 1995, *Notas de Curso de Actualización en Energía Solar*. IIM - UNAM.
 - 12 Estrada-Gasca C. A., Álvarez García y P. K. Nair, 1993, *Thermal Performance of an Architectural Window with Chemically Deposited Sn-Cu_xS Solar Control Coating*, Renewable Energy, Vol 3, Nos 6/7, Págs. 683-690.
 - 13 OMEGA Technologies Company, *The Temperatura Handbook*, Vol. 28, USA, 1992.
 - 14 Estrada-Gasca C. A., Álvarez García y P. K. Nair, 1993, *Theoretical Analysis of the Thermal Performance of Chemically Deposited Solar Control Coating*, Journal of Phys. D: Appl. Phys. 26, Págs. 1304-1309.
 - 15 Villarreal Avila M. A., Montes de Oca López I. y Villarreal Treviño L., 1989, **Manual Técnico de Vitro Vidrio Plano**. Primera edición, Monterrey N. L.
 - 16 Nair P. K., Nair M. T. S., Fernandez A. M. y Ocampo M., 1989, *Prospects of Chemically Deposited Metal Chalcogenide Thin Films as Solar Control Coatings*, Journal of Physics D: Applied, 22, Págs. 829-836.

- 17 Chapra Steven C. y Canale Raymond P. 1987, **Métodos Numéricos para Ingenieros**, Primera edición en español, McGRAW-HILL, México.

- 18 Holman J. P., 1978, **Experimental Methods for Engineers**, Third Edition, McGraw-Hill Kogakusha, Ltd.

ANEXO 1

DIAGRAMA DE FLUJO

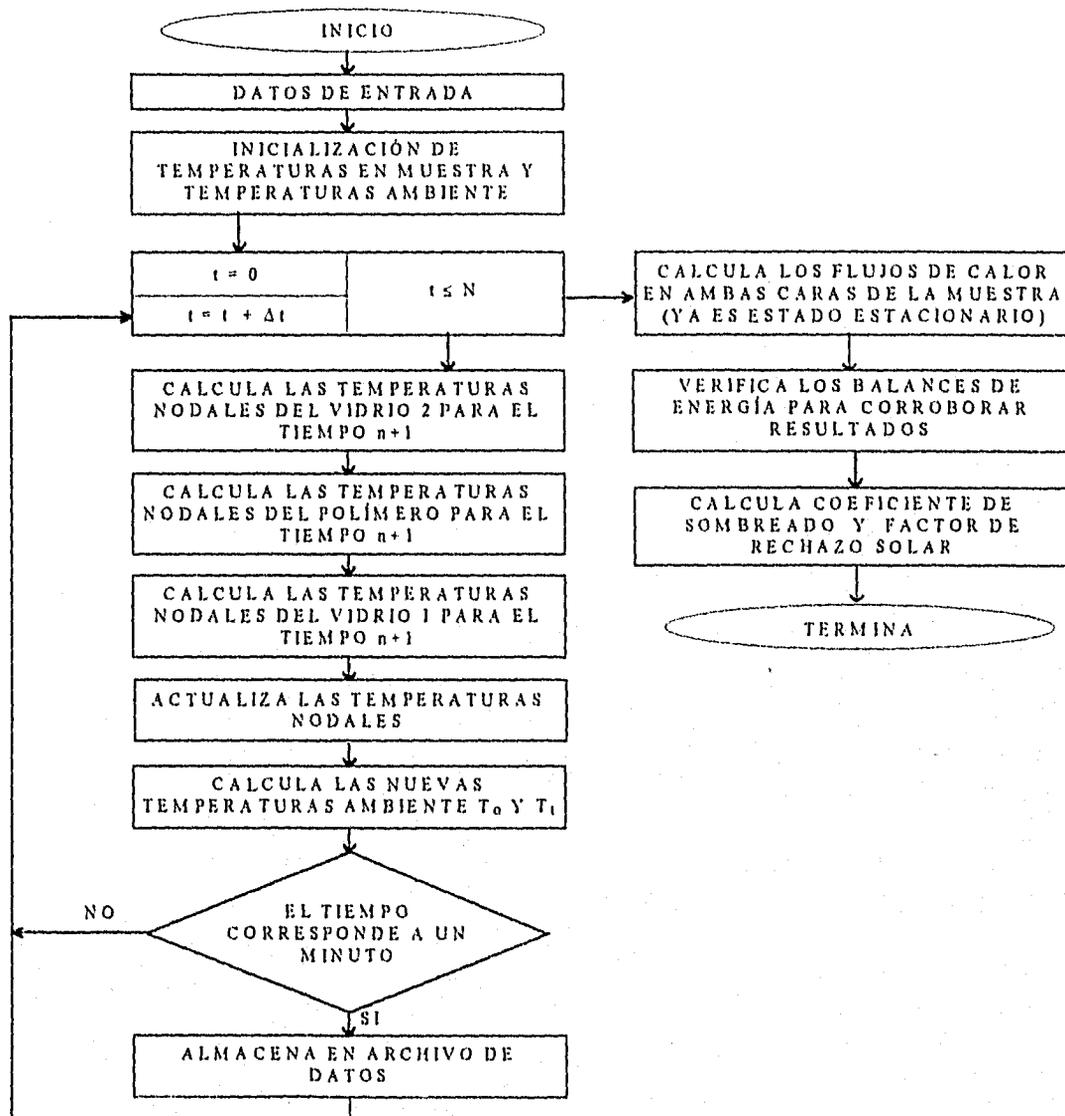


Diagrama de flujo de la solución numérica por diferencias finitas del análisis térmico de un arreglo vidrio+película+polímero+vidrio.

ANEXO 2

```

*****
* OCTUBRE 1995
* PROGRAMA PARA CALCULAR LA TRANSFERENCIA DE CALOR DE UN
* VENTANA SANDWICH. NO SE INCLUYE LA CONDUCCION EN LA
* DIRECCION VERTICAL DE LA VENTANA.
* SE SUPONEN LAS PROPIEDADES CONSTANTES. EL MEDIO
* ES AIRE. AQUI SE CONSIDERA CONVECCION FORZADA EN EL
* INTERIOR Y EN EL EXTERIOR.
* SOLUCION EN ESTADO TRANSITORIO
* SOLUCION DIFERENCIAL
* LA SOLUCION DE LAS ECUACIONES ALGEBRAICAS NO LINEALES DE FRONTERA
* ES POR EL METODO ITERATIVO DE PUNTO FIJO.
* MODELO DIMENSIONAL
* SE CONSIDERA QUE EL POLIMERO NO ABSORBE
* INCLUYE LA INERCIA TERMICA DEL POLIMERO
* VIDRIO CON CONTROLADOR OPTICO
*****
*
  REAL KA,KG,L,H0,HI,KAPPAG,A,L1,L2,Q,KP,L3
  INTEGER TMAX
  DIMENSION TV(20),TVN(20),A3(20),TVITER(20),TE5(100),TE7(100),
  1 EP1(100),EP2(100),SUMEP1(1000),SUMEP2(100),HIC(1000),HOC(1000)
  2 ,Q(100)
* LEE ARCHIVO DE DATOS EXPERIMENTALES

  OPEN(6,FILE='VReV-20.OUT',STATUS='NEW')

* CONSTANTS MUESTRA A 6 mm
*
  IFREQ=120
  TMAX=98*IFREQ
  DELT=.5
* CONDUCTIVIDAD Y VISCOSIDAD DEL AIRE
  KA=26.3E-3
  VIS=15.89E-6
  GRAV=9.81
  BETA=0.00333
* ABSORTANCIA DEL VIDRIO AG Y DE LA MUESTRA VIDRIO 1mm + FILM
  SG=50.1
* ABSORTANCIA DEL FILM
  AF=0.44

```

GI=950
* TRANSMITANCIA DEL VIDRIO Y DE LA MUESTRA
TG=0.86
TP=0.97
TF=0.44
* REFLECTANCIA DEL VIDRIO SOLO
REFLG=0.08
REFL=0.14
SIGMA=5.669E-8
* EMITANCIA DE LA PELICULA Y DEL VIDRIO
EMISG=0.85
* ESPESOR DEL VIDRIO
N=8
L1=0.003
L2=0.004
L3=0.007
DX=L3/(N-1)
DX2=DX
* CONDUCTIVIDAD DEL VIDRIO
KG=1.2
KP=0.1
DENS=2500.
DENSP=1118.
CP=750.
CPP=2100.
CONST1=(DX/DX2)*(KP/KG)
ALPHAP=KP/(DENSP*CPP)
ALPHA=KG/(DENS*CP)
FO=ALPHA*DELT/DX**2
FOP=ALPHAP*DELT/DX**2
WRITE(*,*) FO,FOP
* COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR
H0=80
HI=4
* TEMPERATURAS DE ENTRADA Y SALIDA
T0=29.2+273
TI=29.2+273
* CALC TERMS
A1=(1-2*FO)
A1P=(1-2*FOP)
A2=FO
A2P=FOP
B1=DX*HI/KG
B2=DX*SIGMA*EMISG/KG
C1=DX*H0/KG

```
C2=DX*SIGMA*EMISG/KG
* WRITE(6,100)
* WRITE(6,101) AG,TG,REFLG,ASIST,TSIST,RSIST,AF,H0,HI
* WRITE(6,102)
* WRITE(*,*) A1,A2,B1,B2,B3,C1,C2,C3
*
* BEGIN THE MAIN LOOP
*
* INICIALIZACION DE LAS TEMPERATURAS DEL VIDRIO
  TV(0)=29.3+273
  TV(N+1)=29.3+273
  DO 111 I=1,N

111      TV(I)=(TV(0)+TV(N+1))/2
*
* INICIALIZACION DEL TIEMPO
*
  IPRINT=IFREQ

  DO 112 K=1,TMAX
    TIEMPO=K
    DO 213 I=1,3
      J=N+1-I
      Q(J)=SG*GI*EXP(-SG*(L3-FLOAT(J-1)*DX))
      A3(J)=(ALPHA*DELT/KG)*Q(J)
      TVN(J)=A1*TV(J)+A2*(TV(J+1)+TV(J-1))+A3(J)
*      WRITE(*,*) Q(J),A3(J)
213 CONTINUE
      DO 214 I=5,5
        J=I
        TVN(J)=(AF*TG*GI*DX/KG+TV(J+1)+CONST1*TV(J-1))/
          (1+CONST1)
214 CONTINUE
      DO 215 I=4,4
        J=I
        TVN(J)=A1P*TV(J)+A2P*(TV(J+1)+TV(J-1))
215 CONTINUE
      DO 216 I=6,N
        J=N+1-I
        Q(J)=TG*TF*TP*SG*GI*EXP(-SG*(L1-FLOAT(J)*DX))
        A3(J)=(ALPHA*DELT/KG)*Q(J)
```

```

                TVN(J)=A1*TV(J)+A2*(TV(J+1)+TV(J-1))+A3(J)
216 CONTINUE
*
* CALCULO DE LA TEMPERATURA EN LA FRONTERA INTERIOR
*
*   WRITE(*,104) TIEMPO,(TVN(I),I=0,N+1)
*
*   X=(K*DELT/60)
*   IF (X.GT.10) TAA=273+32.0
*   IF (X.GT.10) GO TO 217
*   TAA=273+28.6726-.319768*X+.262899*X**2-.0360468*X**3+
1   .00228463*X**4-.0000767848*X**5+.00000133092*X**6-
2   .0000000093836*X**7
*   WRITE(*,104) TIEMPO,X,TAA-273
217 TVN(0)=TV(1)-B1*(TV(1)-TAA)-B2*(TV(1)**4-TAA**4)
    TVN(N+1)=TV(N)-C1*(TV(N)-TAA)-C2*(TV(N)**4-TAA**4)

* CALCULO DE LAS TEMPERATURAS INTERIORES DEL VIDRIO
*
*   DO 118 I=0,N+1
*       TV(I)=TVN(I)
118 CONTINUE
* CONTROL DE TIEMPO
*
*   IF(TIEMPO.EQ.IPRINT) GO TO 75
*   GO TO 112
75  TIEMPO1=TIEMPO*DELT/60.
    WRITE(*,104) TIEMPO1,TAA-273,(TV(I)-273,I=1,N),TAA-273
    WRITE(6,104) TIEMPO1,TAA-273,(TV(I)-273,I=1,N),TAA-273
122 IPRINT=IPRINT+IFREQ
112 CONTINUE
* CALCULO DE LOS FLUJOS DE CALOR
*
*   QI1=HI*(TV(0)-(TAA))
*   QI2=SIGMA*EMISG*(TV(0)**4-(TAA)**4)
*   QI=QI1+QI2
*   QTR=TG*TF*TP*TG*GI
*   Q01=H0*(TV(N+1)-(TAA))
*   Q02=SIGMA*EMISG*(TV(N+1)**4-(TAA)**4)
*   Q0=Q01+Q02
*   QIN=QI+QTR
*   QRFL=REFL*GI
*   QOUT=Q0+QRFL
*   QTOT=QIN+QOUT
*   WRITE(*,105) QI1,QI2,QI,Q01,Q02,QTR,Q0,QRFL,QIN,QOUT,QTOT

```

```
WRITE(6,105) QI1,QI2,QI,Q01,Q02,QTR,Q0,QRFL,QIN,QOUT,QTOT
2  FORMAT(' ',NO SE ENCONTRO LA RAIZ')
5  FORMAT(' I3,2F8.2)
13 FORMAT(' ',F10.4)
14 FORMAT(I3,6F8.2)
100 FORMAT(' CONVECCION FORZADA EN AMBOS LADOS')
101 FORMAT(' Ag= ',F5.2,' Tg= ',F5.2,' Rg= ',F5.2,' Asist= ',F5.2,
1      ' Tsist= ',F5.2,' Rsist= ',F5.2,' Af= ',F5.2,' H0= ',
2      F5.2,' HI= ',F5.2)

102 FORMAT(/3X,'TIEMPO',6X,'T1',8X,'T1',8X,'T2',8X,'T3',8X,'TP',8X,
1      'TF',8X,'T6',8X,'T7',8X,'T8',8X,'T0'/)
104 FORMAT(11F10.4)
105 FORMAT(11F12.2)
107 FORMAT(' ',H0=',F5.2,',HI=',F5.2)
133 CLOSE(6,STATUS='KEEP')
STOP
END
```

ANEXO 3

BANCO DE DATOS DONDE SE REALIZÓ LA REVISIÓN
BIBLIOGRÁFICA

File 323:RAPRA Abstracts_1972-1996/Mar B2
(c) 1996 RAPRA Technology Ltd.

File 8:EI Compendex*Plus(TM)_1970-1996/May W1
(c) 1996 Engineering Info. Inc.

File 6:NTIS_64-1996/May W3 Comp. & distr. 1996 NTIS, US Dept of Commerce

File 293:Eng. Materials Abs.(R)_1986-1996/Apr
(c) 1996 ASM/Inst.of Materials

File 144:Pascal_1973-1996/Feb
(c) 1996 INIST/CNRS

File 335: Ceramic Abstracts_1976-1995/Dec Q4
(c) 1996 American Ceramic Society

File 248:PIRA_1975-1996/Apr B1
(c) 1996 Pira International

File 108:Aerospace Database_1962-1996/Mar
(c) 1996 AIAA

File 322:Polymer Online_
(c) 1990 John Wiley & Sons Inc.

File 269:Materials Bus.File(TM)_1985-1996/Apr
(c) 1996 ASM/Inst.of Materials

File 92:IHS Intl.Stds.& Specs._1996/Mar
(c) 1996 Information Handling Services

File 295:World Transl.Index_1979-1996/Feb
(c) 1996 Intl.Translations Ctr.Delft

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

File 2:INSPEC_1969-1996/Mar W4
(c) 1996 Institution of Electrical Engineers

File 434:SciSearch(R)_1974-1996/Mar W2
(c) 1996 Inst for Sci Info

File 119:Textile Technol.Dig._1978-1996/Mar
(c) 1996 Inst.of Textile Technology

File 32:METADDEX(R)_1966-1996/May B1
(c) 1996 ASM/Inst. of Materials

File 240:PAPERCHEM_1967-1996/May
(c) 1996 IPST

File 33:Aluminium Industry Abs._1968-1996/Apr
(c) 1996 ASM/Inst. of Materials

File 67:World Textiles_1970-1996/Mar
(c) 1996 Elsevier Science Ltd.

File 78:DIALOG SourceOne(SM)Eng_1991-1995/Dec W2
(c) 1995 Engineering Info.Inc

File 96:FLUIDEX_1973-1996/Mar
(c) 1996 Elsevier Science Ltd.

File 252:Packaging Sci&Tech_1982-1996/Mar
(c) 1996 by Fraunhofer-ILV, Germany

ANEXO 4

CÁLCULO DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECTIVOS

Con la ecuación que presenta Kreith [2] se calcula el coeficiente promedio de transferencia de calor por convección:

$$\bar{h} = \frac{k}{L} \left[0.036 \text{Pr}^{1/2} \text{Re}^{0.8} \right]$$

donde k es la conductividad térmica del aire, Pr es el número de Prandtl y Re es el número de Reynolds. El número de Reynolds para el lado exterior e interior de la muestra está dado por:

$$\overline{\text{Re}} = \frac{VL}{\nu}$$

para interior

$$\overline{\text{Re}}_{\text{ei}} = \frac{4 * 0.4}{15.89 \times 10^{-6}} = 10.069 \times 10^4$$

para exterior

$$\overline{\text{Re}}_{\text{eo}} = \frac{3 * 0.4}{15.89 \times 10^{-6}} = 7.552 \times 10^4$$

Sustituyendo, se tiene que el coeficiente de transferencia de calor convectivo al interior y exterior respectivamente quedan:

$$\bar{h}_i = \frac{26.3 \times 10^{-3}}{0.4} \left[0.036 (0.706)^{1/2} (7.552 \times 10^4)^{0.8} \right] = 15.887 \text{ W/m}^2\text{K}$$

y

$$\bar{h}_o = \frac{26.3 \times 10^{-3}}{0.4} \left[0.036 (0.706)^{1/2} (10.069 \times 10^4)^{0.8} \right] = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$$

ANEXO 5

CÁLCULO DEL ESPESOR DE CAPA LÍMITE

Con la ecuación que presenta Incropera [1], para el espesor de capa límite es:

$$\frac{\delta}{x} = 0.376R_o^{-1/2}$$

donde x es la longitud media de la muestra y R_o el número de Reynolds. El número de Reynolds para el lado exterior e interior de la muestra está dado por:

$$\overline{R}_o = \frac{VL}{\nu}$$

para interior

$$\overline{R}_{oi} = \frac{4 * 0.4}{15.89 \times 10^{-6}} = 10.069 \times 10^4$$

para exterior

$$\overline{R}_{eo} = \frac{3 * 0.4}{15.89 \times 10^{-6}} = 7.552 \times 10^4$$

Sustituyendo el número de Reynolds y la distancia x para cada lado, el espesor de capa límite queda:

$$\delta_o = 0.376(10.069 \times 10^4)^{-1/2}(0.2) = 0.0075\text{m}$$

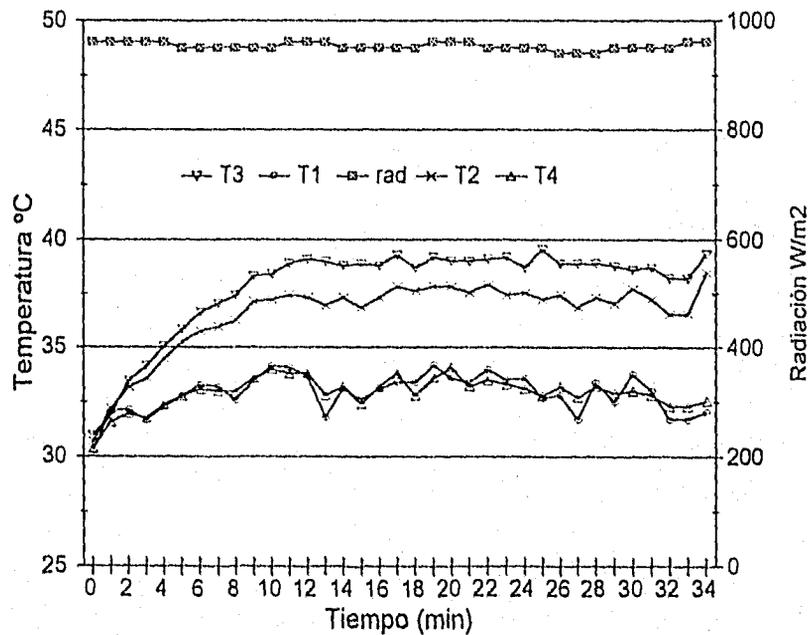
y

$$\delta_i = 0.376(7.552 \times 10^4)^{-1/2}(0.2) = 0.008\text{m}$$

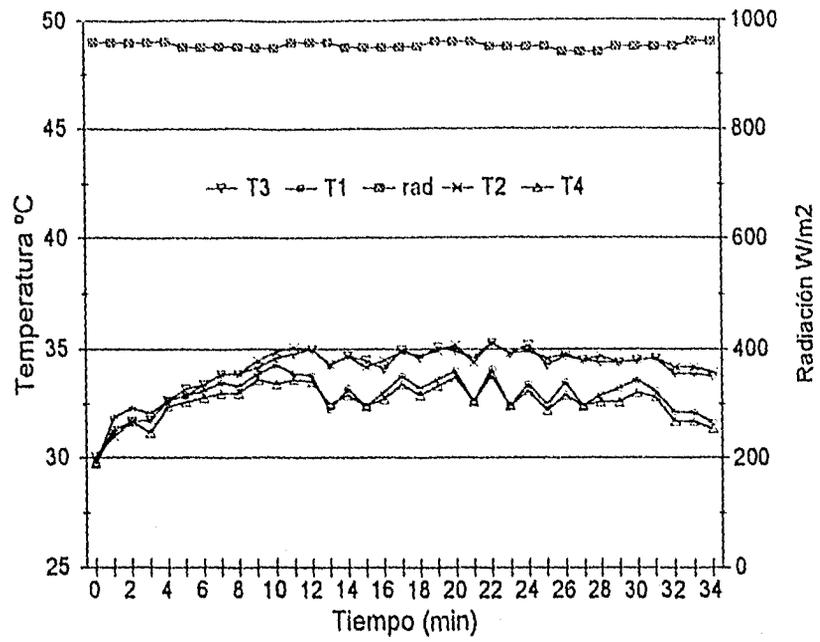
ANEXO 6

EXPERIMENTOS COMPARATIVOS EN VIDRIOS CON CONTROLADOR ÓPTICO

Resultados obtenidos en las pruebas de vidrios con controladores ópticos. El siguiente experimento se realizó a las 14:29 hrs del día 26 de julio de 1995 en la plataforma del Laboratorio de Energía Solar en Temixco, Morelos. Las condiciones climáticas (vientos y claridad de cielo) fueron semejantes a las de los experimentos del 27 de julio y del 31 de agosto mostradas en el Capítulo 4.



Historias de temperaturas de las superficies y aire que fluye fuera de la capa límite de la muestra con controlador óptico.



Historias de temperaturas de las superficies y aire que fluye fuera de la capa límite de la muestra sin controlador óptico.

ANEXO 7

CALCULO DE INCERTIDUMBRE

La incertidumbre de la relación de coeficientes de sombreado y Factor de Rechazo Solar se calculan a partir de las Ecuaciones 3.5 y 3.6 respectivamente:

$$w_{CS_{A/B}} = \left[\left(\frac{\partial CS_{A/B}}{\partial q_i} w_{q_i} \right)_B^2 + \left(\frac{\partial CS_{A/B}}{\partial q_i} w_{q_i} \right)_A^2 + \left(\frac{\partial CS_{A/B}}{\partial G} w_G \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$w_{FRS} = \left[\left(\frac{\partial FRS}{\partial q_0} w_{q_0} \right)^2 + \left(\frac{\partial FRS}{\partial G} w_G \right)^2 \right]^{1/2}$$

La incertidumbre de los flujos de calor al exterior e interior de la muestra A y B se calculan con las Ecuaciones 3.7 y 3.8 respectivamente. Las incertidumbres de los flujos de calor al interior de ambas muestras se calcularon con:

$$w_{q_i} = \left[\left(\frac{\partial q_i}{\partial T_3} w_{T_3} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_i}{\partial T_4} w_{T_4} \right)^2 \right]^{1/2}$$

donde las derivadas parciales del flujo de calor respecto a las temperaturas se obtienen a partir de la Ecuación 3.2, quedando:

$$\frac{\partial q_i}{\partial T_3} = h_i + 4\sigma\epsilon T_3^3 \quad y \quad \frac{\partial q_i}{\partial T_4} = -(h_i + 4\sigma\epsilon T_4^3)$$

Sustituyendo las derivadas en la Ecuación 3.2 se tiene:

$$w_{q_i} = \left[\left((h_i + 4\sigma\epsilon T_i^3) w_{T_i} \right)^2 + \left(-(h_i\sigma\epsilon T_i^3) w_{T_i} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Tomando los resultados del experimento del mes de julio para la muestra A y sustituyéndolos se tiene:

$$w_{q_{iA}} = \left[\left((4 + 4 \cdot 5.67 \times 10^{-8} \cdot 0.85 \cdot 311.6^3) 0.2 \right)^2 + \left(-(4 + 4 \cdot 5.67 \times 10^{-8} \cdot 0.85 \cdot 305^3) 0.2 \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$w_{q_{iA}} = 2.73 \text{ Watts}$$

para la muestra B

$$w_{q_{iB}} = \left[\left((4 + 4 \cdot 5.67 \times 10^{-8} \cdot 0.85 \cdot 307^3) 0.2 \right)^2 + \left(-(4 + 4 \cdot 5.67 \times 10^{-8} \cdot 0.85 \cdot 305^3) 0.2 \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$w_{q_{iB}} = 2.7 \text{ Watts}$$

Las incertidumbres de los flujos de calor al exterior se calculan con la Ecuación 3.7.

$$w_{q_o} = \left[\left(\frac{\partial q_o}{\partial T_1} w_{T_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_o}{\partial T_2} w_{T_2} \right)^2 \right]^{1/2}$$

donde las derivadas parciales del flujo de calor al exterior respecto a las temperaturas se obtienen a partir de la Ecuación 3.1, quedando:

$$\frac{\partial q_o}{\partial T_1} = -(h_o + 4\sigma\epsilon T_1^3) \quad \text{y} \quad \frac{\partial q_o}{\partial T_2} = h_o + 4\sigma\epsilon T_2^3$$

Sustituyendo las derivadas en la Ecuación 3.1 se tiene:

$$w_{q_o} = \left[\left(-(h_o + 4\sigma\epsilon T_1^3) w_{T_1} \right)^2 + \left((h_o\sigma\epsilon T_2^3) w_{T_2} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Tomando los datos de los resultados del experimento del mes de julio para la muestra A y sustituyéndolos se tiene:

$$w_{\text{ca}} = \left[\left(-(80 + 4 \cdot 5.67 \times 10^{-8} \cdot 0.85 \cdot 305^3) 0.2 \right)^2 + \left((80 + 4 \cdot 5.67 \times 10^{-8} \cdot 0.85 \cdot 310^3) 0.2 \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$w_{\text{ca}} = 24.21 \text{ Watts}$$

La incertidumbre del flujo radiativo se calculan con la Ecuación 3.10

$$w_G = \left[\left(\frac{\partial G}{\partial V} w_V \right)^2 + \left(\frac{\partial G}{\partial C} w_C \right)^2 \right]^{1/2}$$

donde las derivadas parciales del flujo de calor respecto a las temperaturas se obtienen a partir de la Ecuación 3.9, quedando:

$$\frac{\partial G}{\partial V} = \frac{1}{C} \quad \text{y} \quad \frac{\partial G}{\partial C} = V$$

Sustituyendo las derivadas en la Ecuación 3.10 se tiene:

$$w_G = \left[\left(\frac{1}{C} w_V \right)^2 + (V w_C)^2 \right]^{1/2}$$

sustituyendo los datos de los resultados del experimento del mes de julio y suponiendo $w_C=0$, se tiene:

$$w_G = \left[\left(\frac{1}{9.68 \times 10^{-3}} 0.2 \right)^2 \right]^{1/2} = 20.66 \text{ Watts}$$

De la Ecuación 3.4 se obtienen:

$$\frac{\partial CS_{A/B}}{\partial q_{iB}} = -\frac{(q_i + G\tau)_A}{(q_i + G\tau)_B^2}, \quad \frac{\partial CS_{A/B}}{\partial q_{iA}} = \frac{1}{(q_i + G\tau)_B}$$

$$\frac{\partial CS_{A/B}}{\partial G} = \frac{\tau_A(q_i + G\tau)_B - \tau_B(q_i + G\tau)_A}{(q_i + G\tau)_B^2}$$

y de la Ecuación 2.9

$$\frac{\partial FRS}{\partial q_0} = \frac{1}{G}$$

$$\frac{\partial FRS}{\partial G} = -\frac{q_0}{G^2}$$

Sustituyendo las incertidumbres de los flujos de calor al interior de ambas muestras, la incertidumbre del flujo radiativo y las derivadas parciales obtenidas de la Ecuación 3.5 se encuentra la incertidumbre del coeficiente de sombreado, teniendo:

$$W_{CS_{A/B}} = \left\{ \left[\left(-\frac{(q_i + G\tau)_A}{(q_i + G\tau)_B^2} \right) W_{q_{iB}} \right]^2 + \left[\left(\frac{1}{(q_i + G\tau)_B} \right) W_{q_{iA}} \right]^2 + \left[\left(\frac{\tau_A(q_i + G\tau)_B - \tau_B(q_i + G\tau)_A}{(q_i + G\tau)_B^2} \right) W_G \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

sustituyendo los valores correspondientes al experimento del 27 de julio se tiene:

$$W_{CS_{A/B}} = \left\{ \left[\left(\frac{(70 + 950 \cdot 0.32)_A}{(19.05 + 950 \cdot 0.76)_B^2} \right) 2.7 \right]^2 + \left[\left(\frac{1}{(19.05 + 950 \cdot 0.76)_B} \right) 2.73 \right]^2 + \dots \right. \\ \left. \dots + \left[\left(\frac{0.76(19.05 + 950 \cdot 0.32)_B - 0.32(70 + 950 \cdot 0.32)_A}{(19.05 + 950 \cdot 0.76)_B^2} \right) 20.66 \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$w_{CS_{AIB}} = 0.006$$

Sustituyendo las incertidumbres de los flujos de calor al exterior de ambas muestras, la incertidumbre del flujo radiativo y las derivadas parciales obtenidas en la Ecuación 2.9 se encuentra la incertidumbre del Factor de Rechazo Solar, teniendo:

$$w_{FRS} = \left[\left(\frac{1}{G} w_{q_e} \right)^2 + \left(\frac{-q_e}{G^2} w_G \right)^2 \right]^{1/2}$$

sustituyendo los valores de las variables obtenidos en el experimento del 27 de julio la incertidumbre del Factor de Rechazo Solar queda:

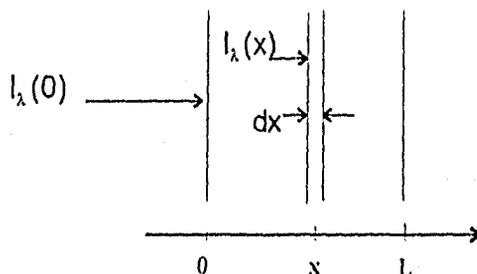
$$w_{FRS} = \left[\left(\frac{1}{950} 24.21 \right)^2 + \left(\frac{-520}{950^2} 20.66 \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$w_{FRS} = 0.028$$

ANEXO 8

LEY DE BEER

La ley de Beer también es conocida como ley de Burguer o ley de Burguer-Lambert. Esta ley establece la relación a la que la intensidad de un flujo radiativo se atenúa a medida que atraviesa un sólido semitransparente, un gas o un líquido en función del coeficiente de extinción $s(\lambda)$ y de la distancia x , ver figura.



partiendo de:

$$dI_{\lambda}(x) = -s_{\lambda} I_{\lambda}(x) dx$$

arreglando términos

$$\int_0^L \frac{dI_{\lambda}(x)}{I_{\lambda}(x)} = -s_{\lambda} \int_0^L dx$$

haciendo la integración se tiene la ley de Beer

$$\tau_{\lambda,x} = \frac{I_{\lambda}(x)}{I_{\lambda}(0)} = \exp(-sx)$$

Utilizando un coeficiente de extinción que engloba todas las longitudes de onda se tiene:

$$\tau = \frac{I(x)}{I(0)} = \exp(-sx)$$