

131

2º



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

"ANALISIS COMPARATIVO DE REGENERADORES
EN REGIMEN TRANSITORIO"
(LECHO DE ROCAS V.S. TUBOS DE ARENA)

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N :
JULIAN TREJO BECERRIL
CESAR JAIME SANCHEZ CARRASCO

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

MEXICO, D. F.

1991.



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 está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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

CONTENIDO

Prefacio	1
Objetivos	1
1. Introducción	2
2. Almacenamiento térmico	8
3. Lechos empacados	
3.1 Introducción	16
3.2 Transferencia de calor	17
3.2.1 Convección en cilindros y esferas	21
3.2.2 Regeneradores con tubos: arreglos geométricos, convección y caída de presión	31
3.2.3 Lechos de rocas: arreglos geométricos, convección y caída de presión	35
4. Modelos experimentales	
4.1 Introducción	39
4.2 Criterios de diseño	40
4.3 Regenerador tipo lecho de rocas	42
4.4 Regenerador con tubos de arena	48
5. Análisis de resultados	
5.1 Introducción	54
5.2 Resultados	55
6. Modelo numérico	
4.1 Introducción	64
4.2 Operación convolución	65
4.3 Implementación en computadora	77
4.4 Curvas características para regeneradores	79
7. Conclusiones	86
8. Apéndice	88
9. Bibliografía	110

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de sección transversal (m^2)
C _D	Coefficiente de arrastre, $= f_r / (1/2 \rho U^2 A)$
C _p	Calor específico a P=cte ($kJ/kg^{\circ}C$)
D	Longitud característica (diámetro rocas/tubos) (m)
f	Factor de fricción
G _o	Gasto másico por unidad de área (Kg/sm^2)
h	Coefficiente convectivo superficial ($W/m^2^{\circ}C$)
\bar{h}	Coefficiente convectivo promedio ($W/m^2^{\circ}C$)
h _h	Coefficiente convectivo local ($W/m^2^{\circ}C$)
h _v	Coefficiente convectivo volumétrico ($kJ/hrm^3^{\circ}C$)
k	Conductividad térmica ($W/m^{\circ}C$)
L	Longitud (m)
m	Masa (kg)
\dot{m}	Gasto másico (kg/hr)
NTU	Número de unidades térmicas, $= h_v AL / m_i C_{p_i}$ (adimensional)
P	Presión (N/m^2)
Q	Energía (kW-hr)
\dot{Q}	Calor por unidad de tiempo (W)
q	Calor por unidad de volumen (W/m^3)
r	Radio (m)
T	Temperatura ($^{\circ}C$)
T	Temperatura adimensional, $= (T - T_o) / (T_{máx} - T_o)$
t	Tiempo (hr)
U	Velocidad (m/s)
V	Volumen (m^3)
X	Distancia (m)

SÍMBOLOS GRIEGOS

α	Difusividad térmica, $= k/\rho C_p$ (m^2/s)
δ	Derivada parcial
Δ	Incremento
ϵ	Fracción de vacío
ϕ	Angulo ($^\circ$)
η	Eficiencia (%)
μ	Viscosidad dinámica (kg/ms)
ν	Viscosidad cinemática (m^2/s)
ρ	Densidad (kg/m^3)
τ	Constante de tiempo, $= \frac{(\dot{m}_f C_{p_f} \epsilon)}{AL\rho C_p (1-\epsilon)}$ (hr)

SUBÍNDICES

c	Centro
f	Fluido
máx	Máximo
N	Coordenada normal
O	Inicial
p	Película
s	Sólido
sum	Suministro
sto	Almacenamiento
sup	Superficie
v	Pared
a	Medio ambiente

PARAMETROS ADIMENSIONALES

Bi	Número de Biot, hL/k_s o $h\Delta x/k_s$
Fo	Número de Fourier, at/L^2
Nu	Número de Nusselt, hL/k_f
Pe	Número de Peclet, $= RePr = \rho C_p UL/k$
Pr	Número de Prandtl, $\mu C_p/k$
Re	Número de Reynolds, $\rho UL/\mu$
St	Número de Stanton, $h/\rho UC_p$

PREFACIO

Cuando de almacenamiento de energía termica se trata, los lechos empacados son muy recurridos; los materiales de estos depositos de energía son diversos, no obstante los criterios para seleccionar uno u otro no han sido estudiados profundamente, pues la información disponible a este respecto es escasa. Aunado a esto, los criterios establecidos para el diseño de los regeneradores son muy someros y tan sólo son para un tipo de almacén, a saber, lecho de rocas. En el presente trabajo se ensaya con dos regeneradores, uno con rocas y otro con tubos de arena, con el fin de resaltar las características inherentes a cada uno de ellos, evaluarlas y compararlas, para así poder diseñar almacenes de calor a partir de parámetros tales como gasto másico, área de sección transversal del almacén, volumen del sólido empleado, eficiencia del lecho, capacidad de almacenamiento; mismos que serán plasmados en gráficas obtenidas a partir de la simulación de los regeneradores en régimen transitorio, con la ayuda de un modelo numerico.

El trabajo consta de siete partes. En la primera y segunda de ellas se presenta un panorama general del almacenamiento de energía, resaltando la necesidad que de ello existe. Seguidamente, se expone el funcionamiento básico de los lechos empacados, poniendo énfasis en la transferencia de calor, caída de presión y las geometrías más empleadas. Posteriormente, se plantea el desarrollo de ambos experimentos con sus respectivos resultados, mismos que son analizados, evaluados y comparados en la quinta sección. En la parte siguiente se implementa el modelo numerico, cuya validación viene dada por la sección precedente; con este se elaboran curvas características de dichos almacenes, que se pretende sean de utilidad para el diseño de estos. En la última parte se realiza una evaluación global del trabajo.

1 INTRODUCCION

En esta seccion se hace una revisión somera de lo concerniente al almacenamiento de la energía en general; también se pone de manifiesto la importancia de acoplar una unidad almacenadora a sistemas productores de energía, incluyendo aquellos en vias de desarrollo tales como los solares.

En muchas ocasiones se presenta el caso en el que un sistema requiere de un excedente de energía para subsanar los requerimientos de funcionamiento en situaciones de altos volúmenes de producción en algun complejo industrial, por ejemplo; en ese momento la energía adicional se torna un problema serio debido a la escasez actual de energeticos y el creciente aumento en el precio de los mismos; de ahí que se estén buscando nuevas fuentes de energía que representen menores costos de producción así como una alta disponibilidad: dentro de éstas se cuentan la fuente de energía eólica y la solar, entre las más sobresalientes, siendo esta última la más importante dada su versatilidad de captación misma que resulta ser mucho más sencilla que la del tipo eólico, pues, esta requiere de condiciones más estrictas, para su captación, que la energía solar. En nuestros días estas formas de energía se hallan en proceso de investigación, pues, aun no resultan del todo rentables, salvo en usos que no requieren de grandes demandas ni de operación durante largos periodos.

La mayor parte de las aplicaciones de la energía solar se refieren a calefacciones y refrigeraciones domesticas, pero estas aun requieren de una cierta cantidad de energía eléctrica adicional para funcionar adecuadamente en aquellos periodos de energía solar insuficiente. Estos sistemas que funcionan en base a la combinación de la energía solar y la eléctrica pueden ser convenientes tan solo si algunas personas los instalaran en sus casas. Pero, suponiendo que el 80% de las personas de la ciudad, de esta o de alguna otra,

tuviesen unidades solares, y todas ellas desearan utilizar la energía centralizada local para soportar la carga de un cierto día caluroso, sin duda alguna se generarían serias repercusiones sobre la demanda de pico si este modo sencillo de utilizar la energía solar se permitiese y resultase general en los sistemas construidos en las décadas futuras; pues si tomamos en cuenta que los servicios de suministro eléctrico están ya seriamente agravados cuando se trata de los problemas de demanda de pico normales de cada día, ahora, con estos sistemas implementados, alguien tendría que pagar la capacidad generadora no utilizada que se desea mantener para esos "días calurosos", o de lo contrario la demanda repentina colapsaría la red eléctrica regional completa.

En el ejemplo arriba citado, aparece el común denominador llamado almacenamiento de energía, el cual es de vital importancia para lograr el éxito de cualquier fuente de energía intermitente al responder a demandas fuertes o en aquellos casos en que se tenga una disminución en la fuente por algún motivo, como se puede corroborar mediante el análisis del sistema de termodinámico básico mostrado en la *figura 1.1*, en la que además se muestran los elementos fundamentales de un sistema termodinámico, mismos que a continuación se detallan:

Superficie colectora de la energía solar. El área solar donde se colecta la energía constituye la parte más grande del subsistema tanto en extensión como en costo. Las tuberías de transferencia térmica transportan el fluido frío al colector y ahí recogen el fluido caliente para trasladarlo al sitio donde se almacenará la energía.

Almacenamiento térmico. Cada sistema de energía solar tiene un cierto grado de almacenamiento de energía térmica, ya sea éste proporcionado deliberadamente como un lugar para almacenar suficiente energía como para suavizar las fluctuaciones de flujo de entrada o bien a través de la inercia térmica del sistema de colectores y el fluido de transferencia térmica.

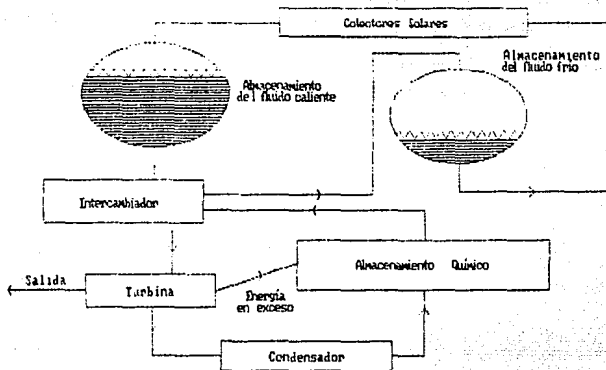


Figura 1.1 Diagrama en el que pueden verse los elementos básicos de un sistema termodinámico el cual utiliza calor como energía de entrada.

El almacenamiento térmico es utilizado durante un tiempo breve lo cual en general no es suficiente para hacer que un sistema funcione a lo largo de todo un invierno, por ejemplo.

Intercambiador térmico. Existen intercambiadores entre el fluido de transferencia térmica y el fluido de trabajo, estos intercambiadores sirven también como interfaces, entre la parte que recoge la energía y los subsistemas de almacenamiento y de empleo de la misma.

Turbina. Este subsistema se indica como un ejemplo representativo de un subsistema de utilización, el cual podría ser un edificio que se quisiera calentar. Así pues, este subsistema proporciona la salida deseada producida por el sistema de colector solar.

Condensador. Este dispositivo entra en cualquier cálculo de los efectos ambientales del sistema, puesto que todo el calor no utilizado termodinámicamente, que aun porta el fluido de trabajo debe expulsarse hacia el ambiente en este punto del sistema.

Almacenamiento químico. Debido a que el sistema de almacenamiento térmico no es, por lo regular, lo suficientemente grande como para permitir que el sistema funcione solo, debe inyectarse al sistema una cierta cantidad de energía adicional. En la *figura 1.1* se observa un subsistema en el cual la energía extra de verano del sistema se convierte en un combustible químico almacenado, tal como hidrógeno o aluminio granular, para su empleo en invierno cuando se combinan los días cortos y el tiempo nublado, con esto se reducen los problemas de rendimiento del sistema de energía solar.

Como se pudo observar, el almacenamiento de energía es un aspecto clave para hacer que un sistema sea más eficiente y autónomo, sobre todo los de tipo solar que poseen un gran potencial, de modo que es menester el hallar algún modo de almacenar la máxima cantidad posible de energía a bajo costo, para lograr ahorros de combustible en algunos casos, y en otros, construir unidades solares capaces de sustituir a sistemas que funcionen a base de combustibles. Una forma de llevar a cabo estas ideas es mediante el uso de almacenes de calor que capturen la energía producida por las insolaciones o por algún fluido caliente. Los depósitos de almacenamiento térmico con tubos de arena o los tipo lecho de rocas, son unidades que resultan ser adecuadas para este tipo de problemas dado su sencillo modo de operar así como su bajo costo de construcción y mantenimiento.

Así pues, un almacén de calor resulta ser de gran utilidad en los procesos cuyo tiempo de operación va más allá de la duración de una insolación diaria, o en los casos en que la escasez de energía pudiera interrumpir el desarrollo de algún proceso.

En un esfuerzo por almacenar energía el hombre ha desarrollado diversas formas para tal objetivo, entre estas se pueden mencionar las siguientes:

- 1) Almacenamiento mediante agua,

- 2) pilas o baterías químicas,
- 3) volantes de inercia,
- 4) almacenamiento químico,
- 5) aire comprimido,
- 6) Almacenamiento térmico.

1) Almacenamiento mediante agua. Esta es una técnica muy empleada en la generación de electricidad, pues, se utiliza simplemente una presa que tiene una altura hidrostática suficiente como para constituir una planta de energía hidroeléctrica; el agua es bombeada al depósito en los periodos de gran demanda. El arreglo común de estos almacenes es una presa que cuenta con abundante cantidad de agua en la parte baja de ella; o bien, dos presas con una diferencia de altura entre ellas. El objetivo de esto es liberar el agua del contenedor superior hacia el inferior, haciéndola pasar a través de una turbina hidráulica para generar una cantidad de energía eléctrica suficiente para alimentar una serie de bombas que permiten reabastecer los depósitos superiores además de un remenente que puede ser empleado en otros sistemas. La energía necesaria para bombear el agua hacia arriba se recupera con un rendimiento del 65 al 75% debido a que no interviene ningún ciclo termodinámico [13].

2) Pilas o baterías químicas. Algunas transformaciones químicas son fácilmente reversibles cuando se aplica un voltaje, de este modo es posible preparar baterías químicas siendo las de litio y sodio las que en la actualidad se ajustan más a las características de vida media y capacidad de almacenamiento de energía necesarias. Además de poseer una cierta capacidad de almacenamiento, una batería que funcione con estas misiones debe ser válida para ciclos de carga y descarga grandes.

3) Volantes de inercia. Este tipo de dispositivos han encontrado una aplicación práctica para almacenar energía temporalmente a partir de los grandes electroimanes de los sin-

crotones, dicha energía que ha de devolverse al cabo de pocos segundos para dar de nuevo energía a los electroimanes. Se puede hacer funcionar este sistema de energía simplemente con un conmutador. Una polaridad emplea el dinamo como motor, acelerando el volante; el otro, utiliza el dinamo como generador, retirando energía a partir de la energía cinética del volante. Un Watt-hora de energía equivale a 1.8 kg de masa en un volantete de 2 m de diametro girando a 600 rpm. Algunos materiales relativamente nuevos, tales como ciertas fibras de carbono pueden resistir grandes fuerzas centrifugas a velocidades muy altas de rotación almacenando mucha más energía que un volante de acero.

4) Almacenamiento químico. El producto químico más sencillo que puede producirse de un modo convencional es el hidrogeno. Este gas puede producirse a través de la electrolisis del agua o por reacciones químicas directas mediante procesos multietapas. Este hidrógeno resultaria entonces el combustible del cual se extraeria posteriormente la energía. El empleo del hidrogeno como un combustible en el que se almacena la energía sugiere el uso de las *celdas de combustión*.

Dichas celdas han demostrado ser utiles en las naves espaciales tripuladas y poseen una gran confiabilidad cuando se utiliza el hidrógeno como combustible.

Otra alternativa de almacenamiento químico viene dada por el aluminio, el cual tiene unas posibilidades muy interesantes, ya que pueden colocarse en cada atomo de este metal tres electrones, de modo que puede almacenarse una gran cantidad de energía en una pequeña masa de este, que es exactamente el problema que aparece al producir aluminio a partir de su estado natural. Este metal en forma granular puede facilmente almacenarse en pilas abiertas sin necesitar los tanques criogénicos que requiere el hidrogeno liquido, además, puede fácilmente quemarse en un quemador que maneja polvo fluidizado, del mismo modo que lo hacen los quemadores de carbón pulverizado, liberando de este modo la energía almacenada. El producto, oxido de aluminio, es también un

sólido y puede recuperarse de las chimeneas con un rendimiento muy alto; finalmente el óxido de aluminio puede almacenarse y volver a ser procesado en aluminio [13].

5) Aire comprimido. Pueden almacenarse cantidades significativas de energía en forma de aire comprimido en cavernas subterráneas. Los estudios iniciales indican costos equiparables a los de almacenamiento de hidrógeno, pero las necesidades de grandes cavernas limita este método, a regiones donde existan cuevas naturales o en donde puedan formarse con facilidad, como en los domos salinos.

6) Almacenamiento térmico. Este tipo de almacenamiento ofrece la posibilidad de coleccionar energía térmica antes de convertirla en energía eléctrica. El almacenamiento térmico puede realizarse de dos maneras, a saber, mediante el *calor sensible*, a través del *calor latente*. El calor sensible utiliza la capacidad térmica específica de un material C_p y una elevación de temperatura ΔT . El calor latente utiliza el calor asociado con un cambio de fase del material, el cual se produce a temperatura constante.

2 ALMACENAMIENTO TERMICO

En la sección precedente se destacó la versatilidad que posee la energía térmica para ser almacenada antes de convertirla en energía eléctrica. En este apartado se abordará, brevemente, lo concerniente al almacenamiento térmico y su relación con el objeto central del presente trabajo.

El almacenamiento térmico puede realizarse de dos maneras básicas, a saber, mediante calor sensible, a través de calor latente. El calor latente, en el que interviene algún cambio de fase, es un modo importante de almacenar calor ya que permite capturar cantidades importantes de calor lo suficientemente grandes como para ser utilizadas en un determinado proceso. Los cambios de fase más importantes son los correspondientes al paso del agua a vapor en el que se almacenan 2295 kJ/kg , o menos dependiendo de la temperatura a la que se produzca la ebullición. Dado que el vapor es un medio difícil de mantener en un recipiente, en general, es deseable un cambio de fase de sólido a líquido en vez de líquido a gas, pues este último requiere de una mayor cantidad de energía.

La temperatura a la que se produce el cambio de fase es importante debido a que debe ser compatible con las temperaturas del sistema en que ha de integrarse; de ahí la utilidad de relacionar, el calor de fusión con la temperatura. En la tabla I se puede observar que la mayor parte de las temperaturas de cambio de fase son demasiado elevadas para las aplicaciones potenciales de la energía solar, a excepción del H_2O , $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$, $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$, H_3PO_2 y Al_2Cl_6 , [13].

Tabla I. calor de cambio de fase.

Material	Cambio de fase	Punto de transición °C	Calor del cambio cal/g
H ₂ O	Líquido Gas	100	540
BeCl ₂	Sólido Líquido	347	310
NaF	Sólido Líquido	992	168
NaCl	Sólido Líquido	803	123
LiOH	Sólido Líquido	462	103
LiNO ₃	Sólido Líquido	264	88
KCl	Sólido Líquido	776	82
B ₂ O ₃	Sólido Líquido	449	76
Al ₂ Cl ₆	Sólido Líquido	190	63
FeCl ₂	Sólido Líquido	306	62
NaOH	Sólido Líquido	318	40
H ₃ PO ₂	Sólido Líquido	26	35
KNO ₃	Sólido Líquido	337	28
Na ₂ SO ₄ · 10H ₂ O (sal de Glauber)	Sólido Líquido	32	56*
CaCl ₂ · 6H ₂ O	Sólido Líquido	80	41*

* Estos son materiales de fusión congruente, de modo que el valor del calor de cambio de estado depende del grado de "envejecimiento" de la mezcla sólido-solución. [13]

Una forma muy común de construir un sistema de almacenamiento térmico, por cambio de fase, consiste en depositar los productos químicos en recipientes herméticos suspendidos en el interior de los depósitos, pues de esta forma, el fluido de transferencia térmica se desplaza con libertad a través de los recipientes, pero nunca se mezcla con los materiales en los que se producen los cambios de fase.

En experimentos realizados [12] se emplean materiales que son hidratados con agua y se ha visto que algunos compuestos trabajan bien y otros sufren un efecto de fatiga al actuar en ciclos repetidos. El problema básico radica en que algunos compuestos se funden y congelan de modo congruente y otros de modo incongruente. La fusión congruente significa que todas las fases se comportan uniformemente y no existe separación química de los productos que hay dentro del recipiente. En el comportamiento incongruente se ha observado que en los primeros ciclos se absorbe y libera la cantidad esperada de energía, pero al cabo de algunos ciclos, se va

intercambiando cada vez menos cantidad de energía degradando se la capacidad de almacenamiento, hasta un punto en el cual es necesario dejar el depósito en reposo o reacondicionarlo de algún otro modo; se ha intentado inhibir la separación de fases mediante el uso de aditivos gelatinosos, empero, han sido en vano. En la actualidad se experimenta con el uso de sales para el almacenamiento de energía, lo que representa una mejor alternativa.

En el almacenamiento de calor sensible interviene un material que no sufre ningún cambio de fase en el rango de temperaturas en el cual se lleva a cabo dicho proceso. La ecuación básica de la cantidad de calor almacenada en una cierta masa de material viene dada por:

$$Q/m = Cp\Delta T,$$

siendo Cp el calor específico del material a presión constante y ΔT la elevación de temperatura por encima de cierta temperatura mínima del sistema. Si se tiene la densidad del material obtenemos una ecuación en la que aparece el producto ρCp :

$$Q/V = \rho Cp\Delta T,$$

en donde V es el volumen del recipiente. La capacidad para almacenar calor sensible en un recipiente determinado depende, por consiguiente, del valor del producto ρCp . El material a utilizar para guardar este tipo de energía debe ser barato y tener un buen factor de capacidad térmica ρCp ; el agua es barata pero siendo líquida debe estar contenida en un recipiente de mejor calidad que cuando se trata de un sólido. Las rocas y la arena son otros buenos materiales de almacenamiento térmico desde el punto de vista del costo, pero la capacidad de ambas, es solo aproximadamente la mitad de la del agua. La ventaja de estos materiales sobre el agua es que pueden utilizarse con facilidad para calentamiento térmico a temperaturas superiores a los 100°C . En la tabla II se pueden observar algunos de los valores de los materiales de interés potencial para aplicaciones de almacenamiento térmico.

Tabla II. Capacidad de almacenamiento térmico. [13]

Material	Calor específico		Conductividad térmica		
	Densidad	Capacidad térmica volumétrica C_p	Difusividad térmica $\alpha = k/\rho C_p$		
	ρ		ρC_p	α	
	$\frac{3}{g/cm^3}$	$\frac{3}{cal/g^\circ C}$	$\frac{3}{cal/cm^\circ C}$	$\frac{2}{cm^2/s}$	$\frac{2}{cm^2/s}$
Agua	1.00	1.00	1.00	0.0014	0.0014
Hierro (fundición)	7.80	0.11	0.84	0.1120	0.1340
Ferros	5.20	0.18	0.94	0.0070	0.0740
Granito	2.70	0.19	0.52	0.0065	0.0127
Mármol	2.70	0.21	0.57	0.0055	0.0097
Hormigón	2.47	0.22	0.54	0.0058	0.0107
Al ₂ O ₃	4.00	0.20	0.80	0.0060	0.0075
Ladrillo	1.70	0.20	0.34	0.0015	0.0044
Tierra seca	1.26	0.19	0.24	0.0006	0.0025
Tierra húmeda	1.70	0.50	0.86	0.0060	0.0070
Areña	1.20	0.80	0.96	0.0007	0.0017

La velocidad a la que puede inyectarse y extraerse el calor es también importante en los sistemas de almacenamiento térmico que utilizan calor sensible, por consiguiente, la capacidad de una sustancia para almacenar calor es también función de la difusividad térmica $k/\rho C_p$, siendo k el coeficiente de conductividad térmica. Cuando se trata de almacenamiento térmico a elevada temperatura, hasta varios cientos de grados Celsius, el hierro o el óxido de hierro (rojo) es tan bueno como el agua por unidad de volumen de almacenamiento y dado que estos materiales tienen un rendimiento igual, la oxidación lenta del metal en un sistema de aire o líquido a elevada temperatura no degradaría el rendimiento.

La masa y volumen de material de almacenamiento térmico, necesario para contener una cantidad determinada de energía, esta dada por:

$$m = Q/C_p \Delta T$$

y

$$V = Q/\rho C_p \Delta T.$$

respectivamente.

El dispositivo empleado para este tipo de colecta de energía es llamado regenerador o almacén térmico, el cual usualmente es empleado en plantas de potencia, en la metalurgia, en la producción del vidrio, así como en la industria química. Cabe señalar que estos equipos, en algunas aplicaciones, han tomado el lugar de los cambiadores de calor convencionales además de que, en los sistemas que funcionan en base a la energía solar, estos regeneradores juegan un papel muy importante al amortiguar las variaciones inherentes a esta forma de energía.

Existen dos tipos de regeneradores básicos, a saber, el fijo y el rotatorio. El primer tipo queda representado por los lechos empacados, en los cuales el empaque puede ser de materiales sólidos tales como rocas, concreto, vidrio, granito, arena, entre otros; dichas unidades sobresalen por su forma compacta. Existen otros regeneradores de lecho empacado que son clasificados como no compactos, mismos que tienen aplicaciones sobre todo en procesos a altas temperaturas como es el caso de la manufactura del acero, coque y vidrio. Por su parte, los regeneradores rotatorios son del tipo de matriz metálica y se emplean comúnmente en plantas de potencia.

En el presente trabajo el análisis se enfoca hacia los regeneradores de lecho fijo compacto. Dicho análisis consiste en determinar la respuesta en estado transitorio de un almacén térmico, del tipo arriba señalado, al aplicarle un estímulo de temperatura a la entrada, con el fin de determinar parámetros importantes de estos almacenes, tales como la capacidad de almacenamiento y la eficiencia del lecho empacado en función de sus características físicas, para así poder fundamentar el diseño de los mismos.

El modo de operar de este almacén consiste en hacer circular un fluido a través de un medio sólido, ambos a diferente temperatura, de este modo, se tendrá una transferencia de calor convectiva entre ambos medios, lo cual permitirá captar

energía en el sólido, si el fluido posee la mayor temperatura, para disponer de una cierta cantidad de energía acumulada con posibilidades de ser utilizada en el momento que más convenga. La forma de remover este calor acumulado es haciendo circular un fluido a menor temperatura que el sólido, a través de este. Estos lechos cuentan con una área superficial para la transferencia del calor la cual dependerá, en extensión, de la geometría empleada para acomodar al sólido que contiene el empaque. La geometría seleccionada puede seguir un arreglo ordenado o al azar, siendo este último el más común.

En estos almacenes tienen lugar dos procesos, a saber, el de carga y el de descarga. En el primero de ellos el fluido que entra al almacén tiene una temperatura mayor al de este. En los primeros instantes del proceso el sólido localizado a la entrada eleva su temperatura aproximadamente al mismo nivel que el del fluido, en tanto que, el sólido de la salida permanece sin cambio perceptible. Al cabo de un lapso determinado de tiempo se observa como una onda térmica recorre todo el almacén de tal suerte que la temperatura de este se uniformiza de acuerdo a la del fluido, producto de la transferencia de calor por convección en gran parte. Finaliza el proceso de carga cuando el sólido de la salida del lecho ha adquirido una temperatura similar a la del fluido de entrada. Cabe señalar que la temperatura del fluido suministrado puede no ser uniforme, como arriba se expuso, y en caso de ser así, el proceso de carga podría no concluirse, esto dependiendo del perfil de temperatura que se tenga; pero de cualquier forma lo que suceda con la temperatura a la entrada se reflejará a la salida del almacén solo que con un retraso en el tiempo y un poco o muy amortiguado dependiendo de las características físicas del lecho.

Por su parte, en el proceso de descarga sucede exactamente lo mismo que en el de carga, en cuanto a la de transferencia de calor se refiere, solo que aquí el fluido de sumi

nistro tiene una temperatura menor a la del almacén y, por consiguiente el flujo de calor será del material sólido hacia el fluido que a su alrededor circula. Es importante señalar el hecho de que en los trabajos realizados con almacenes de calor de este tipo [4,9,16,17 y 18], durante el proceso de descarga el sentido del fluido se invierte, es decir que en este modo de operar el fluido es inyectado por donde era sustraído a lo largo del proceso de carga. En el presente trabajo el sentido del fluido permanece inalterable sea para el proceso de carga, sea para la descarga, debido a que un almacén sometido a un flujo unidireccional puede reportar mas ventajas al momento de ser acoplado a sistemas de calefacción o de secado convencionales. Otra característica importante de este trabajo es la experimentación con un almacén de calor con tubos de arena el cual, como se verá mas adelante, es sometido a las mismas condiciones de operación que el lecho de rocas que consisten, como ya se anotó, en el suministro de un flujo de aire a una temperatura mayor a la del regenerador y viceversa, censando continuamente la temperatura de entrada y de salida del lecho siguiendo los procesos de carga y descarga de la forma explicada anteriormente.

Los resultados que se obtengan se pretende sean de utilidad para el diseño de este tipo de regeneradores, pues su desarrollo y empleo representa un importante elemento dentro de los sistemas de coleccion de energia solar, mismos que en los ultimos tiempos estan siendo tomados muy en cuenta ante la creciente crisis energetica que esta viviendo el mundo en la epoca actual.

3 LECHOS EMPACADOS

3.1 INTRODUCCION

El objetivo de este capítulo es presentar el marco teórico que sustenta a los lechos empacados, en cuanto al fenómeno de transferencia de calor y a la caída de presión que en ellos tiene lugar. Los procesos de transferencia de calor que se suscitan en estos almacenes son principalmente dos, a saber, la convección y la conducción, siendo el más relevante el primero de ellos dadas las características físicas de los lechos, de ahí que en esta sección se exponga la mecánica de este modo de transferir calor, así como la manera de cuantificar el coeficiente convectivo para cada uno de los empaques empleados en los lechos de este trabajo (rocas, tubos de arena o bien esferas y cilindros). Asimismo se mencionará lo propio para la conducción en elementos esféricos y cilíndricos para poder hacer frente a posibles gradientes de temperatura en el empaque de los almacenes; cabe hacer notar que la conducción a lo largo del empaque se desprecia para fines de simulación de los lechos debido a que esta forma de transferencia de calor es prácticamente nula frente a la convección, es por ello que sólo la conducción al interior de las esferas o cilindros se analiza, además de que la conducción a este nivel repercute de manera más incisiva en la simulación de los almacenes, pues produce un retraso en el tiempo en el proceso de carga-descarga de estos. La radiación evidentemente existe, pero es aun más paqueña que la conducción, de ahí que no se incursione en la teoría de este modo de transferir calor.

Finalmente se revisaran las expresiones para cuantificar la caída de presión en los lechos empacados, y se mencionaran los arreglos geométricos que de comun se emplean.

3.2 TRANSFERENCIA DE CALOR

Al analizar la capacidad calorífica global de los lechos empacados se puede observar que la resistencia convectiva en la frontera del material sólido del empaque es muy baja en comparación con su resistencia interna debida a la conducción, de esta forma la principal variación de temperatura se lleva a cabo en la frontera del empaque con tan solo una pequeña variación en su temperatura interna. Para ilustrar lo anterior considérese un elemento del empaque del regenerador, como el sistema mostrado en la *figura 3.1*.

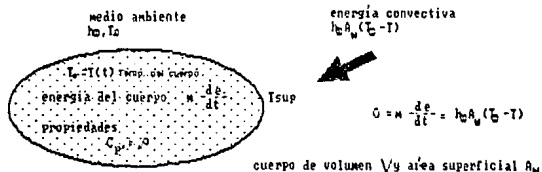
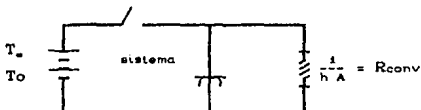


Figura 3.1 Balance de energía para un pequeño elemento del empaque de un regenerador sometido a un medio convectivo.

Si para este mismo sistema se plantea su analogía eléctrica, se tiene lo siguiente:



Al cerrar el interruptor el sistema (capacitor o empaque del regenerador) se carga al potencial mostrado, pero al abrirlo, la energía almacenada se disipa a través de la resistencia convectiva $1/hA$. En lenguaje termodinámico se tiene que la pérdida de calor por convección de un cuerpo hacia el ambiente se manifiesta en la disminución de su energía interna. Por medio de un balance de energía en el

sistema de la figura 3.1, se obtiene en términos matemáticos la representación de lo antes expuesto para un pequeño elemento del empaque de un regenerador, considerando que no existe generación interna de calor, esto es

Cambio de energía en un elemento del empaque = Flujo neto de calor en un elemento del empaque

$$\dot{Q} = m \frac{d\varepsilon}{dt} = \rho V C_p \frac{dT}{dt} = q_i - q_{i+d} \quad (3.1)$$

introduciendo la ley de enfriamiento de Newton, dada por la ecuación

$$q_i = h (T - T_w) A \quad (3.2)$$

sustituyendo 3.2 en 3.1, se obtiene

$$C_p \rho V \frac{\delta T}{\delta t} = A h (T - T_w) \quad (3.3)$$

al resolver la ecuación diferencial se encuentra una expresión por medio de la cual se puede determinar la temperatura T del sistema en un tiempo dado, esto es

$$T = T_w (1 - \exp(-[hA/\rho C_p V]t)) \quad (3.4)$$

donde

T_w : Temperatura de entrada al sistema,

T_0 : Temperatura inicial del sistema,

$\rho C_p V / hA$: Constante de tiempo del sistema.

Cabe señalar que para un tiempo determinado t, en el que el producto $(t * \rho C_p V / hA)$ es igual a uno, es decir que el término exponencial es 0.368, la temperatura del sistema en estudio será el 63.2% de la temperatura de entrada. Finalmente, se puede escribir la ecuación 3.4 en función de dos números adimensionales: el número de Biot (relación entre la resistencia externa debida a la convección y la interna causada por la conducción, $Bi = hL/k$), y el número de Fourier (relación entre la difusión de calor en un cuerpo y

su geometría, $F_0 = kt / \rho C_p L^2$), de la siguiente manera

$$T = T_0 (1 - \exp -(Bi \cdot F_0)) \quad (3.5)$$

De manera análoga al análisis realizado para un pequeño elemento del empaque de un lecho empacado, se puede hacer lo propio para todo el almacén completo. Al tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- * La conducción entre partículas no es significativa, en comparación con la transferencia de calor convectiva.
- * los efectos de radiación y los de dispersión de calor en el fluido son despreciables,
- * no hay pérdidas al medio ambiente ni generación interna de calor,
- * las propiedades físicas del regenerador permanecen constantes,
- * la rapidéz de acumulación de energía del fluido dentro del lecho es despreciable,
- * el coeficiente convectivo permanece constante,
- * la temperatura inicial del regenerador es uniforme,
- * no hay transferencia de masa ni flujo externo,

se tienen los elementos suficientes para plantear el modelo matemático simplificado que representa adecuadamente a los almacenes de calor en régimen transitorio.

Así pues, para el caso del fluido, de 3.3

$$\dot{m}_f C_p \delta T = h_v A (T_0 - T) \delta x$$

$$\frac{\delta T}{\delta x} = \frac{h_v A}{\dot{m}_f C_p} (T_0 - T) \quad (3.6)$$

adimensionando

$$\frac{\delta T}{\delta(x/L)} = \frac{h_v A L}{\dot{m}_f C_p} (T_0 - T)$$

$$\frac{\delta T_f}{\delta(x/L)} = NTU (T_u - T_f) \quad (3.7)$$

donde

$$NTU = \frac{h_v A L}{m_f C_{p_f}} = Bi \cdot Fo, \quad T_f = \frac{T_f - T_{f_{\max}}}{T_{f_{\max}} - T_{f_{\min}}}, \quad T_u = \frac{T_u - T_{u_{\max}}}{T_{u_{\max}} - T_{u_{\min}}}$$

Por su parte para el sólido, a partir de 3.3 se obtiene

$$(1-\epsilon) m_s C_{p_s} \delta T_s / \delta t = h_v A L (T_f - T_s)$$

$$(1-\epsilon) A L \rho_s C_{p_s} \delta T_s / \delta t = h_v A L (T_f - T_s)$$

donde ϵ = factor de vacío,

adimensionando con la ayuda de $(\epsilon \dot{m}_f C_{p_f})$, se tiene

$$(\epsilon \dot{m}_f C_{p_f}) [(1-\epsilon) A L \rho_s C_{p_s} \delta T_s / \delta t] = [h_v A L (T_f - T_s)] (\epsilon \dot{m}_f C_{p_f})$$

simplificando,

$$\frac{\delta T_s}{\delta(t/\tau_c)} = NTU (T_f - T_s) \quad (3.8)$$

donde

$$\tau_c = \frac{A L \rho_s C_{p_s} (1-\epsilon)}{m_f C_{p_f} \epsilon}$$

las correspondientes condiciones iniciales y de frontera, son las siguientes:

$$T_f(x,0) = T_s(x,0) = 0$$

$$T_f(0,t) = f(t); \quad f(t) = \text{perfil de temperatura conocido.}$$

Las ecuaciones 3.7 y 3.8 a pesar de las cuantiosas consideraciones anotadas, han demostrado poder representar con muy buena aproximación a los regeneradores en régimen transitorio, como lo han comprobado numerosos investigadores entre los que se cuentan Schumann [32], Hughes [28] y Sowell-Curry [18], entre otros.

El paso siguiente es la determinación del coeficiente convectivo h_v , lo cual se realiza en las secciones que a continuación se presentan.

3.2.1 CONVECCION EN CILINDROS Y EN ESFERAS

Debido a que en ocasiones no se puede dar solución a los problemas de convección mediante el uso de métodos analíticos, se tiene que recurrir a soluciones experimentales que proporcionen la información suficiente y adecuada para llevar a cabo un diseño. Por lo general, estas soluciones se expresan por medio de gráficas o expresiones empíricas.

Un ejemplo de los problemas arriba citados, es el de un cuerpo sobre el cual incide un flujo de algún fluido. Cuando se tiene una situación como la que se muestra en la figura 3.2, sucede que la capa límite sobre el punto de estancamiento S permanece unida al cuerpo, es decir, no se da un desprendimiento de ésta. En este punto la presión es máxima, y a partir de aquí, empieza a decrecer a lo largo de los lados del cuerpo hasta poco antes del punto de separación P; en toda esta zona se genera un gradiente adverso de presión. En el punto P la capa límite se rompe y se forma una estela que abarca toda la parte posterior del cuerpo. Para esta zona no se logran obtener resultados teóricos exactos salvo en simulaciones por computadora para números de Reynolds menores de 10^4 ; no obstante la teoría de la capa límite es adecuada para estimar el coeficiente de arrastre y el número de Stanton (St), en la región comprendida entre el punto de estancamiento S y el punto de separación P.

El punto de estancamiento es el lugar en el cual el flujo de calor es mayor que en el resto del cuerpo; por lo regular en esta zona el flujo es laminar, lo que permite plantear solución, por medio de la teoría de la capa límite, para obtener un resultado teórico del coeficiente convectivo local h_x en el punto S [22], de esta solución resulta que:

$$h_x = C k \left(\frac{U_\infty}{\nu R} \right)^{1/2} Pr^{0.4} \quad (3.9)$$

válida para $0.1 \leq Pr \leq 10$, donde U_∞ es la velocidad de la corriente próxima al cuerpo, R es el radio de curvatura del

cuerpo en el punto S y k es la conductividad térmica del material. C es una constante que toma el valor de 0.806 para un cuerpo bidimensional y 0.933 cuando se trata de un cuerpo tridimensional.

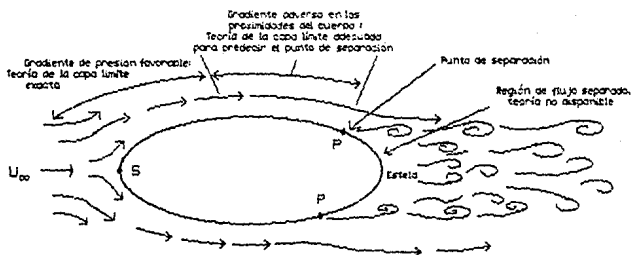


Figura 3.2 Esquema del patrón de flujo en un cuerpo sumergido en una corriente uniforme.

Una de las geometrías sometidas a un flujo externo en la que interesa determinar la transferencia de calor por convección, es la de los cilindros, los cuales pueden hallarse en bancos o a nivel individual como el mostrado en la figura 3.3a. De cualquier manera, existe en ambos casos una zona de separación del flujo y la incapacidad de estimar el coeficiente de transferencia de calor convectivo h matemáticamente.

En la figura 3.3b se muestran los datos experimentales obtenidos por W. H. Giedt [22] para el coeficiente convectivo local h_x en la periferia de un cilindro sumergido cuya temperatura de pared T_w se mantiene más o menos constante. En la figura se observa que para números de Reynolds de 70,800 y 101,300 se registra el valor mínimo para el h_x , lo cual sucede cuando $\theta = 80^\circ$ que corresponde al punto de separación; enseguida, ya en la zona de separación, h_x aumenta moderadamente como producto del movimiento turbulento propio de esta región.

Para números de Reynolds entre 140,000 y 219,000 se localizan dos valores mínimos para el coeficiente convectivo local h_x . El primero ocurre cuando θ se halla entre 80° y 90° donde la capa límite transita a turbulenta; inmediatamente, cerca de $\theta = 115^\circ$, el flujo de calor aumenta para luego caer y llegar al segundo valor mínimo, en $\theta = 140^\circ$, justo en el punto de separación. Finalmente, h_x se incrementa un poco, cuando $\theta > 140^\circ$, ya en la región de separación.

Cuando se trata de hacer diseños, el coeficiente convectivo local no resulta práctico, de lo que se desprende la necesidad de contar con un coeficiente convectivo promedio \bar{h} que relacione la transferencia de calor con el área superficial total del cilindro:

$$Q_w = \bar{h} \pi DL (T_w - T_\infty), \quad (3.10)$$

Dada la complejidad de estos procesos de transferencia de calor, no es posible calcular el \bar{h} de forma analítica, razón por la cual se recurre a correlaciones producto de datos experimentales con los cuales se obtienen diversos valores para el número de Nusselt a partir de los cuales se puede cuantificar el \bar{h} .

El número de Nusselt y el coeficiente de arrastre se definen de la siguiente manera:

$$\bar{Nu}_D = \frac{\bar{h} D}{k} = f(Re_D, Pr), \quad (3.11)$$

$$C_D = \frac{\text{arrastre}}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 DL} = f(Re_D) \quad (3.12)$$

De las correlaciones empíricas halladas para estimar el número de Nusselt, la propuesta por Whitaker [22] es de las más simples y más conocidas:

$$\bar{Nu}_D = (0.4 Re_D^{1/2} + 0.66 Re_D^{2/3}) Pr^{0.4} (\mu_\infty / \mu_w)^{1/4} \quad (3.13)$$

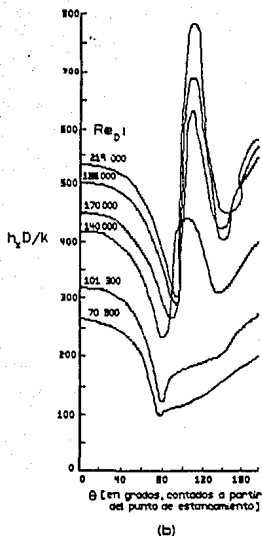
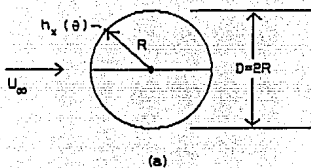


Figura 3.3 Números de Nusselt locales registrados en la periferia de un cilindro circular sometido a un flujo cruzado de aire ($Pr=0.7$).

todas las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura de la corriente T_∞ , y no a temperatura de película T_f ; la correlación es válida para $0.7 \leq Pr \leq 300$ y $10 \leq Re_D \leq 10^5$.

Existe una correlación más complicada pero a la vez más representativa dada por Churchill y Bernstein [22], quienes la aplican a todo el intervalo de datos disponibles:

$$\bar{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282\,000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (3.14)$$

válida para $10^2 \leq Re_D \leq 10^7$ y $Pr \geq 0.2$.

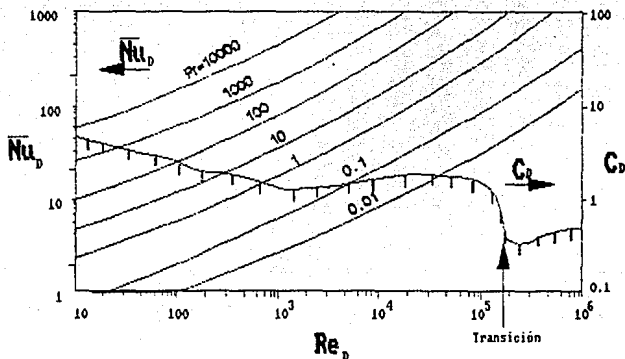


Figura 3.4 Número de Nusselt promedio (ec. 3.14) y coeficiente de fricción de un cilindro circular sometido a un flujo cruzado.

Esta correlación se encuentra graficada en la figura 3.4 en la cual, también se muestran los valores que para el coeficiente de arrastre obtuvo Wieselberger [22].

Para valores medios de Re_D comprendidos en el rango de 20,000 a 400,000 y con $Pr \geq 0.2$ se recomienda usar la siguiente expresión, debido a pequeñas variaciones que con la expresión 3.14 se tienen para este rango:

$$\bar{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282\,000} \right)^{1/2} \right] \quad (3.15)$$

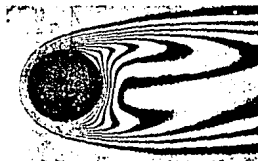
Para el cálculo del coeficiente de arrastre, $C_D(Re_D)$, no existe una sola ecuación, pero la más empleada [22] es la siguiente expresión:

$$C_D = 1 + \frac{10}{Re_D^{2/3}} \quad (3.16)$$

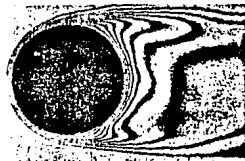
Con el fin de ilustrar la transferencia de calor en los cilindros, se muestra la figura 3.5, en la cual se puede observar el campo de temperaturas alrededor de un cilindro



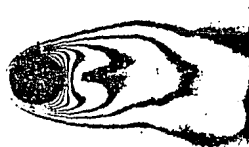
RE = 23 0.5 plg de diámetro



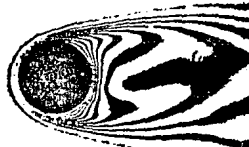
RE = 120 1.0 plg de diámetro



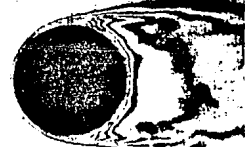
RE = 597 1.5 plg de diámetro



RE = 85 0.5 plg de diámetro



RE = 218 1.0 plg de diámetro



RE = 1600 1.5 plg de diámetro

Figura 3.5 Fotografía de interferometría mostrando isoterma alrededor de cilindros horizontales calientes, colocados en una corriente transversal de aire. [10]

caliente situado en una corriente de aire. Las líneas de temperatura constante se identifican con las líneas oscuras. También se puede distinguir la región de flujo separado que se desarrolla en la parte posterior del cilindro a números de Reynolds elevados, así como el campo turbulento presente en la región.

El conjunto de resultados mostrados en la figura 3.4 se emplean generalmente para realizar diseños, pero la correlación generadora de estos datos sólo toma en cuenta dos parámetros, a saber, el número de Reynolds, el número de Prandtl, dejando de lado parámetros importantes que tienen efectos significativos sobre la convección en cilindros en las situaciones reales. Entre estos parámetros se cuentan:

- 1) La turbulencia en la corriente libre,
- 2) la inclinación del cilindro,
- 3) el efecto en la raíz y el extremo del cilindro.

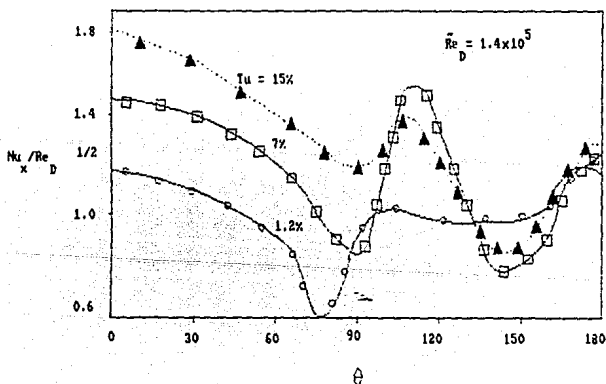


Figura 3.6 Efecto de la turbulencia de la corriente libre Tu sobre el coeficiente convectivo local en un cilindro circular bajo flujo cruzado. Se puede observar que la curva para $Tu=7\%$ se asemeja a la de la figura 3.3 para el mismo número de Reynolds.

La turbulencia en la corriente libre, en las proximidades del cilindro, tiende a incrementar el coeficiente local convectivo h_x , especialmente en la parte frontal del cuerpo donde se localiza el punto de estancamiento. En la *figura 3.6* se ilustran los efectos de la turbulencia en la corriente libre sobre el h_x . La intensidad de la turbulencia Tu , se define como la fluctuación rms de la velocidad expresada como un porcentaje de la velocidad de la corriente libre.

Cuando se trata de cilindros inclinados, es decir, que el ángulo ϕ con respecto a la corriente libre es diferente de 90° , tiene lugar el efecto denominado independencia principal (término introducido por H. Schlichting), llamado de esta forma debido a que las ecuaciones de movimiento laminar, para la componente normal del flujo, permanecen sin cambio con respecto a los ejes del cilindro. De esto se desprende el hecho de que el número de Nusselt, calculado a partir de (3.15), quede bien correlacionado empleando el número de Reynolds normal, usando:

$$Re_N = U_\infty \sin\phi D/\nu \quad (3.17)$$

Lo anterior se comprueba al analizar los datos experimentales obtenidos por H Groehn [22], mismos que se muestran en la *figura 3.7*. Aquí se puede observar que la transición a flujo turbulento se presenta más pronto, al mismo tiempo que la transferencia de calor aumenta suavemente, conforme el ángulo ϕ disminuye. Los efectos anteriores se deben, según Groehn, al aumento de la Tu en las proximidades del cilindro.

En la *figura 3.8a* se ilustra el tercer efecto sobre los cilindros, es decir, el que tiene lugar en la raíz y en el extremo de un cilindro sometido a un flujo cruzado. Experimentos realizados por Sparrow [22] muestran que la transferencia de calor en el extremo es alta y baja en la raíz al compararla con la que se estima con la correlación 3.14, en el rango de $3000 < Re < 20,000$ como se observa en la *figura 3.8b*.

Al tomar en cuenta las tres consideraciones anteriores, los diseños de regeneradores con tubos se restringen a construcciones similares a las de los intercambiadores de calor convencionales, para eliminar el efecto de la inclinación de los cilindros y colocar zona de mayor transferencia de calor en el centro del cilindro, al estar sujeto por ambos lados.

Como se observa, estos efectos pueden ser controlados en gran medida, lo cual no sucede con el de la turbulencia en la corriente libre, desafortunadamente no hay elementos teóricos que ayuden a determinar el coeficiente convectivo tomando en cuenta este efecto, de ahí que se opte por emplear las ecuaciones 3.14 y/o 3.15, para cuantificar el Nu y de aquí el h; si bien las expresiones no son totalmente exactas los márgenes de error no son muy amplios, $\pm 10\%$.

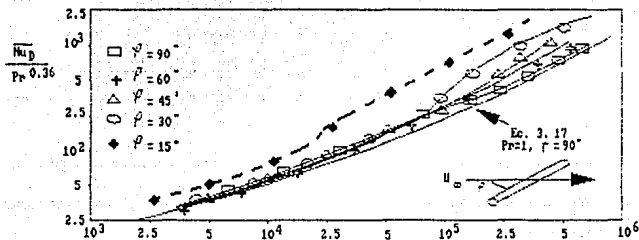
La forma en que se da la convección en las esferas es muy similar a la que tiene lugar en los cilindros, de ahí que, también aquí, la determinación del coeficiente convectivo se haga através de correlaciones producto de numerosos experimentos en relación al flujo sobre esferas; una de ellas es la propuesta por McAdams [22]:

$$\frac{hd}{k_f} = 0.37 \left[\frac{U_\infty d}{\nu_f} \right]^{0.6} \text{ para } 17 < Re < 70000 \quad (3.18)$$

Whitaker [22] desarrolló una correlación que es aplicable tanto para fluidos líquidos como gaseosos que circulen a través de esferas:

$$Nu_d = 2 + (0.4Re_d^{1/2} + 0.06Re_d^{2/3}) Pr^{0.4} (\mu_\infty / \mu_s)^{1/4} \quad (3.19)$$

misma que es válida para el intervalo $3.5 \leq Re_d \leq 8 \times 10^4$ y $0.7 \leq Pr \leq 380$; las propiedades se evalúan a la temperatura de la corriente libre, excepto μ_s .



$$Re_N = U_\infty \sin \varphi D / \nu$$

Figura 3.7 Efecto del ángulo de inclinación del cilindro sobre el coeficiente convectivo.

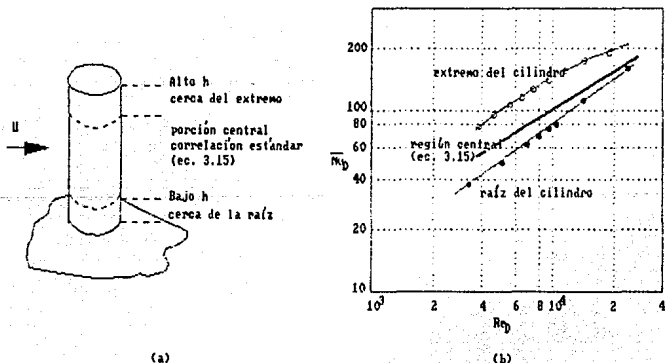


Figura 3.8 Efecto sobre el extremo y la raíz de un cilindro en flujo cruzado: a) diagrama esquemático de la geometría del cilindro para los efectos de raíz y extremo; b) datos de transferencia de calor.

Una relación aplicable a una gama mucho mayor de números de Re, es la desarrollada por Achenbach [22]:

$$Nu = 2 + (0.25 + 3 \times 10^{-4} Re^{1.6})^{1/2} \quad \text{para } 100 \leq Re \leq 3 \times 10^5 \quad (3.20)$$

$$Nu = 430 + aRe + bRe^2 + cRe^3 \quad \text{para } 3 \times 10^5 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (3.21)$$

con: $a=5 \times 10^{-3}$; $b=0.25 \times 10^{-6}$; $c=-3.1 \times 10^{-17}$.

El hecho de conocer la manera en la que se realiza la transferencia de calor en un cilindro o en una esfera, y el determinar algunas expresiones útiles para evaluar el coeficiente convectivo, para ambos casos, permiten abordar el mismo fenómeno pero ahora al nivel de un regenerador con tubos o un lecho de rocas, trabajo que se expone en las secciones siguientes.

3.2.2 REGENERADORES CON TUBOS: ARREGLOS GEOMETRICOS, CONVECCION Y CAIDA DE PRESION.

Generalmente los diseños geométricos de los paneles de los intercambiadores de calor consisten en largas filas paralelas de tubos o varillas, en la figura 3.9 se muestran algunos de los arreglos clásicos. Por lo regular se emplea el término "banco de tubos" para indicar que se trata de un flujo perpendicular a los tubos, y "haz de tubos" para cuando el flujo que incide sobre los tubos es axial. Ambos casos se refieren a flujo externo, pero para el caso de haz de tubos se opta por realizar una analogía, para efecto de análisis, con un ducto de sección transversal compleja.

Como antes se señaló, los regeneradores con tubos se ajustan perfectamente a las características de los bancos de tubos, de ahí que se tome para fines de cálculo la teoría que para ello existe, en cuanto a la transferencia de calor y a la caída de presión se refiere.

Las formas de acomodar los tubos en los bancos son diversas, pero las dos geometrías más usuales son el arreglo en

línea, *figura 3.9a*, y el arreglo alternado, *figura 3.9b*. En el arreglo alternado se tiene una alta transferencia de calor pero también una gran caída de presión, razón por la cual el arreglo en línea es preferido cuando se requiere de bajos consumos de energía de bombeo.

Dada la importancia de los cambiadores de calor mucho se ha investigado a este respecto; E.D. Grimson [22] uno de estos investigadores ha logrado representar datos producto de numerosos experimentos por medio de la expresión:

$$\frac{hD}{k_f} = C \left(\frac{U_{\infty} D}{V_f} \right)^n Pr^{1/4} \quad (322)$$

En la tabla A.1 (apéndice A), se proponen los valores de las constantes C y n en función de los parámetros geométricos empleados para describir el arreglo de tubos. El número de Reynolds esta en función de la velocidad máxima en el arreglo, es decir, de la velocidad registrada en el área mínima de flujo, la cual depende del arreglo geométrico del banco. La *figura 3.9* sirve de apoyo a la tabla A.1, ya que aquí, se muestra la nomenclatura empleada en ésta última. Cabe hacer notar que la tabla sólo es válida para arreglos con más de 10 filas de tubos; cuando se tiene un arreglo con 10 o menos tubos se emplean los datos sugeridos en la tabla A.2 (apéndice A) misma en la que se proporciona una relación para $N \leq 10$ filas de profundidad.

En un análisis bidimensional el Nusselt global, en un banco de tubos, esta en función de los siguientes parámetros:

$$\bar{Nu}_D = f(Re_D, Pr, S_L/D, S_T/D, N, \text{tipo de arreglo}) \quad (323)$$

donde S_L es el espacio longitudinal entre tubos, S_T el espacio transversal entre tubos (ver *figura 3.9*), y N es el número de líneas de tubos perpendiculares a la corriente libre.

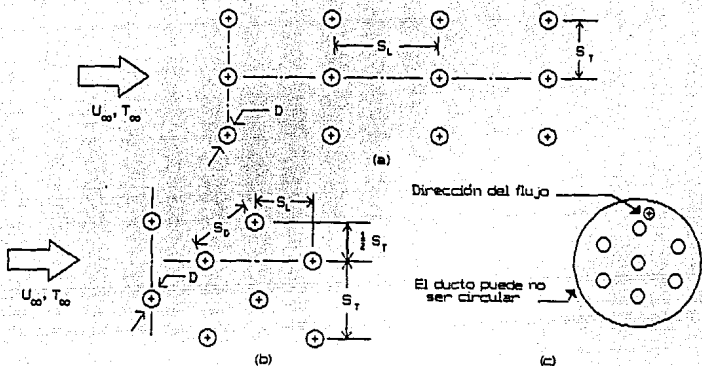


Figura 3.9 Diferentes arreglos geométricos para tubos: a) alineados; b) alternados; c) flujo axial interno.

Gran parte de la variación en la obtención de los parámetros, en bancos de tubos, causada por la relación de espacio entre los tubos, puede ser eliminada al emplear el Re_D basado en la velocidad promedio registrada entre las aberturas diagonales o transversales que hay entre los tubos. El Re_D se define como:

$$Re_D = \frac{\rho U_{\max} D}{\mu}, \quad (3.24)$$

donde
$$U_{\max} = \frac{U S_T}{S_T - D}$$

Esta expresión es funcional tanto para el arreglo lineal como para el alternado, para este último se aplica cuando el espacio diagonal $S_D > (S_D + D)/2$, en caso contrario se emplea la siguiente expresión para la velocidad:

$$U_{\max} = \frac{U S_T}{2(S_D - D)}$$

En base a lo anterior Zukauskas [22] propuso una expresión para cuantificar el Nusselt,

$$\left[\bar{Nu}_D \right]_{N \geq 10} = C Re_D^n Pr_D^{0.36} \left(\frac{Pr_D}{Pr_w} \right)^{1/4}, \quad (3.25)$$

todas las propiedades del fluido, a excepción de Pr_w , se evalúan a la temperatura de la corriente libre T_∞ .

Zukauskas propone los siguientes valores de las constantes C y n, dependiendo del arreglo de que se trate:

1) Arreglo alternado:

$$100 < Re_D < 2 \times 10^5$$

$$n = 0.6$$

$$C = 0.35 (S_T / S_L)^{0.2}$$

$$\text{para } S_T < 2S_L$$

$$C = 0.4$$

$$\text{para } S_T > 2S_L$$

$$Re_D > 2 \times 10^5$$

$$n = 0.84, C = 0.022.$$

2) Arreglo lineal:

$$100 < Re_D < 2 \times 10^5$$

$$n = 0.63, C = 0.27$$

$$Re_D > 2 \times 10^5$$

$$n = 0.84, C = 0.021$$

Las correlaciones anteriores son funcionales para bancos con 10 o más líneas de tubos. Para arreglos con menos de 10 líneas la ecuación 3.25 debe ser modificada mediante la siguiente expresión:

$$\frac{Nu_{(N)}}{Nu_{(N \rightarrow \infty)}} = \left(\frac{N}{10} \right)^{0.18} \quad (3.26)$$

$$N < 10$$

De las expresiones presentadas para la determinación del coeficiente convectivo, vía el Nusselt, la elaborada por Zukauskas es la más adecuada dados los rangos del número de Reynolds para los que es válida.

La cuantificación de la caída de presión en los lechos

empacados es importante no solo para el diseño de estos sino además, para determinación de la potencia de bombeo del fluido para asegurar una adecuada transferencia de calor a lo largo del regenerador.

Una expresión general para la determinación de la caída total de presión en un banco de tubos, es la propuesta por Jakob [22], misma que a continuación se presenta

$$\Delta P = f \rho U_{\text{máx}}^2 N (\mu_v / \mu_w)^{0.14}, \quad (3.27)$$

donde

$$f = \left[C_1 + \frac{C_2}{(St/(D-1))^n} \right] Re_D^{-m}$$

Jakob propone los siguientes valores para cada una de las constantes:

1. Arreglo alternado:

$$C_1 = 0.5; C_2 = 0.236; n = 1.08; m = 0.16$$

2. Arreglo en línea:

$$C_1 = 0.088; C_2 = 0.165St/D; n = 0.43+1.13D/St; m = 0.15$$

3.2.3 LECHOS DE ROCAS: ARREGLOS GEOMETRICOS, CONVECCION Y CAIDA DE PRESION.

La transferencia de calor en los lechos de rocas se lleva a cabo principalmente por procesos convectivos, y dada la falta de elementos matemáticos que permitan calcular el coeficiente convectivo algunos investigadores se han avocado a la tarea de determinar correlaciones experimentales para tal efecto, empero los resultados obtenidos presentan algunas diferencias inherentes a la estructura de los sistemas físicos y a la distribución del flujo que no fueron las mismas, como se puede apreciar en la gráfica de la figura 3.10.

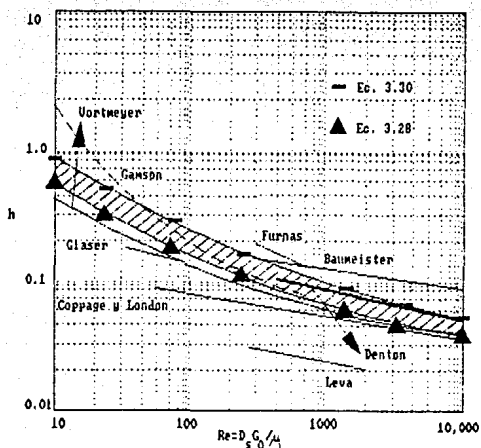


Figura 3.10 Diferentes correlaciones para la determinación del coeficiente convectivo h .

El área sombreada de la grafica engloba las correlaciones recomendadas por Clark [3] mismas que proveen una mayor exactitud en los cálculos, siendo las halladas por

TABLA I. Determinación de los coeficientes C_1 y C_2 de la expresión 3.31.

d (cm)	1.77	2.84
G_o (kg/m s)		
0.12	$C_1 = 675$; $C_2 = 0.76$	$C_1 = 705$; $C_2 = 0.74$
0.19	$C_1 = 690$; $C_2 = 0.75$	$C_1 = 700$; $C_2 = 0.74$
0.24	$C_1 = 720$; $C_2 = 0.78$	$C_1 = 700$; $C_2 = 0.77$

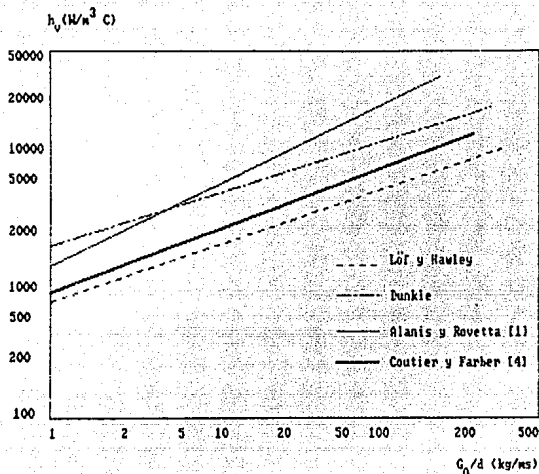


Figura 3.11 Comparación entre diferentes correlaciones para el coeficiente convectivo volumétrico.

Galloway-Sage [12] en 1970 y por Beasley-Clark [12] en 1984, las que mejor se ajustan a los límites superior e inferior de la franja sombreada. Dichas correlaciones se presentan a continuación,

límite inferior,

$$\frac{h}{C_p G_o} Pr^{2/3} = 2.0 / (Re Pr^{1/3}) + 1.354 / (Re^{1/2}) + 0.0326 Pr^{1/6} \quad (3.28)$$

límite superior,

$$\frac{h}{C_p G_o} Pr^{2/3} = 2.0 / (Re Pr^{1/3}) + 2.031 / (Re^{1/2}) + 0.049 Pr^{1/6} \quad (3.30)$$

válidas para $10 \leq Re \leq 10000$, $h = W/m^2 \cdot c$.

Otra de las correlaciones que permiten determinar el coeficiente convectivo con gran precisión es la desarrollada por Coutier y Farber [4] en 1982, como producto de varios experimentos que generaron expresiones de la forma: $h_v = C_1(G_0/d)^{C_2}$; en la tabla I se resumen los resultados que dieron lugar a la siguiente correlación:

$$h_v = 700(G_0/d)^{0.76} [W/m^2 \cdot ^\circ C] \quad (3.31)$$

En la figura 3.11 se presenta una gráfica en la que se compara la correlación de Coutier-Farber con las obtenidas en trabajos previos por otros investigadores.

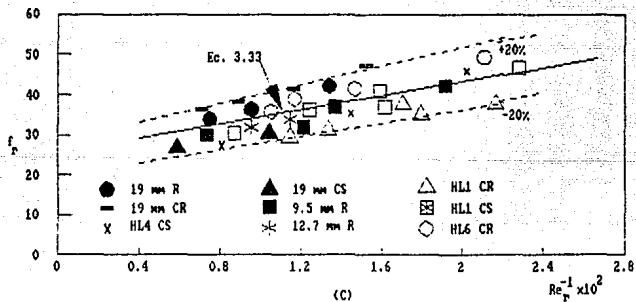
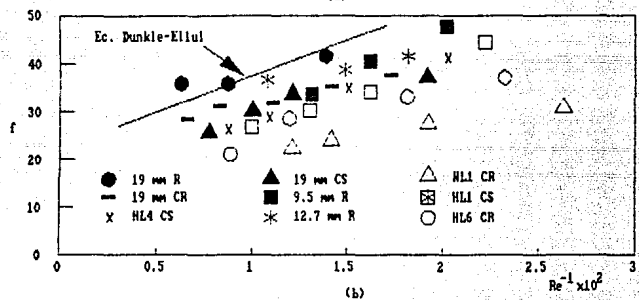
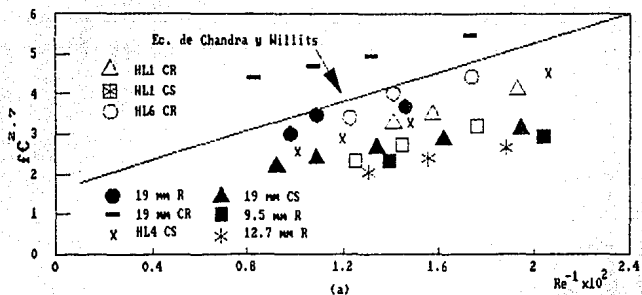
Por su parte, la caída de presión en los lechos de rocas ha sido estudiada con frecuencia dada la importancia que tiene en los diseños, de este modo se han desarrollado numerosas correlaciones experimentales cuya forma general, en términos del factor de fricción, es la siguiente: $f = a + b/Re$; $f = \Delta P \rho d / LG_0^2$. La naturaleza de las constantes a y b depende de la correlación considerada, por ejemplo Chandra y Willits [8] proponen $a = 1.7 \epsilon^{-2.7}$ y $b = 185 \epsilon^{-2.7}$; Dunkle y Ellul [8] asignan $a = 21$ y $b = 1750$. Como se puede ver en las figuras 3.12a y 3.12b, las correlaciones presentan datos erróneos para la mayor parte de los diámetros de rocas ensayados debido a que no toman en cuenta la experimentación con rocas lavadas, lo cual repercute en la rugosidad de estas. Hollands y Sullivan [8] desarrollaron una correlación que es útil tanto para rocas lavadas como polvosas, misma que resulta ser más exacta que las otras, pues cubre datos experimentales en un rango de $\pm 20\%$ como se muestra en la figura 3.12c; la correlación desarrollada es la siguiente:

$$\Delta P = \frac{f (1-\epsilon) LG_0^2}{\rho d} \quad (3.32)$$

$$f = 26 + 800/Re \quad (3.33)$$

donde

$$Re = dG_0/\mu$$



Rocas: R:redondas; CR:rocas rotas; CS:piedras rotas

Figura 3.12 Gráficas dimensionales f vs Re^{-1} para diferentes correlaciones: a) Chandra-Willits; b) Dunkle-Ellul; c) Holands-Sullivan.

4 MODELOS EXPERIMENTALES

4.1 INTRODUCCION

En la presente seccion se expondra lo concerniente al diseño, la construccion y las pruebas realizadas con los modelos experimentales, lecho de rocas y tubos de arena. De estos almacenos el primero en diseñarse fue el de rocas, debido a la mayor difusion de informacion sobre este tipo de almacenos. Para el diseño se tomaron en cuenta una serie de criterios preestablecidos, a saber, tamaño de particulas, fraccion de vacio, velocidad del fluido y longitud del lecho. La construccion del lecho de rocas se realizo con materiales de uso comercial y rocas de rio. Por su parte, el almacen con tubos de arena se diseño tomando en cuenta las mismas magnitudes de velocidad del fluido y el volumen de solido manejadas en el lecho de rocas, para garantizar una identidad en el potencial de la capacidad de almacenamiento de energia; tambien aqui los materiales son de tipo comercial, y la arena es de la empleada en construccion.

Se realizaron varios ensayos, de carga-descarga, empleando 3 diferentes gastos de aire para cada uno de los regeneradores, encontrandose que para el caso del lecho de rocas a mayor gasto menor tiempo de carga y descarga, y viceversa; en tanto que el regenerador con tubos de arena presenta un comportamiento diferente, en primera instancia se observó que a mayor gasto de aire mayor tiempo de carga y descarga, y viceversa, pero además se tiene que la temperatura de salida, durante el período de descarga, cae al inicio abruptamente hasta unos cuantos grados arriba de la temperatura de entrada, para posteriormente decaer paulatinamente hasta igualar la temperatura de suministro.

Este detalle hace que los regeneradores con tubos de arena se tornen importantes cuando de sistemas de calefaccion se trate; por su parte, los regeneradores tipo lecho de rocas son mas competentes en los casos en que se requiera de la energia acumulada en breves lapsos de tiempo.

4.2 CRITERIOS DE DISEÑO

La implementación de los modelos experimentales se llevo a cabo tomando en cuenta dos vertientes, a saber, una empirica y otra "teórica" (el encomillado se debe a que los criterios usados son sólo guías basadas en hechos experimentales; cabe aclarar que la influencia de la última fue la de mayor peso en todo el desarrollo).

El hablar de una vertiente empirica se refiere al hecho de haber seleccionado algunos de los componentes para el modelo, de forma circunstancial, pues se usaron elementos que se hallaban disponibles, como lo fue el ventilador, el elemento calefactor y el recipiente para el empaclado. El ventilador cuenta con un motor tipo jaula de ardilla, trifásico de 220 V, 1800 rpm, 1.5 HP y un ducto de descarga de 4" con válvula de mariposa; a este se le acoplo un arrancador magnetico con elementos térmicos de 25 A, una botonera y un switch de cuchillas con fusibles de cartucho de 30 A. Estos sistemas eléctricos restringieron la posibilidad de emplear bajos flujos máscicos debido a que al aumentar la carga, la corriente solicitada se incrementa de tal manera que los elementos térmicos se bloquean; de este modo el flujo máscico más bajo se estableció en .04 kg/s. Para la obtención de este valor tuvo influencia el elemento calefactor empleado, el cual fue una resistencia recta aletada de 1800 W-120 V.

El cuerpo del almacén se formó con dos recipientes de plástico de 20 litros cada uno, con lo que el área de sección transversal se fijó en 684.6 cm^2 , dado que el diámetro de estos es de 29.523 cm, y así, a la posibilidad de seleccionar una longitud se le marcó un limite superior en 80 cm.

Tomando en cuenta las restricciones establecidas por los tres elementos antes citados, se continuó con la determinación de los restantes parámetros para el diseño de los modelos experimentales, con la ayuda de los criterios que para el diseño de lechos empaclados tipo lecho de rocas sugiere J.A. Clark [3], de los cuales se tomaron en cuenta

los siguientes, a saber, velocidad del fluido; tipo, tamaño y forma de las partículas; fracción de vacío, longitud del lecho.

La velocidad del fluido esta muy relacionada con la transferencia de calor de los lechos empacados, lo cual implica una repercusión en la eficiencia de almacenamiento (η_{alm}), de ahí la importancia de este parámetro. Estudios realizados a este respecto [25] y [31], sugieren adoptar una velocidad en el rango de 2.1 a 10.7 m/min, para mantener la η_{alm} dentro de niveles aceptables; aunque J.P. Coutier y E.A. Farber [4] sólo recomiendan mantener la velocidad por debajo del valor crítico de 3.5 m/s.

Los tipos de rocas más comúnmente empleadas son las de río, de depositos de grava o las que provienen de ciertas playas, pues sus características térmicas, baja conductividad y alta capacidad de almacenamiento, son las adecuadas para formar parte de un lecho empacado. Una forma redonda, con la superficie liza y dura es lo deseable en las rocas, aunque también es conveniente contar con piedras largas con caras planas y de forma irregular para compensar la heterogeneidad en el empacado causada por variaciones en el tamaño y forma de las rocas. El diámetro equivalente de las rocas se recomienda este en el rango de 3/4 a 1 1/2" (1.91 a 3.81 cm) [24]. Por otro lado, es preferible que las rocas sean lavadas antes de sus instalación en el lecho, ya que el material adherido a ellas puede ocasionar bloqueo en la corriente del fluido o efectos de *by pass*, así como un ambiente propicio para el desarrollo de hongos o cualquier otro tipo de crecimiento biológico.

La fracción de vacío (ϵ) es de gran importancia en el diseño de lechos empacados, pues se halla muy vinculada con la caída de presión y la eficiente transferencia de calor, pues sucede que a mayor ϵ deficiente convección y a menor ϵ altas caídas de presión, además de las repercusiones que tiene sobre el área de sección transversal y el diámetro de

las rocas, ya que con diámetros grandes el área de sección transversal debe ser forzosamente grande, ya que de lo contrario se generan efectos de *by pass* en las paredes del recipiente; de ahí que se sugiera seleccionar un diámetro para el contenedor de 20 a 50 veces mayor que el diámetro de las rocas para eliminar dicho efecto. El rango recomendado de ϵ para el diseño de regeneradores es de .35 a .45 [27].

En general, los diseños de lechos empacados son, geoméricamente hablando, cortos y anchos en vez de largos y delgados; Balcomb y otros [25] proporcionan una guía para la selección de la longitud del lecho, en función de lo que llaman longitud relajada (λ), la cual se determina con la ecuación

$$\lambda = \frac{6 D_s C_p \rho G_o}{h(1-\epsilon)}$$

así, el criterio sugiere que una $L > 3\lambda$ será la adecuada para un regenerador cuyos parámetros térmicos y geoméricos son conocidos.

4.3 REGENERADOR TIPO LECHO DE ROCAS

Tomando en cuenta los criterios de diseño arriba citados, se adoptaron los siguientes valores:

Para seleccionar la velocidad sólo se tomó en cuenta el criterio de Courtier y Farber, dadas las restricciones impuestas por el sistema eléctrico ya antes señaladas; de este modo como velocidad mínima para los ensayos se usó $v=0.55$ m/s.

Este valor de velocidad es el resultado de un cálculo matemático a partir del gasto másico, de la siguiente manera,

$$\dot{m} = \frac{Q}{C_p \Delta T}$$

donde, Q energía proporcionada por el elemento calefactor, C_p es el calor específico del aire y ΔT es el incremento en la temperatura del aire. Con \dot{m} y la densidad del aire (ρ), a la temperatura de operación, se estimó el flujo volumétrico \dot{Q} ; con la ayuda de la sección transversal del lecho se obtuvo la

velocidad arriba señalada; recuérdese que $\dot{m}_{min} = 0.04 \text{ kg/s}$.

Las rocas empleadas para el modelo son de río, de un material muy similar al mármol, su superficie es liza y dura, su forma es redonda y el diámetro promedio es de aproximadamente 2.066 cm,

$$D_a = \sqrt[3]{\frac{6V_{total \text{ rocas}}}{N \text{ Número rocas}}}$$

V = volumen;

Este valor se obtuvo a partir del volumen total de las rocas, mismo que se determinó con el método de desplazamiento de agua. Con el volumen de las rocas y el peso de las mismas, se obtuvo la densidad la cual se comparó con la correspondiente al mármol encontrándose que los valores para cada uno de ellos son aproximadamente los mismos (2.4 % de error) [22], de ahí que para la conductividad térmica, el calor específico y la difusividad térmica se hallan tomado, para fines de cálculo, los valores correspondientes a la roca mármol. Cabe hacer notar que las rocas fueron previamente lavadas para evitar aglomeraciones de polvos y un ambiente propicio para crecimientos biológicos.

De la determinación del volumen total de las rocas se desprendió, también, el cálculo de la fracción de vacío ϵ , la cual resultó ser de 0.3696; este valor está comprendido en el rango usual para lechos empacados. Es importante señalar el hecho de que al emplear un diámetro de rocas de 2.066 cm se requiere de un recipiente de por lo menos 40 cm para minimizar el efecto de *by pass*, en este caso el diámetro es de 30 cm, pero el efecto se minimizó colocando las rocas de menor tamaño y aquellas irregulares, largas y de caras planas, en las orillas del lecho compensando así ese déficit de 10 cm en el diámetro. El resultado de esta forma de acomodar las rocas se aborda en el apartado siguiente.

La longitud del almacén, limitada a 80 cm como máximo, se determinó con la ayuda del criterio de la longitud

relajada ($L > 3\lambda$); usando los valores de h , D_s , Go y ϵ se obtuvo $\lambda = 0.1063$ m, lo cual indica que una longitud adecuada es $L > 0.319$ m; en este caso la longitud empleada es de 0.5 m dado el volumen total de rocas disponibles.

A continuación se presentan en una lista los parámetros empleados para el diseño del modelo experimental tipo lecho de rocas:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{min}} &= 0.0398 \text{ kg/s} & Go &= 0.581 \text{ kg/m}^2 \\ \dot{Q} &= 0.043 \text{ m}^3/\text{s} & v &= 0.635 \text{ m/s} \\ A &= 0.06846 \text{ m}^2 & \epsilon &= 0.3696 \\ L &= 0.5048 \text{ m} \\ h &= 8834.118 \text{ W/m}^2\text{C} \end{aligned}$$

material sólido:

roca mármol de río,
superficie liza y dura,
forma redonda, lavadas.

$$\begin{aligned} m_{\text{roc}} &= 56.28 \text{ kg} & D_s &= 0.02066 \text{ m} & C_p &= 1000 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \\ V &= 0.02175 \text{ m}^3 & \rho_s &= 2587.78 \text{ kg/m}^3 & k &= 2.7 \text{ W/m}^\circ\text{C} \\ \alpha &= 1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \text{ ref. [22].} \end{aligned}$$

Una vez determinados los parámetros básicos de diseño se construyó el regenerador tipo lecho de rocas; para ello se utilizaron los siguientes materiales:

- 4.5 m de ángulo de hierro de 1 1/2 x 1/8",
- 5 m de solera de 1/2 x 1/8",
- 1/2 hoja de lámina galvanizada #20,
- 2 codos de lámina galvanizada de 90° y 4" de diámetro,
- 2 tramos de tubo de 4" de lámina galvanizada,
- 4 abrazaderas de 4",
- 7 cajas de popotes de 21 x .5 cm,
- 1/2 metro de malla de mosquitero,
- 4 m de alambre de cobre #12,
- 1 clavija para trabajo rudo 120 V y 15 A,
- 1 resistencia recta aletada de 1800 W y 120 V,
- 35 termopares tipo J,
- fibra de vidrio y papel aluminio.

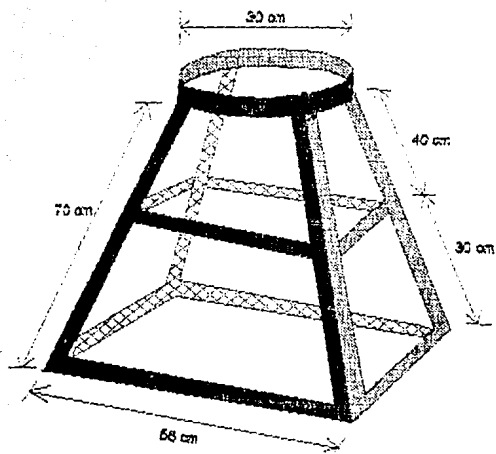


Figura 4.1 Base piramidal formada con ángulos de hierro de $1/2 \times 1/8$ ".

Con el ángulo de hierro se construyó una base para el almacén con el objeto de mantenerlo en posición vertical durante la experimentación, *figura 4.1*; con la solera se fabricó una rejilla para sostener a las rocas, *figura 4.2*. Con la lámina galvanizada se formó una tobera que une el tubo de 4" con el recipiente, cuyo diámetro es de 30 cm. Esta tobera tiene una longitud de 28.6 cm y un ángulo de 17.5° , *figura 4.3*. Un par de uniformizadores de flujo se construyeron con los popotes; el primero de ellos tiene las siguientes dimensiones: 10×10.16 cm de longitud y diámetro

respectivamente, en tanto que el segundo es de 10 x 30 cm; el primero se colocó a la entrada de la tobera y el segundo a la salida de esta; la malla de mosquitero se adicionó a ambos lados de cada uno de los uniformizadores, figura 4.4.

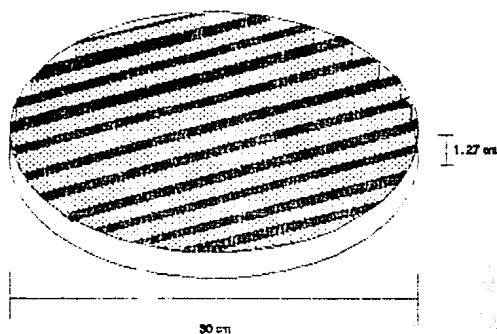


Figura 4.2 Rejilla contenedora hecha con solera de 1/2 x 1/8".

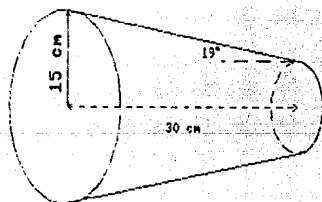


Figura 4.3 Tobera de lámina galvanizada para unir el lecho de rocas con la fuente de energía.

Los termopares empleados para realizar los censos de temperatura son del tipo J (hierro-constantan), dado que la

fem generada es alta y su costo es bajo (ver apéndice B). El número de termopares empleados obedeció al arreglo empleado,

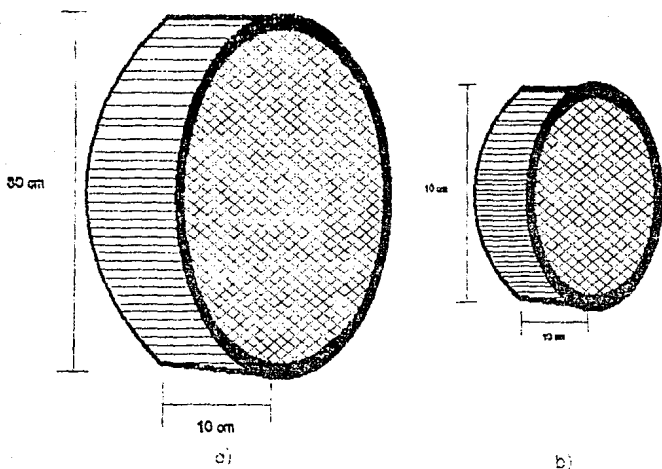


Figura 4.4 Uniformizadores de flujo: a) instalado en la salida de la tobera; b) instalado en la entrada de la tobera.

mismo que se muestra en la figura 4.5. La razón de colocar una mayor cantidad de termopares en la parte media del lecho, se debe a la consideración de que es en esta zona en la que mejor se aprecia la onda térmica que lo recorre, ya que a la entrada los cambios de temperatura suscitados son más violentos debido a la fuente de calor, por otro lado, a la salida la temperatura ambiente influye sobre la del lecho.

Todo el cuerpo del almacén se recubrió con una capa de fibra de vidrio de 1 cm de espesor y con papel aluminio para reducir las pérdidas de calor al ambiente. El arreglo final del modelo experimental con rocas se muestra en la figura 4.6.

4.4 REGENERADOR CON TUBOS DE ARENA

El segundo modelo experimental, de tubos de arena, se construyó tomando como base el mismo volumen de material sólido usado en el lecho de rocas, lo cual implica una capacidad potencial de almacenamiento de igual magnitud en ambos regeneradores; con esto, el mismo gasto másico y el área de sección transversal, se establecieron los siguientes valores para cada uno de los parámetros manejados:

$L = 0.635 \text{ m}$	$D_{\text{tubo}} = 0.1016 \text{ m}$
$L_{\text{tubo}} = .305 \text{ m}$	$\# \text{ tubos} = 12$
material sólido empleado: arena seca,	
$\rho = 1500 \text{ kg/m}^3$	$C_p = 800 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$
$k = 0.3 \text{ W/m}^\circ\text{C}$	$\alpha = 2.5 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, ref.[22].
material del cuerpo del almacén: lámina galvanizada #20,	

Los parámetros que se repiten son los siguientes:

$\dot{m}_{\text{min}} = 0.0309 \text{ kg/s}$	$G_o = 0.5984 \text{ kg/sm}^2$
$\dot{Q} = 0.0374 \text{ m}^3/\text{s}$	$v = 0.5471 \text{ m/s}$
$A = 0.06846 \text{ m}^2$	

Todos los materiales empleados en este segundo modelo experimental son los mismos a excepción de la rejilla y la estructura hecha con ángulo de hierro; a esta lista sólo se agrega un elemento más, a saber, un tramo de lona la cual se utilizó para unir la tobera con la entrada del almacén de tubos. En la figura 4.7 se muestra la disposición del segundo modelo experimental. Como se observa, el arreglo presentado por los tubos es alternado, debido a que de esta manera la transferencia de calor es mayor aunque la caída de presión también lo es, pero el efecto de *by pass* se disminuye en gran parte.

Se puede percibir que el diámetro y la longitud de los tubos no se respaldan con ningún criterio preestablecido, esto se debe a que la literatura a este respecto es muy escasa, de modo que estos parámetros se establecieron tomando

en cuenta la disponibilidad comercial de materiales. El diámetro de los tubos se eligió de 4" (10.16 cm) dado que es esta la medida mas común de los tubos de lamina galvanizada, a su vez la longitud de 12" (30.5 cm) es consecuencia de la longitud comercial de estos tramos de tubo, que es de aproximadamente de 1 m, del cual se pueden obtener 3 pequeños tubos de 12" cada uno, economizando material.

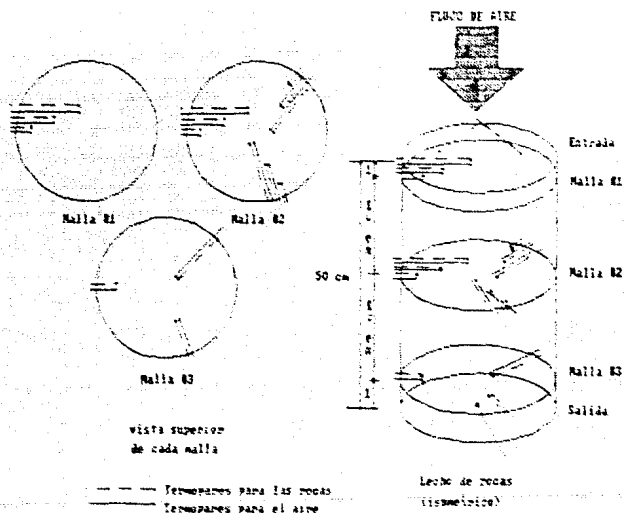


Figura 4.5 Disposición de los termopares en el lecho de rocas.

El tipo de termopares empleados fue el mismo, es decir, el tipo J (hierro-constantan). La distribución de ilustra en la figura 4.7. En el tubo número 1 se colocaron 6 sensores

con el objeto de tener una imagen más clara de la distribución, vertical y axial, de la temperatura a nivel interno; en los demás sólo se colocaron dos termopares, uno

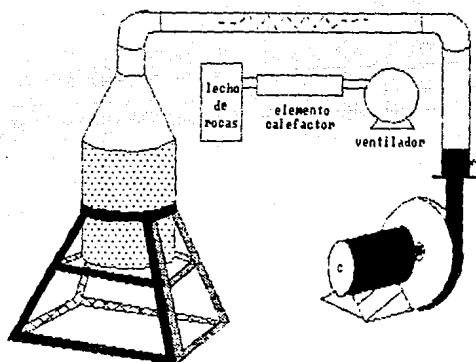


Figura 4.6 Arreglo final del lecho de rocas.

al centro y otro en una orilla, ya que cuando la temperatura del centro del tubo es igual a la de la orilla y esta a su vez similar a la del aire que circula a su alrededor, se puede aseverar que el tubo se halla cargado. La figura 4.8 muestra el arreglo final de este segundo modelo experimental.

Se realizaron varios ensayos de carga-descarga para cada uno de los modelos, empleando tres gastos máxicos diferentes ($\dot{m}_1 = 0.0859 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_2 = 0.0594 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_3 = 0.0397 \text{ kg/s}$). El estímulo de temperatura aplicado al sistema fue una función escalón; claro está que tan sólo es similar porque el tiempo en que el escalón alcanza su valor permanente la excitación se asemeja más a un pulso triangular. Se pone de manifiesto el hecho de que el valor permanente del escalón en realidad no existió

debido a los cambios sufridos por la temperatura ambiente, influencia que siempre estuvo presente en todos los ensayos.

El proceso de carga de daba por concluido, en el lecho de rocas, cuando la temperatura del aire de la entrada era prácticamente la misma que la de salida, así como la de las rocas con respecto a la del aire de entrada; por su parte el almacén de tubos se consideraba cargado cuando la temperatura

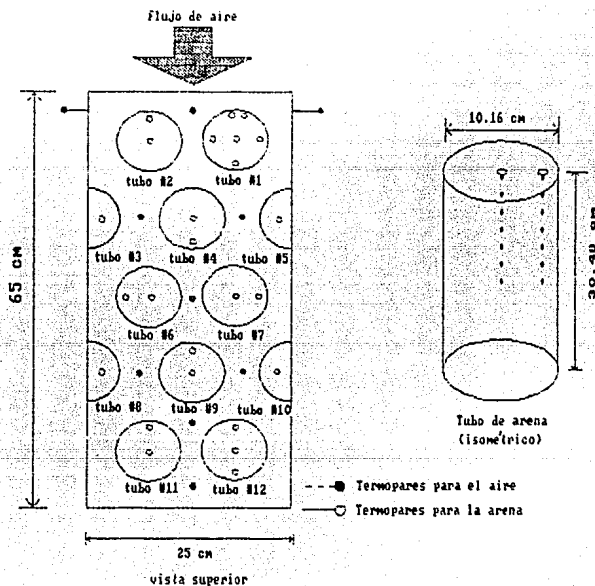


Figura 4.7 Disposición de los termopares en el regenerador con tubos de arena.

del aire de entrada, la de salida del mismo, la de la orilla

del tubo y la del centro eran similares. En el caso de la descarga, se utilizó un estímulo del tipo de una función escalon; los almacenes se consideraban como descargados cuando la temperatura global (sólido y fluido) de estos tenían una magnitud similar.

La temperatura de entrada a los regeneradores para cada gasto másico ensayado fue diferente, no obstante las variaciones inducidas en parámetros como la densidad y la viscosidad del aire, fueron muy pequeñas (del orden del 5%, como máximo), de ahí el no considerar necesario el uso de un regulador de temperatura, además de que al adimensionalizar

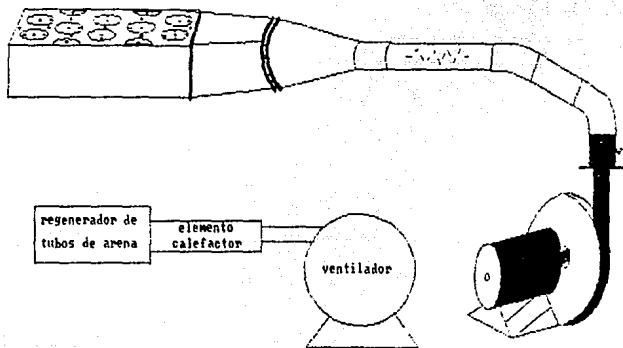


Figura 4.8 Arreglo final del almacén de calor con tubos de arena.

las temperaturas la magnitud ya no es significativa y existe entonces una posibilidad de comparar los resultados de cada ensayo.

Como antes se señaló, se realizaron ensayos de carga y descarga con cada uno de los modelos experimentales para tres diferentes gastos, a saber, uno alto ($\dot{m}_1 = 0.0859 \text{ kg/s}$), uno medio ($\dot{m}_2 = 0.0594 \text{ kg/s}$), uno bajo ($\dot{m}_3 = 0.0397 \text{ kg/s}$). Durante

los 10 primeros minutos de los procesos de carga y descarga se registró cada minuto la temperatura de entrada y la de salida de los almacenes de calor; enseguida, en el minuto 10, se realizó el primer censo completo de las temperaturas de todo el regenerador, posteriormente la lectura de las temperaturas se hizo a espacios de 20 min hasta el final de la prueba. Dichos registros se hicieron con la ayuda de un termómetro digital.

El proceso de descarga se inició, en todos los ensayos, cuando las temperaturas del sólido y la del fluido en todo el regenerador eran similares en dos censos consecutivos, y de igual forma para dar por concluido el proceso de descarga. De este modo, el proceso de carga-descarga en el regenerador tipo lecho de rocas tuvo una duración de 130 min y de 210 min en el de tubos de arena.

5 ANALISIS DE RESULTADOS

5.1 INTRODUCCION

En la sección precedente se expuso la metodología empleada para la realización de los experimentos así como los criterios de diseño de los mismos y las consideraciones hechas a este respecto. En este apartado se mostrarán y explicarán los resultados obtenidos, a partir de los cuales se evaluarán los regeneradores implementados además de justificar algunas de las desiciones tomadas para la realización de los experimentos, tales como la distribución del material sólido en el lecho de rocas y el hecho de no establecer la misma temperatura de entrada a los regeneradores durante la experimentación con diferentes gastos.

Se empezará por presentar una comparacion entre las curvas de entrada a los regeneradores, para continuar con las graficas entrada-salida para cada uno de los gastos ensayados y finalizar con la presentación en conjunto de las curvas de salida de los lechos empacados, además de las gráficas obtenidas a partir del modelo híbrido, es decir, el acoplamiento del lecho de rocas con el regenerador con tubos de arena.

5.2 RESULTADOS

Uno de los criterios de diseño para lechos empacados con rocas, como ya se anotó, es el diámetro de las partículas y la relación que éste tiene con el área de sección transversal del almacén. Para el trabajo en cuestión, dado el diámetro de las partículas seleccionadas la correspondiente área del lecho tendría que haber sido de 40cm, no obstante se estableció en 30cm; la implicación inmediata es el efecto de *by pass* dentro del almacén y una consiguiente mala distribución del flujo de aire además de las repercusiones en la transferencia de calor y eficiencia de almacenamiento. La forma de compensar este efecto fue colocando rocas de formas alargadas y de caras planas en las paredes internas del regenerador; los resultados obtenidos son satisfactorios como se puede observar en la gráfica de la *figura 5.1*. La escasa diferencia entre la temperatura cercana a la pared del lecho y aquella del centro para cada uno de los nodos da pie para aseverar que el efecto de *by pass*, así como sus implicaciones, se redujeron al mínimo.

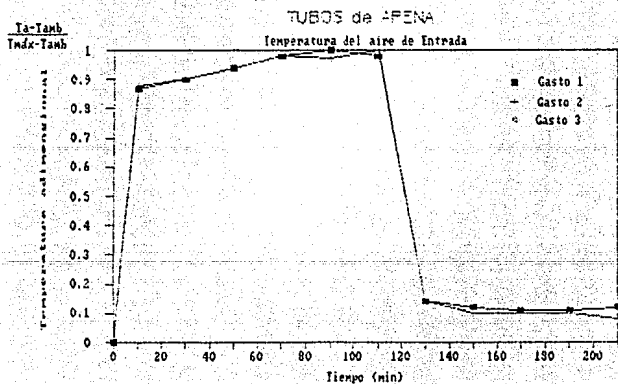
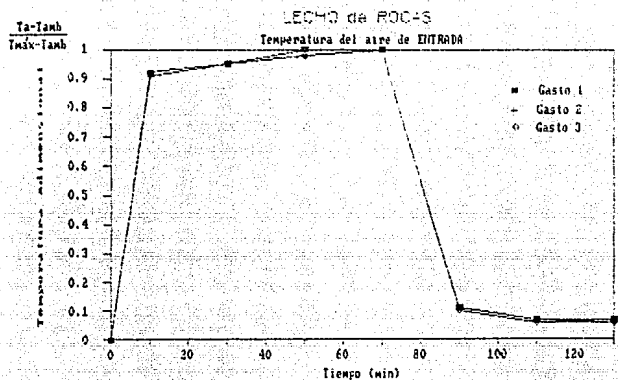
En el capítulo anterior se mencionó el hecho de que la temperatura de entrada a los regeneradores para cada uno de los gastos experimentados no fue la misma, aunque sí lo fue para cada gasto en ambos regeneradores. En la hipótesis elaborada a este respecto se suponía que dado lo pequeña que era la diferencia en la temperatura de entrada entre el gasto menor y el mayor (de 15°C aproximadamente), parámetros importantes tales como la densidad, la viscosidad, la conductividad térmica y la capacidad calorífica, tanto del fluido como del sólido, no presentaban una variación significativa (del orden de 5% máximo), se podía entonces prescindir del control de la temperatura de entrada a los regeneradores para cada gasto ensayado sin implicaciones importantes, pues al adimensionarla la diferencia sería mínima. El contenido de dicha hipótesis se comprueba en las gráficas de la *figura 5.2*, en las que se muestran las curvas

de entrada para cada uno de los gastos experimentados en ambos regeneradores; como se aprecia las variaciones existentes son muy pequeñas lo que apoya y comprueba la hipótesis planteada. La pendiente positiva manifiesta es inherente a los cambios en la temperatura ambiente la cual, si bien, se utilizó para adimensionalizar las curvas y las estandarizó en gran medida, no lo realizó al 100% debido a otras variables fuera de control, como las corrientes de aire o las pérdidas al ambiente posteriores a los puntos de registro, que participaron en la imagen final de las curvas presentadas.

En las figuras 5.3 y 5.4. se hallan graficadas las temperaturas de entrada y de salida de los almacenes de calor para cada uno de los gastos de aire empleados. Como se puede ver en la figura 5.3 la descarga es más rápida conforme el gasto es mayor, y de igual forma sucede con el proceso de carga, recuérdese que el gasto uno es mayor que el gasto tres. También se observa que el tiempo que requiere el almacén para cargarse por completo es similar al que toma en descargarse, si se emplea un mismo gasto, pues, como es evidente, si se emplea un gasto mayor para cargar que para descargar, este último proceso se prolongará, y de forma inversa sucederá si para la carga el gasto es menor que para la descarga.

De lo anterior se deduce que este tipo de regeneradores liberan la energía almacenada prácticamente del mismo modo en el que la captaron, así pues, dependiendo del uso que se les quiera dar, se pueden combinar gastos diferentes en la carga y en la descarga, para lograr un buen rendimiento. Cabe señalar que durante el proceso de descarga y en todos los gastos probados la temperatura de salida tuvo una caída más o menos suave, de modo que el regenerador con rocas desempeña adecuadamente la función de fuente de energía.

Por su parte, el almacén con tubos de arena no muestra diferencias significativas durante el proceso de carga, pues



Ta=Temp. del aire; Tamb=Temp. ambiente; Tmax=Temp. máxima del aire

Figura 5.2 Curvas experimentales de entrada a los regeneradores para cada uno de los gastos ensayados.

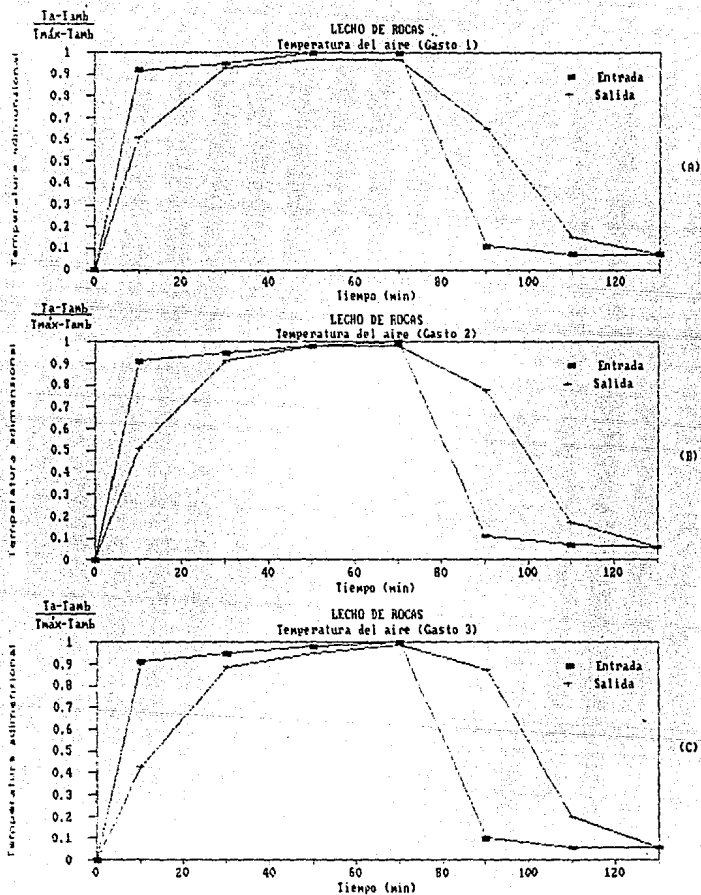


Figura 5.3 Comportamiento de la temperatura de salida del regenerador con rocas con respecto a la de entrada, para 3 diferentes gastos. (Curvas experimentales).

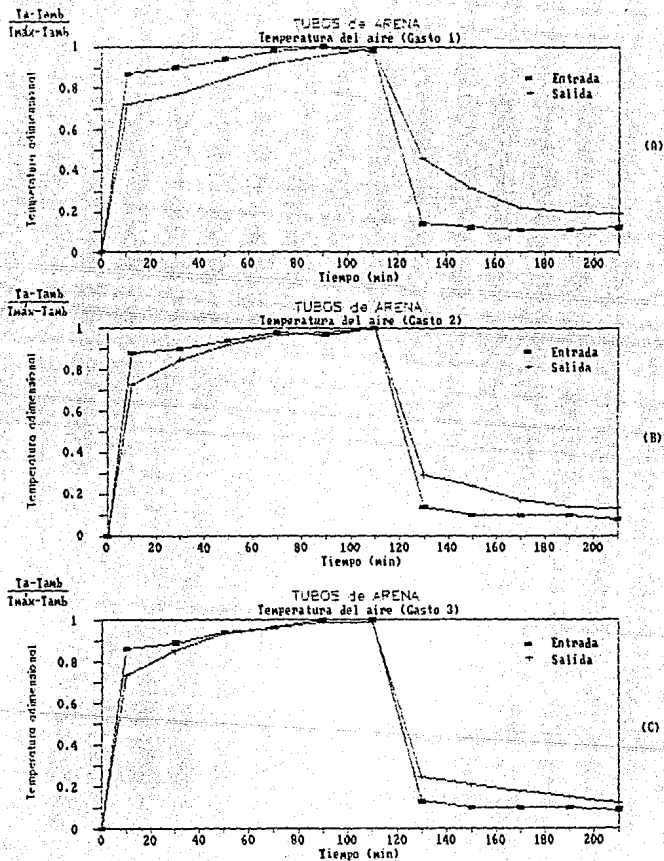


Figura 5.4 Comportamiento de la temperatura de salida del regenerador con tubos de arena con respecto a la de entrada, para 3 diferentes gastos. (Curvas experimentales).

como se puede ver en la figura 5.4 las curvas de carga para cada uno de los gastos son prácticamente las mismas, lo que no sucede con las de descarga en las cuales se percibe que a mayor gasto de aire la curva de descarga es más suave, debido a la conducción del calor al interior de los tubos; lo importante aquí es que gracias a dicha conducción el regenerador tiene un comportamiento de regulador de temperatura, mas que de una fuente de energía como en el caso del lecho de rocas, pues se observa que en los primeros instantes de la descarga la temperatura del aire de salida cae abruptamente hasta casi la temperatura de entrada y posteriormente desciende poco a poco hasta igualar a la temperatura de suministro. También aquí se repite el hecho de que el tiempo de carga es similar al de descarga, pero con la variante de que en la mayor parte del tiempo de este último proceso, la temperatura de salida se mantiene mas o menos constante.

Retomando lo anterior, se puede decir que un regenerador con tubos de arena puede ser muy útil cuando el objetivo principal sea el de proveer aire a una temperatura constante, como por ejemplo en un proceso de secado, en tanto que un regenerador con rocas sería de gran utilidad cuando se necesitara de un suministro grande de energía, como cuando se quisiera calentar el agua de una piscina.

Dadas las características de ambos regeneradores se realizó el acoplamiento entre el almacén con rocas y el de tubos de arena con el objeto de combinar el efecto de gran suministro de energía en poco tiempo y el de dosificación de la misma. El gasto másico empleado para experimentar en el sistema acoplado fue el número dos, dado que de esta forma los resultados a los que se llegaron al usar los gastos 1 y 3 serían fácilmente previsibles al usar el gasto intermedio.

En este caso la hipótesis elaborada suponía que se obtendría de este sistema una respuesta que por un lado suministraría una cantidad considerable de energía, y por otra parte que la mantendría decayendo suavemente, hasta que

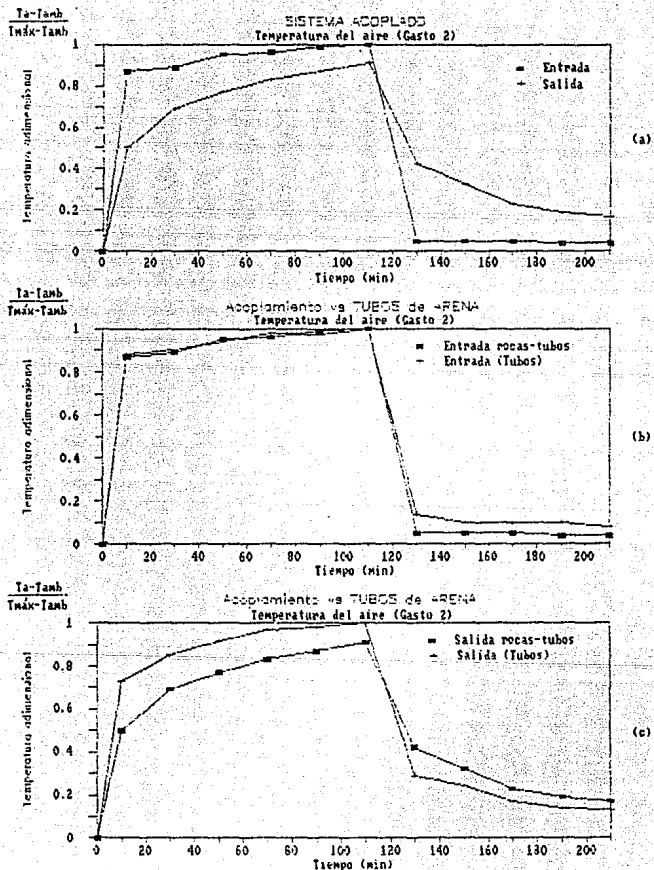


Figura 5.5 Curvas de comportamiento del sistema híbrido (lecho de rocas-regenerador con tubos de arena).

dicho sistema se descargase, a partir de un nivel mayor al que lo haría un regenerador con tubos operando en forma individual. El resultado de la hipótesis fue positivo como se puede corroborar con las gráficas (a) y (c) de la *figura 5.5*. En la *figura 5.5c* se presenta la comparación entre la salida del sistema híbrido y aquella del regenerador con tubos, como se puede ver no obstante la lentitud del proceso de carga y el hecho de solo cargarse en un 90%, la curva presentada en la descarga denota una ganancia del 18% con respecto a la del regenerador individual, para un mismo tiempo de operación. En la *figura 5.5b* se muestra la comparación de las curvas de entrada a ambos regeneradores, y como es evidente, la diferencia solo se presenta en la descarga siendo ésta aún pequeña.

Los resultados anteriores permiten mencionar que el uso de sistemas híbridos, de esta naturaleza, pueden incrementar la eficiencia de los regeneradores empleados en calefacción, procesos de secado, generación de electricidad (pequeña escala) y en hornos solares. Esto a su vez, les proporciona una mayor versatilidad y con ello la posibilidad de ser susceptibles de otras aplicaciones.

6 MODELO NUMERICO

6.1 INTRODUCCION

Este capítulo presenta el desarrollo del modelo numerico convolutivo para la simulación de lechos empacados, mismo que se basa en la superposición de sistemas lineales. Posterior a esta exposición matemática, se presenta la implementación en computadora del modelo; seguidamente se realiza la simulación de los lechos con los que se experimentó, para efectos de validación del programa de computadora. Finalmente se elabora una curva característica cuyo objetivo es servir de apoyo en los diseños de lechos empacados.

Los procesos de transferencia de calor que se presentan entre un fluido y un sólido tienen la ventaja de poder ser modelados por medio de ecuaciones diferenciales parciales. Es a partir de estas que se han planteado diversas formas de solución, de corte matemático, a los problemas de convección que frecuentemente tienen lugar en la ingeniería. Con la introducción de las computadoras estos métodos de solución han dejado de ser tan arduos e inexactos, ya que estas máquinas, como es del saber común, realizan una gran cantidad de cálculos en tiempos reducidos consiguiéndose exactitudes muy significativas que proporcionan resultados muy próximos a los que en realidad suceden en este tipo de fenómenos; de ahí que el realizar diseños por medio las computadoras resulte ser muy confiable. Esto evidentemente representa una ventaja a nivel económico y por supuesto un ahorro de tiempo tanto de diseño como de fabricación del dispositivo.

6.2 OPERACION CONVOLUCION

La mayor parte de los algoritmos de simulación para lechos empacados toman como base la representación en diferencias finitas de las ecuaciones diferenciales que rigen este tipo de almacenés de calor. Dichas ecuaciones diferenciales fueron obtenidas en el capítulo 3, mismas que a continuación se presentan

$$\frac{\delta T_f}{\delta(X/L)} = NTU (T_u - T_f) \quad (6.1)$$

$$\frac{\delta T_c}{\delta(t/\tau_c)} = NTU (T_f - T_c) \quad (6.2)$$

donde

y

$$NTU = h_v A L / (m_f C_p),$$
$$\tau_c = \rho_s A L C_p (1-\epsilon) / (m_f C_p)$$

El modelo propuesto por J.A. Duffie [26] reduce 6.1 y 6.2, por medio de la segmentación del lecho, a ecuaciones diferenciales en diferencias finitas. Este modelo se distingue por requerir de muchos segmentos e intervalos de tiempo muy reducidos para obtener una exactitud razonable, lo que resulta ser muy tardado cuando se trata de simular un lapso de tiempo largo. El laboratorio de energía solar de la Universidad de Winsconsin [28] simplificó el problema anterior al suponer que el número de unidades térmicas (NTU) tendía a infinito; suposición probada por P.J. Hughes [29] en 1976 hallando que la exactitud que se obtenía para largos tiempos de simulación era mayor que la proporcionada por sistemas con NTU finito. La principal desventaja de este modelo es que puede generar resultados incorrectos al simular sistemas sensibles a pequeños cambios en la estratificación del lecho. No obstante investigadores como S.A. Mumma-W.C. Marvin [30] y G.F. Von Fuchs [33] han realizado experimentos al respecto obteniendo resultados muy satisfactorios que apoyan el hecho de que el modelo de Hughes tiene atractivas características como las de permitir variaciones arbitrarias de flujo, perfiles de temperatura arbitrarios y flujo

bidireccional, así como numerosas aplicaciones. Sin embargo, durante el proceso de simulación se requiere de la solución de ecuaciones diferenciales, aparte de que el incremento de tiempo para la simulación depende de consideraciones de estabilidad del sistema.

Otra alternativa para llevar a cabo la simulación del comportamiento de lechos empacados es por medio del modelo convolutivo, mismo que permite modelar dinámicamente una unidad de almacenamiento térmico cuyo flujo de entrada es arbitrario, en cuanto a su magnitud y sentido, y la temperatura de entrada puede o no ser variable, este método de solución proporciona una mayor exactitud y eficiencia de operación que los modelos antes citados, dado que emplea soluciones predeterminadas de las ecuaciones diferenciales parciales. Aunado a estas características, permite emplear un intervalo de tiempo de simulación tan grande como se requiera, teniendo cuidado que el intervalo elegido conserve la forma del perfil de temperatura real, salvo este detalle no se pierde exactitud en los resultados; aunque tiene la desventaja de que el lecho debe estar a temperatura uniforme al iniciarse la simulación. Sin embargo las ventajas presentadas superan en mucho a las desventajas.

El empleo de la operación de convolución constituye un método de análisis de sistemas lineales, donde uno de los aspectos más importantes es conocer la respuesta del sistema provocada por señales de entrada; esta operación se basa en la superposición de los sistemas lineales.

Los sistemas lineales satisfacen la propiedad de homogeneidad y de superposición, es decir, si se conoce la respuesta particular a las secuencias de entrada $\{x_1(k)\}$ y $\{x_2(k)\}$, entonces se puede conocer la respuesta a la entrada $\{x_1(k)+x_2(k)\}$, que es precisamente la suma de las respuestas particulares.

Las ecuaciones 6.1 y 6.2 constituyen un sistema lineal de tiempo continuo e invariable (en cuanto a sus propiedades físicas), que cumple con las propiedades arriba citadas de

modo que la operación convolución se puede aplicar para hallar la respuesta de dicho sistema en estado transitorio.

De manera general, al aplicar la convolución para el análisis de sistemas de tiempo continuo la función de entrada a dicho sistema $x(t)$ se descompone en una suma de funciones impulso, ver figura 6.1, luego se obtiene la salida $y(t)$ como la suma de las respuestas resultantes de cada impulso.

De este modo, una entrada cualquiera $x(t)$ representada como un tren de pulsos sería

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n\Delta) [p_{\Delta}(t-n\Delta)] \quad (6.3)$$

donde $p_{\Delta}(t)$ es un pulso de altura unitaria y duración Δ como se ve en la figura 6.2. La aproximación de la figura 6.1 se hace mejor a medida que Δ decrece y se emplean más pulsos para representar $x(t)$. En el límite cuando Δ tiende a cero, se tiene

$$x(t) = \lim_{\Delta \rightarrow 0} \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n\Delta) [p_{\Delta}(t-n\Delta)] \quad (6.4)$$

o bien,

$$x(t) = \lim_{\Delta \rightarrow 0} \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n\Delta) \left[\frac{1}{\Delta} p_{\Delta}(t-n\Delta) \right] \Delta \quad (6.5)$$

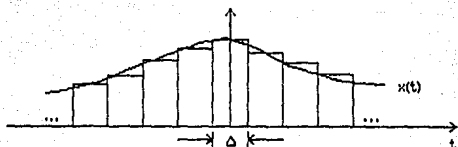


Figura 6.1 Descomposición de la función $x(t)$ en una serie de impulsos.

reemplazando en 6.5 $(1/\Delta)p_{\Delta}(t-n\Delta)$ por su límite $\delta(t)$, entonces la representación de $x(t)$ es

$$x(t) = \lim_{\Delta \rightarrow 0} \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n\Delta) \delta(t-n\Delta) \Delta \quad (6.6)$$

Ahora, si se aplica la representación del tren de pulsos $x(t)$ al sistema se puede determinar la respuesta de salida, calculando por separado la respuesta debida a cada pulso, y después, sumando todas las respuestas individuales para obtener la salida total. La respuesta debida a cada pulso puede calcularse de la siguiente manera:

Un pulso en $t=0$ produce la salida

$$\Delta x(0)\delta(t) \rightarrow \Delta x(0)h(t), \quad (6.7)$$

en forma similar, un pulso en $t=\Delta$ produce la salida

$$\Delta x(\Delta)\delta(t-\Delta) \rightarrow \Delta x(\Delta)h(t-\Delta), \quad (6.8)$$

en general, un pulso centrado en $t=n\Delta$ produce la salida

$$\Delta x(n\Delta)\delta(t-n\Delta) \rightarrow \Delta x(n\Delta)h(t-n\Delta), \quad (6.9)$$

la respuesta completa $y(t)$ será la suma de estas respuestas individuales, es decir

$$y(t) = \lim_{\Delta \rightarrow 0} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \Delta x(n\Delta) h(t-n\Delta) \quad (6.10)$$

A medida que $\Delta \rightarrow 0$ y el número de pulsos $n \rightarrow \infty$, $(n\Delta)$ se convierte en la variable continua τ , y la suma de 6.10 se aproxima a una integral, entonces la respuesta de salida $y(t)$ debida a la entrada $x(t)$ es

$$y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) h(t-\tau) d\tau \quad (6.11)$$

la ecuación 6.11 denota la convolución de $x(t)$ y $h(t)$. Para expresar esta operación se emplea la notación $y(t)=x(t)*h(t)$.

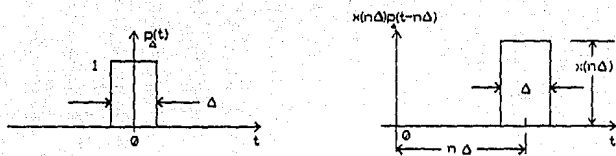


Figura 6.2 Pulso $p_{\Delta}(t)$ de altura unitaria y duraci3n Δ .

De manera gr1fica la operaci3n general de convoluci3n se desarrolla de la siguiente forma:

Considerando la convoluci3n de $x(t)$ y $h(t)$

$$y(t) = x(t) * h(t) \quad (6.12)$$

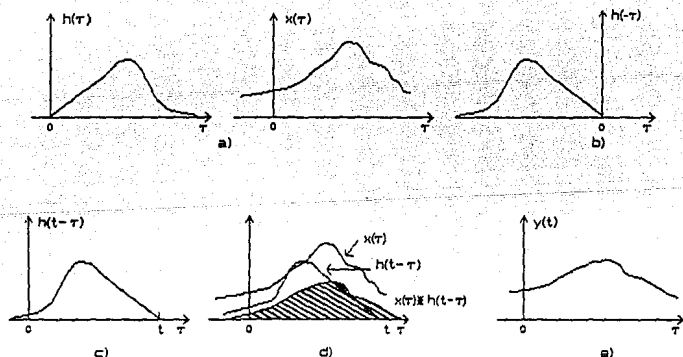


Figura 6.3 Representaci3n de la operaci3n convoluci3n: a) funciones $h(\tau)$ y $x(\tau)$ dadas; b) imagen espejo de $h(\tau)$; c) desplazamiento de $h(\tau)$ una distancia t a la derecha; d) integraci3n de la funci3n producto $x(\tau) \cdot h(t-\tau)$; e) funci3n $y(\tau)$ resultado de la convoluci3n de $x(t)$ y $h(t)$.

y suponiendo que $h(t)$ es conocida, la ecuación 6.11 genera una función $y(t)$ para cada función $x(t)$ que se sustituye en esta ecuación. Para calcular un punto $y(t)$, $y(t_1)$ por ejemplo, se necesita conocer $x(t)$ en todo su intervalo de t_1 ya que

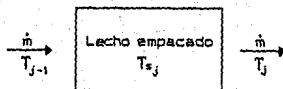
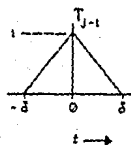
$$y(t_1) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) h(t_1 - \tau) d\tau \quad (6.13)$$

En la figura 6.3 se representa una $h(\tau)$ y una $x(\tau)$ dadas. La convolución, como se vió, en 6.11 incluye $h(t-\tau)$ en el integrando. La función $h(t-\tau)$, mostrada en la figura 6.3b, es la imagen espejo de $h(\tau)$ sobre la línea $\tau=0$; y $h(t-\tau)$ es, para $t>0$, la función $h(-\tau)$ desplazada una distancia t a la derecha. Este desplazamiento se muestra en la figura 6.3c. Para calcular $y(t)$, se multiplica $h(t-\tau)$ por $x(\tau)$ y se integra la función producto, misma que se ilustra sombreada en la figura 6.3d. Entonces, el área bajo esta función sombreada es $y(t)$, debe observarse que llevando a cabo este proceso, sólo se obtiene un valor de $y(t)$. Para obtener la gráfica de $y(t)$ para toda t , se debe hacer que la variable t en $h(t-\tau)$ tome todos los valores en el intervalo $(-\infty, \infty)$. El resultado $y(t)$, es la versión aplanada de $x(\tau)$ como se muestra en la figura 6.3e.

Para el caso particular que atañe a este trabajo, es decir, lechos empacados, el método convolutivo sugiere que el cálculo de una temperatura de salida de un nodo es la suma de las temperaturas de entrada a dicho nodo, cada una multiplicada por un predeterminado factor de respuesta, en otras palabras se trata de una superposición lineal, la cual indica que la temperatura de salida en un instante dado es la suma de los efectos de todas las perturbaciones en la temperatura de entrada en los instantes previos.

Un lecho empacado como el de la figura 6.4, inicialmente se encuentra a una temperatura uniforme T_{e_j} y es alimentado con un flujo de aire constante, en el instante δ la temperatura de entrada es perturbada en forma de un pulso triangular unitario, cuya magnitud es medida a partir de T_{e_j} , este efecto se reflejará en la temperatura de salida T_r_j , la

Perfil de temperatura: $f(t)$



Perfil de temperatura: $r(t)$

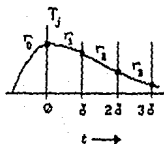


Figura 6.4 Respuesta de un lecho empacado a un pulso triangular unitario.

cual también se elevará y caerá más o menos con la misma forma.

Un pulso triangular como el de la figura 6.5 tiene una expresión analítica dada por

$$f(t) = \begin{cases} A(1 - |t|/T) & |t| < T \\ 0 & \text{para los demás valores de } t \end{cases} \quad (6.14)$$

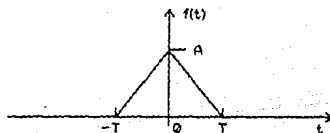


Figura 6.5 Pulso triangular unitario.

El objetivo de emplear pulsos triangulares es debido al comportamiento no instantáneo del cambio de la temperatura de un fluido o un sólido, pues el hecho de emplear funciones impulso o escalón implica un cambio instantáneo en la temperatura del fluido o el sólido en cuestión, lo cual en la realidad no sucede, es decir, el paso de una temperatura T_1 a una T_2 no tiene lugar sin antes haber pasado por una serie de temperaturas T_i comprendidas entre T_1 y T_2 .

Las amplitudes de la curva de salida, que son la respuesta a los impulsos de entrada, en intervalos δ son llamados factores de respuesta r_i del lecho, mismos que dependen de las propiedades físicas del almacén así como del flujo másico que por este circula.

Dado que las ecuaciones 6.1 y 6.2 constituyen un sistema lineal invariable (solo teniendo en cuenta que $m=cte$) la superposición se puede aplicar quedando de manifiesto que la temperatura de salida, debido a una secuencia de pulsos de entrada, es la suma de sus efectos individuales. Por ejemplo, la salida en un tiempo 2δ debido a un pulso unitario centrado en el instante cero y seguido por otro en el tiempo δ es

$$T_f(2\delta) = T_{s_1} + r_1 + r_2; \quad (6.15)$$

en este caso r_1 es el efecto de salida de un pulso unitario de entrada un δ antes y r_2 es el efecto debido a un pulso generado en un instante 2δ antes, ver figura 6.6.

La propiedad de linealidad asegura que un pulso de altura A produce un efecto de salida (Ar_i) en $i\delta$ unidades de tiempo más tarde. Con lo anterior se pone de manifiesto que una serie de pulsos triangulares traslapados en la entrada, de altura $T_{f_{k,j-1}}$ y ancho 2δ en tiempos $k=0,1,2,\dots$, permitan conocer las temperaturas de salida en incrementos δ de tiempo, lo cual expresado en lenguaje matemático queda de la siguiente manera

$$T_{f_{k,j}} = T_{s_j} + \sum_{i=0}^k r_i (T_{f_{k-i,j-1}} - T_{s_j}) \quad (6.16)$$

la sumatoria se realiza hasta que r_i llega a ser razonablemente pequeño. La diferencia de temperaturas ($T_{f_{k-i,j-1}} - T_{s_j}$) representa la altura A del pulso triangular.

Como se puede observar en la figura 6.7, una serie de pulsos triangulares traslapados constituye una entrada continua de un perfil de temperatura compuesto de segmentos de li-

neas rectas, de ahí que la ecuación 6.16 represente la solución exacta de las ecuaciones 6.1 y 6.2 en tiempos δ , para una temperatura inicial del lecho T_{j-1} y un perfil de temperatura discretizado.

Cabe hacer notar que el modelo convolutivo esta libre de errores de discretización durante el proceso de simulación gracias a su forma de funcionamiento, no se tienen errores de estabilidad, el intervalo de tiempo δ puede ser tan largo como se desee solo teniendo en cuenta que la magnitud de δ sea el adecuado para que el perfil de temperaturas sea representativo, es decir, que al discretizar la función con la δ elegida aún se conserve la forma del perfil original.



Figura 6.6 Respuesta de un lecho empacado a dos pulsos triangulares.

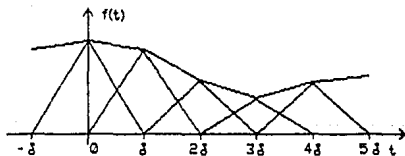


Figura 6.7 Representación de la temperatura de entrada por medio de una serie de pulsos triangulares.

Aplicando la ecuación 6.16 para cada incremento de tiempo δ , se conocerá la temperatura de entrada y salida del fluido para cada nodo del lecho; esto permite recalcular el perfil de temperatura del sólido para cada una de las δ , a

partir de la solución de la ecuación 6.1, esto es

$$T_{e,j} = b T_{f,k,j} - (b-1) T_{f,k,j-1} \quad (6.17)$$

donde

$b = -\exp(-NTU/N)$, N: número de nodos.

Como se mencionó anteriormente los factores de respuesta son las ordenadas de la curva $r(t)$ para $t=0, \delta, 2\delta, \dots$, misma que satisface las ecuaciones 6.1 y 6.2. Existen diferentes formas de obtener una solución para $r(t)$, entre las que se cuentan:

- 1) La solución por diferencias finitas mediante el modelo de Hughes [29]/Mumma-Marvin [30],
- 2) la integración de una de las soluciones disponibles para un escalón unitario como lo hicieron Anzellus [23] y Schumann [32] en sus respectivos modelos,
- 3) Aplicando transformada de Laplace en las ecuaciones 6.1 y 6.2,
- 4) Desarrollando una solución directamente para un pulso triangular.

Con el primer método se obtiene una solución directa pero el tiempo de cálculo es muy extenso y el control de la exactitud se torna un tanto difícil. En el segundo caso se ha probado que para NTU altos el tiempo de solución es muy grande. El tercer método tiene el inconveniente que no converge para una gamma de NTU de interés. Así pues, el cuarto método se señala como el más adecuado dado que su solución está prácticamente libre de problemas. Usando el método convolutivo los factores de respuesta $r(\tau)$ se calculan por medio de:

$$r(\tau) = \exp(-NTU) \left\{ f(\tau) + \int_0^{2NTU\sqrt{\tau}} f \left[\tau - \frac{\eta}{4NTU^2} \right]^2 \times \right. \\ \left. \times \exp \left[-\frac{\eta^2}{4NTU} \right] I_1(\eta) d\eta \right\} \quad (6.18).$$

donde

τ es el tiempo adimensional $(t+\delta)/\tau_c$, η es una variable de integración y $f(\tau)$ es la función que representa el perfil de temperatura de entrada por medio de pulsos triangulares. Los detalles de la solución se presentan en el apéndice C.

La solución de la integral se lleva a cabo aplicando el método de integración de Romberg. Como se puede observar, aquí el problema se reduce a la solución de una integral de una función conocida, en contraste con el modelo de diferencias finitas en el cual se involucra la integral de una función desconocida a lo largo de la simulación.

El método de integración de Romberg, también conocido como extrapolación al límite, emplea la técnica de extrapolaciones sucesivas, lo cual permite mejorar sucesivamente la precisión de las estimaciones de las integrales. En otras palabras, se evalúa la integral con un incremento h_1 dado y luego con $h_2 = h_1/2$, estos dos valores pueden o no ser los que proporcionen el valor exacto de la integral pero se puede tomar ventaja de estos para casi eliminar el error del cálculo al suponer que los errores de $O(h^2)^{1,2}$ puede ser interpretados como proporcionales a h^2 , es decir, $\text{error} = Ch^2$, considerando a C como una constante y que al evaluar con h_1 y h_2 no se está muy cercano a cero. Así pues se tendrá, para los dos cálculos anteriores,

$$\begin{aligned} \text{valor verdadero} &= \text{valor calculado} + \text{error} \\ \text{valor verdadero} &= X + C(h_1)^2 \end{aligned} \quad (6.19)$$

$$\text{valor verdadero} = Y + C(h_2)^2 \quad (6.20)$$

en las ecuaciones anteriores hay dos incógnitas "valor verdadero" y la constante de proporcionalidad C , pudiéndose encontrar estas al restar 6.20 cuatro veces de 6.19, esto es

$$\text{Valor verdadero} = X + 1/3 (X-Y)$$

Lo que se ha hecho es extrapolar a partir de dos valores inexactos para mejorar uno. Se puede mejorar aun más la exactitud si se tienen dos estimaciones de precisión $O(h^4)$, suponiendo que sus errores pueden ser establecidos como Ch^4 .

¹ expresión convencional empleada en métodos numéricos para denotar el error en el que se incurre.

Esquemáticamente el proceso se desarrolla de la siguiente manera:

h	Estimación de la integral $O(h)^2$ errores	Valor extrapolado $O(h)^4$ errores
h ₁	X	A
h ₂	Y	B
h ₃	Z	

Como antes, se establecen las relaciones

$$\text{valor verdadero} = A + C(h_1)^4,$$

$$\text{valor verdadero} = B + C(h_2)^4,$$

resolviendo se obtiene

$$\text{valor verdadero} = A + 1/15(A-B).$$

Se puede hacer otra extrapolación de mayor orden y obtener otra extrapolación de segundo orden que generaría una precisión de $O(h)^6$ y posteriormente combinarlas y obtener un valor estimado de $O(h)^8$. Pero esto por lo general no produce un mejor resultado, debido a la influencia de los errores por redondeo en los datos originales.

El número de mejoras sucesivas que se pueden hacer y, por tanto, el orden de error que se puede tener, obviamente depende de la cantidad de valores funcionales que estén disponibles, o que son calculados si $f(x)$ es una función conocida. Recapitulando, la técnica consiste en calcular la integral para una h escogida arbitrariamente, y luego, recalcular de nuevo con h dividida a la mitad. Si los dos valores para la integral difieren por más de un valor determinado de tolerancia, se mejora el valor por medio de otra extrapolación y se calcula de nuevo una segunda integral con h dividida por dos. Esto se combina con el valor anterior de la integral para dar un segundo valor extrapolado, el cual, se compara con el primero. Si es necesario, estos dos valores se combinan para obtener una extrapolación de mayor orden. El proceso se continúa hasta que un par de valores extrapolados de la integral concuerdan satisfactoriamente. El

programa se desarrolla de acuerdo a la forma arriba explicada pero, además evita volver a calcular los valores de la función que ya han sido utilizados en etapas anteriores.

6.3 IMPLEMENTACION EN COMPUTADORA

Siguiendo la metodología explicada en los párrafos anteriores y empleando las expresiones 6.16, 6.17 y 6.18 se implementó el modelo convolutivo, el cual consta de cuatro partes básicas como a continuación se expone.

En el primer bloque se reciben todos los datos en torno al fluido de trabajo y al material empleado para el empaque del lecho, necesarios para el análisis del almacén de calor. Entre estos se cuentan la densidad, el calor específico, la fracción de vacío, el número de Prandtl y la temperatura inicial y la máxima que alcanza el fluido durante la operación del almacén; también se le indica en esta parte al programa si se trata de un almacén con rocas o con tubos de arena. Cabe señalar que este programa emplea una función senoidal para simular el perfil de temperatura a lo largo de un día, con el máximo localizado a las 14 horas. Si el usuario desea emplear alguna función en particular, para realizar el análisis, basta con sustituir ésta por la que se halla en el programa identificada como "fx". También se admiten datos en relación al lecho tales como tiempo de carga, incremento de tiempo y porcentaje de error para la simulación.

Se puede citar un segundo bloque, en el cual, se proporcionan los rangos de área, longitud y gasto másico entre los cuales se realizará el análisis del lecho, es decir, que para cada valor del gasto másico, comprendido en el rango dado, se obtendrá un resultado de eficiencia del almacén, habiendo probado para cada una de las áreas del intervalo y éstas a su vez, para cada una de las longitudes del rango indicado. El programa automáticamente divide en cuatro partes cada uno de los intervalos proporcionados, de

modo que el número total de lechos analizados será de 64, con lo cual el usuario tendrá material suficiente para tomar una decisión más acertada, con respecto a la elección del almacén de calor que pueda cubrir las necesidades es cuestión. En esta parte se calcula también la constante de tiempo del sistema (τ_c) y el número de unidades térmicas (NTU). Con respecto a este último parámetro cabe anotar que para fines de la determinación de los factores de respuesta se emplea el NTU modificado de Jefferson [14], identificado como NTU_c, el cual contempla la conducción al interior del material sólido. Dicha ecuación es la siguiente:

$$NTU_c = \left[\frac{D}{LP_*} + \frac{(1+Bi/S)}{NTU} \right]^{-1}$$

En la tercera parte, se calculan los factores de respuesta del almacén para cada instante de tiempo; para ello se hace uso de una subrutina, la cual evalúa la integral propia de la operación de convolución. Seguido de esto, se obtiene el factor de respuesta correspondiente a cada instante. En la parte siguiente, se engloba todo lo referente a la simulación del comportamiento del lecho y del fluido para cada instante de tiempo de acuerdo al modelo convolutivo antes explicado; estos resultados se imprimen al final del proceso de simulación. Finalmente, se calculan e imprimen la caída de presión en el sistema, usando las expresiones 3.32 y 3.33 para el caso de las rocas y la 3.27 para el caso de tubos de arena; el calor suministrado, el calor almacenado y la eficiencia del lecho empacado,

$$Q_{sum} = \dot{m}_f C p_f (T_a \text{ salida calentador} - T_a \text{ entrada calentador})$$

$$\eta_{alm} = (T_s(t) - T_s(t=0)) / (T_a \text{ sal. cal.} - T_a \text{ ent. cal.})$$

$$Q_{sto} = \eta_{alm} * Q_{sum}$$

acompañados de los valores de área, longitud, gasto másico y coeficiente convectivo (ecuación 3.31 para las rocas y 3.27 para tubos de arena) empleados en la simulación y demás cálculos realizados. El diagrama de bloques y el programa de computadora son presentados en el apéndice D.

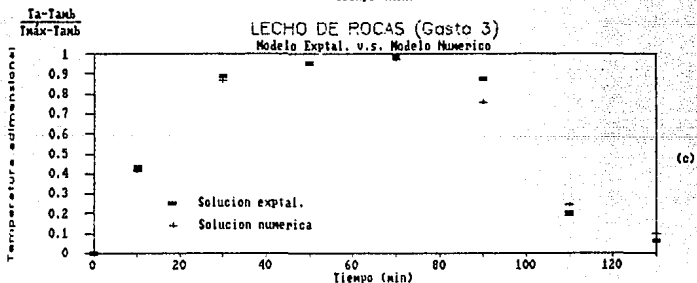
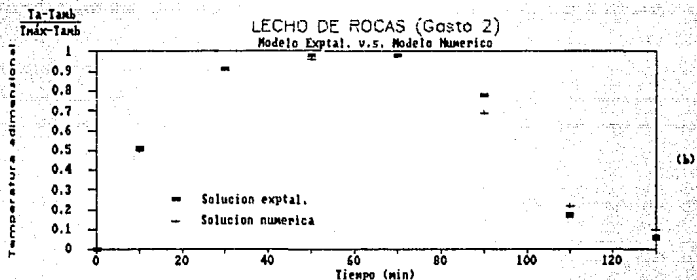
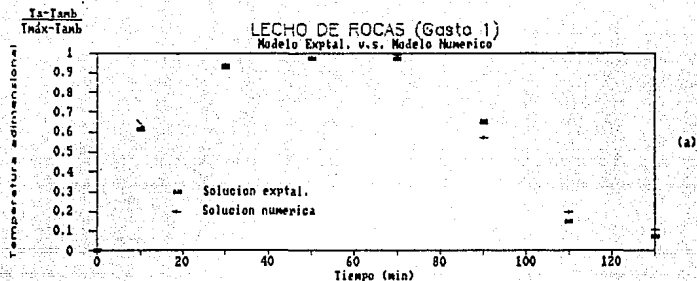
ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

6.4 CURVAS CARACTERISTICAS PARA REGENERADORES.

Previo a la elaboración de las curvas características se realizó la validación del modelo numérico, a partir de las soluciones experimentales obtenidas en el capítulo anterior.

El proceso seguido consistió en suministrar al programa los valores de área de sección transversal, longitud, gasto másico, calor específico y densidad del material sólido, fracción de vacío, diámetro de las rocas, o bien, tipo de arreglo, número de filas, número y diámetro de los tubos. Aunado a esto se suministró el lapso de tiempo de simulación, el incremento de tiempo y el perfil de temperatura empleado en la experimentación. Los resultados obtenidos con el modelo numérico se compararon con los experimentales lo cual permitió afirmar que el modelo numérico representa adecuadamente los lechos empacados tipo lecho de rocas como se aprecia en las gráficas de la *figura 6.8*. Como es evidente la solución numérica presenta una ligera desviación en cuanto a la simulación del proceso de descarga, lo cual no es tan significativo dado que para fines prácticos lo fundamental en los lechos de rocas es cargar el sistema, como ya se apuntó en el capítulo anterior, es decir, por la forma de ceder la energía acumulada. Por su parte el regenerador con tubos de arena no pudo ser simulado satisfactoriamente con este modelo lo cual indica que para este tipo de almacenes un modelo matemático simplificado no es suficiente pues los efectos de difusión del calor son más importantes que en los lechos de rocas; además de que en el modelo experimental implementado la influencia de la conducción, al interior de los tubos resultó tener una gran influencia, contrario a lo esperado.

Cabe señalar el hecho de que al usar diámetros menores en los tubos, el modelo numérico genera resultados que se apegan a la realidad debido a que la conducción interna se minimiza considerablemente, no obstante el proceso de



T_a =Temp. del aire; T_{amb} =Temp. ambiente; T_{max} =Temp. maxima del aire

Figura 6.8 Soluciones numerica y experimental del regenerador tipo lecho de rocas para los tres gastos ensayados.

descarga no se logra simular correctamente (esto tomando en cuenta el comportamiento observado en el modelo experimental con tubos de arena). Empero no se presenta alguna curva característica para regeneradores con tubos debido a que no se contó con un elemento de validación del modelo numérico, tal y como sucedió en el caso del lecho de rocas para el cual se elaboró la curva presentada en la *figura 6.9*. Como se puede observar, en ambos ejes de la gráfica se tiene un producto de números adimensionales los cuales involucran las principales características de los lechos empacados.

Los números adimensionales fueron obtenidos como resultado de la aplicación del *teorema PI de Buckingham* ² a una serie de variables fundamentales en lechos empacados (Q_{aum} , ΔP , τ , Q_{s0} , A , L , D , ρ , μ , v , k , C_p , T y $h\nu$), de estas se obtuvieron 10 números de los cuales 7 se emplearon para la construcción de la gráfica. Estos números representan parámetros importantes de diseño tanto físicos como geométricos, es decir, por un lado se reunieron características geométricas como el área de sección transversal y longitud del lecho así como la longitud característica del material sólido (diámetro de las rocas o del tubo); y por otro lado se tomaron los números que incluyen características del lecho tales como la eficiencia de almacenamiento, la constante de tiempo del sistema, la velocidad y la densidad del fluido. Adicionalmente cada número contiene otros parámetros importantes tales como la caída de presión en el sistema y el calor suministrado.

Si un proceso físico satisface el principio de homogeneidad dimensional y relaciona n variables dimensionales, se puede describir mediante una relación entre sólo k variables adimensionales. La reducción $j=n-k$ es igual al máximo número de variables que no pueden formar un grupo adimensional entre ellas y es siempre menor o igual que el número de dimensiones que describen estas variables.

El resumen de la obtención de los números adimensionales de expone a continuación:

Variable seleccionada	Dimensiones
Q_{sum}	$[ML^2T^{-2}]$
ΔP	$[ML^{-1}T^{-2}]$
τ	$[T]$
Q_{sto}	$[ML^2T^{-2}]$
A	$[L^2]$
L	$[L]$
D	$[L]$
ρ	$[ML^{-3}]$
μ	$[ML^{-1}T^{-1}]$
v	$[LT^{-1}]$
k	$[MLT^{-3}\theta^{-1}]$
C_p	$[L^2T^{-2}\theta^{-1}]$
T	$[\theta]$
$h\nu$	$[ML^{-3}T^{-1}\theta^{-1}]$

de lo anterior se tienen 14 variables y 4 dimensiones, y de esto resultan 10 números adimensionales, mismos que se muestran en la siguiente lista

$$\begin{aligned}
 \Pi_1 &= Q_{sum}^a \Delta P^b \mu^c h\nu^d Q_{sto} \\
 \Pi_2 &= Q_{sum}^a \Delta P^b \mu^c h\nu^d \tau \\
 \Pi_3 &= Q_{sum}^a \Delta P^b \mu^c h\nu^d A \\
 \Pi_4 &= Q_{sum}^a \Delta P^b \mu^c h\nu^d L \\
 \Pi_5 &= Q_{sum}^a \Delta P^b \mu^c h\nu^d D \\
 \Pi_6 &= Q_{sum}^a \Delta P^b \mu^c h\nu^d \rho \\
 \Pi_7 &= Q_{sum}^a \Delta P^b \mu^c h\nu^d v \\
 \Pi_8 &= Q_{sum}^a \Delta P^b \mu^c h\nu^d k \\
 \Pi_9 &= Q_{sum}^a \Delta P^b \mu^c h\nu^d C_p \\
 \Pi_{10} &= Q_{sum}^a \Delta P^b \mu^c h\nu^d T
 \end{aligned}$$

resolviendo el sistema de ecuaciones para cada caso se obtiene

$$\begin{aligned}
 \Pi_1 &= Q_{sum}^{-1} \Delta P^0 \mu^0 h\nu^0 Q_{sto} \\
 \Pi_2 &= Q_{sum}^0 \Delta P^1 \mu^{-1} h\nu^0 \tau \\
 \Pi_3 &= Q_{sum}^{-2/3} \Delta P^{2/3} \mu^0 h\nu^0 A \\
 \Pi_4 &= Q_{sum}^{-1/3} \Delta P^{1/3} \mu^0 h\nu^0 L \\
 \Pi_5 &= Q_{sum}^{-1/3} \Delta P^{1/3} \mu^0 h\nu^0 D \\
 \Pi_6 &= Q_{sum}^{2/3} \Delta P^{1/3} \mu^{-2} h\nu^0 \rho \\
 \Pi_7 &= Q_{sum}^{-1/3} \Delta P^{-2/3} \mu^1 h\nu^0 v \\
 \Pi_8 &= Q_{sum}^{-2/3} \Delta P^{2/3} \mu^0 h\nu^{-1} k \\
 \Pi_9 &= Q_{sum}^{-2/3} \Delta P^{2/3} \mu^1 h\nu^{-1} C_p \\
 \Pi_{10} &= Q_{sum}^0 \Delta P^{-2} \mu^1 h\nu^1 T
 \end{aligned}$$

donde Π_1 representa la eficiencia del almacén de calor; Π_2 la relación entre el periodo de mayor acumulación de energía, la caída de presión a vencer y la viscosidad del fluido; Π_3 , Π_4 y Π_5 implican la relación existente entre la geometría, del lecho y del empaque, y la energía suministrada al sistema; la combinación de Π_6 y Π_7 se refiere al gasto masico por unidad de área y su relación con la viscosidad del fluido; Π_8 muestra la relación entre los efectos de conducción y los de convección en el regenerador; Π_9 presenta la dependencia que guardan el coeficiente convectivo y la viscosidad con la temperatura del fluido de entrada al lecho empacado; finalmente Π_{10} se refiere a la influencia del calor específico del fluido para con el calor suministrado y el coeficiente convectivo.

Los números adimensionales 8, 9 y 10 no se emplearon para la elaboración de la curva dado que no son parámetros comunmente manejados en un primer plano de diseño como lo son los incluidos en los citados números. Al graficar los productos adimensionales se obtuvo una línea recta cuya ecuación se anexa en la figura ó.g. La inclusión de las rectas de $\pm 10\%$ es con el objeto de mostrar que al considerar un error de esta índole los puntos que escapan son pocos, lo que reafirma la confiabilidad de la curva.

La forma recomendada de emplear la curva, es la siguiente: en primera instancia se deben seleccionar las dimensiones del almacén de calor así como la longitud característica del material sólido del empaque; por la razón de que generalmente la disponibilidad de espacio y material son lo primero que se considera, además de la cantidad de calor que se maneja y la caída de presión en el sistema para efecto de seleccionar el equipo de bombeo. Con esto se obtendrá un valor de Π_x ($\Pi_3 \cdot \Pi_4 \cdot \Pi_5$) mismo que se emplea para leer un valor de Π_y ($\Pi_1 \cdot \Pi_2 \cdot \Pi_6 \cdot \Pi_7$) directamente de la gráfica, o bien calcularlo con la ayuda de la ecuación de la curva. Este valor obtenido es susceptible de ser manejado a

Grafica Adimensional

GEOMETRIA v.s. PARAM. DE DISEÑO

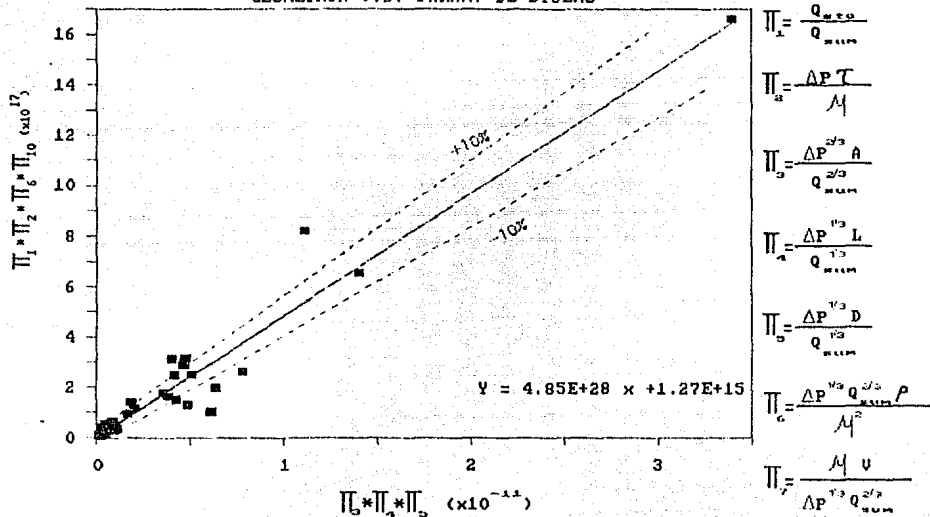


Figura 6.9 Curva característica en la que se presenta la relación entre la geometría y algunos parámetros de diseño tales como la constante de tiempo del sistema, la eficiencia y el costo máximo.

la propia conveniencia, es decir, se podrá obtener la velocidad del fluido, por ejemplo, asignando valores a la densidad del fluido, la viscosidad, la η_{alm} que se desea obtener del almacen y la constante de tiempo del sistema, misma que permite establecer el tiempo en el cual el regenerador captara la mayor parte de la energia suministrada (63.2% de su capacidad total de almacenamiento). También se puede, si así se requiere, seleccionar las condiciones de diseño a partir de una eficiencia de almacenamiento del 100%, o bien de cualquier otra variable que se prefiera. El proceso anterior puede parecer enfadoso pero tiene la ventaja de ser muy flexible, pues la gama de situaciones a las que se puede adecuar es muy amplia.

7 CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos a partir del desarrollo del presente trabajo se pueden evaluar de manera global como satisfactorios, por las razones que a continuación se exponen. En el plano de la comparación entre los regeneradores estudiados se determinaron características sustanciales que los diferencian el uno del otro, entre las cuales se cuenta la manera de ceder la energía almacenada lo que es punto clave para encausar su aplicación directa, misma que podría ser a nivel individual o conjunta; pues como ya se anotó en el apartado 5 los regeneradores tipo lecho de rocas (RTL) se tornan adecuados cuando es necesario disponer de altos flujos de calor en poco tiempo, en tanto que los regeneradores con tubos de arena (RGA) son más rentables en los casos en que la demanda de energía es de forma constante en periodos de tiempo relativamente largos. Por otra parte, un sistema combinado conjugará ambas características que, como a nivel individual, pueden ser ajustadas a las necesidades del usuario, con tan solo controlar el suministro de aire, de este modo la gama de aplicaciones se amplía aún más cubriendo requerimientos que van desde calefacción doméstica hasta rigurosos procesos de secado, como lo son el del pescado, granos, frutas, cerámicas, etc.

Parte importante en el logro de un alto rendimiento de los regeneradores es la elección de una geometría adecuada así como del gasto de aire a manejar, motivo que suscitó la elaboración de un modelo numérico (MN) que simulara a ambos regeneradores. Aquí el resultado obtenido no fue totalmente satisfactorio debido a que el modelo experimental RGA no fue susceptible de ser simulado adecuadamente pues el gradiente de temperatura al interior de los tubos fue muy significativo de tal modo que para este modelo no fue aplicable la suposición de que la conducción interna era despreciable, es decir, no fue válido el considerar parámetros concentrados, lo que conlleva a que la simulación no fuese realizable para

efecto de validación del MN y por consiguiente la imposibilidad de elaborar alguna curva característica. No obstante, se logró estructurar una curva, producto del MN, que permite seleccionar adecuadamente RTLR. Cabe hacer notar que este trabajo no fue exhaustivo del tema lo cual deja abierta la posibilidad de completarlo en todos los sentidos, siendo el más relevante el de determinar las ecuaciones que representen con mayor precisión los RCTA o bien construir un nuevo modelo experimental que permita validar el MN usado en el presente trabajo de igual forma como se hizo para el caso del RTLR.

En cuanto se refiere a la capacidad de almacenamiento se encontró que la diferencia no es significativa, pues la cantidad de energía almacenada en cada caso es prácticamente la misma, tomando en cuenta que el volumen de sólido para cada regenerador fue la misma; aquí la divergencia radica en el tiempo de almacenamiento el cual es menor en los RTLR como se observó en las gráficas del capítulo 5.

Producto de la simulación con el MN se elaboró una curva característica para RTLR la cual es una herramienta útil en el diseño y construcción de estos almacenes de calor; como se vio los márgenes de error en los que se pueden incurrir son pequeños (máximo $\pm 10\%$), pero es importante tener en cuenta que la curva es resultado de datos teóricos y no experimentales lo que no permite aseverar un 100% de confiabilidad de ahí que se hallan marcado los límites antes citados.

Finalmente en lo concerniente a las expectativas de desarrollo y aplicación de este proyecto se presume son amplias dada la búsqueda actual de nuevas opciones para el máximo aprovechamiento de la energía, lo cual lleva implícito el almacenamiento de ésta. En la época presente la rentabilidad de los regeneradores en cuestión no deja de tener importancia en todos los sistemas que producen energía térmica, y en lo futuro adquirirá mayor importancia en la medida en que se comercialize el aprovechamiento de la energía solar.

8 APENDICE

APENDICE A

Tablas de apoyo para la determinación del Nu
en bancos de tubos

Tabla A.1 Correlación de Grimson para transferencia de calor para bancos de tubos de 10 o más filas.

		$\frac{S_n}{D}$							
		1.25		1.5		2.0		3.0	
$\frac{S_L}{D}$		C	n	C	n	C	n	C	n
	Alineados								
1.25		0.386	0.592	0.305	0.608	0.111	0.704	0.0703	0.752
1.5		0.407	0.586	0.278	0.620	0.112	0.702	0.0753	0.744
2.0		0.464	0.570	0.332	0.602	0.254	0.632	0.220	0.648
3.0		0.322	0.601	0.396	0.584	0.415	0.581	0.317	0.608
Alternados									
0.6	-	-	-	-	-	-	-	0.236	0.636
0.9	-	-	-	-	-	0.495	0.571	0.445	0.581
1.0	-	-	0.552	0.558	-	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	-	0.531	0.565	0.575	0.560
1.25	0.575	0.556	0.561	0.554	0.576	0.556	0.579	0.562	0.562
1.5	0.501	0.568	0.511	0.562	0.502	0.568	0.542	0.568	0.568
2.0	0.448	0.572	0.462	0.568	0.535	0.556	0.498	0.570	0.570
3.0	0.344	0.592	0.395	0.580	0.488	0.562	0.467	0.574	0.574

Tabla A.2 Razón entre la h para N filas de profundidad y la de 10 filas de profundidad.

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Razón para tubos alternados	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99	1.0
Razón para tubos alineados	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.0

APENDICE B

TERMOPARES.

Los termopares son ampliamente utilizados en la medición de temperaturas, pues presenta grandes ventajas como la de su simplicidad de construcción, registro de temperaturas de regiones un tanto alejadas, flexibilidad que permite acceder sitios reconditos, simplicidad de operación y fácil proceso de la señal emitida y su bajo costo.

El principio de operación de los termopares viene dado por el efecto Seebeck, el cual consiste en la generación de una fuerza electromotriz (\mathcal{E}) por efecto térmico en un circuito compuesto por dos metales distintos cuyas soldaduras se mantienen a temperaturas diferentes. En la figura B.1 se muestra el circuito elemental de un termopar. El efecto Seebeck incluye a dos fenómenos irreversibles -conducción térmica y calentamiento de Joule- y dos fenómenos reversibles -el efecto de Peltier y el de Thompson.

El calentamiento de Joule es la disipación de la energía que ocurre cuando una corriente eléctrica fluye a través de una resistencia cuya magnitud es I^2R . La conductividad térmica es cuantificada a partir de la ley de Fourier que apunta que la conducción del calor en un material es proporcional al gradiente de temperatura de este.

El efecto Peltier se refiere al al absorción o rechazo de calor en la unión de los materiales que forman el termopar a través de los cuales fluye una corriente eléctrica, misma que es proporcional a la cantidad de calor recibido o rechazado

$$q_p = \Pi_{AB} I$$

donde Π_{AB} , coeficiente de Peltier para la unión, es función de la temperatura y de los materiales (A y B) usados.

El efecto Thompson se refiere a la adición o rechazo de calor por unidad de longitud del conductor. La adición de calor es proporcional al producto de la corriente eléctrica y el gradiente de temperatura a lo largo del conductor.

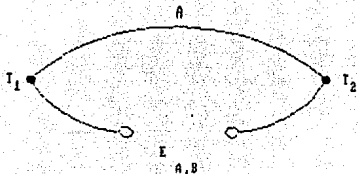


Figura B.1 Circuito termoelectrico simple.

El circuito tipico para un termopar simple de materiales A y B se muestra en la figura B.2. La temperatura de referencia (en la que se mantiene las puntas d y b) es por lo general la del punto de congelación del agua, 0°C.

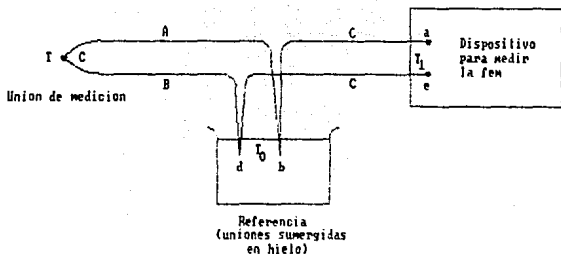


Figura B.2 Circuito básico para un termopar simple. Los alambres conectores de cobre vienen representados por C.

Teoricamente cualquier combinación de materiales pueden ser usados para formar un termopar, pero solo una pequeña parte de esa gran combinación son comunmente usados debido al reconocimiento de la NBS (National Bureau of Standards). En la tabla C.1 se enlistan los nombres de estas combinaciones asi como sus materiales (con su código de colores), rangos de temperatura y su respectivo coeficiente de Seebeck, el cual es una función de los dos materiales del termopar asi como de la temperatura. Tres de estos (tipos S, R y B) son denominados termopares metal noble ya que son de platino-

Tabla B.I Termopares estándar.

SLD	Nombre popular	Material (código de colores) ² (el material con signo positivo aparece primero)	Rango típico de temperatura	Coefficiente de Seebeck a 100 °C $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$
S	--	Platino-10% rodio vs. platino	-50 a 1767°C	7.3
R	--	Platino-13% rodio vs. platino	-50 a 1767°C	7.5
B	--	Platino-30% rodio vs. platino-6% rodio	0 a 1820°C	0.9
T	Cobre-constantán	Cobre (azul) vs. aleación cobre-niquel (rojo) ³	-270 a 400°C	46.8
J	Hierro-constantán	Hierro (blanco) vs. aleación cobre-niquel (rojo)	-210 a 760°C	64.3
E	Cromo-constantán	Aleación níquel-cromo ⁵ (púrpura) vs. aleación cobre-niquel	-270 a 1000°C	67.5
K	Cromo-aluminio	Aleación níquel-cromo (amarillo) vs. aleación níquel-aluminio	-270 a 1372°C	41.4

1 Letra estandarizada para designar el termopar.

2 El código de color entre paréntesis es para el aislamiento. Los tipos S,R y B no tienen códigos.

3 Aleación identificada como Adams constantán.

4 Aleación identificada como SAMA constantán.

5 Aleación identificada como Chromel-Haskelia Manufacturing Co.

REF. [3]

Tabla B.II Límites de error en termopares.

Termopar		Rango de temperatura		Límite estándar de error
Tipo	Material	^o F	^o C	^o F
B	Pt-30% Rh vs. Pt-6% Rh	1600 a 1300	871 a 1705	±0.5%
E	Cromo-constantán	32 a 600	0 a 316	±3 ^o F
		600 a 1600	316 a 871	±0.5%
J	Hierro-constantán	32 a 630	0 a 277	±4 ^o F
		630 a 1400	277 a 760	±0.75%
K	Cromo-aluminio	32 a 630	0 a 277	±4 ^o F
		630 a 2300	277 a 1260	±0.75%
R	Pt-13% Rh vs. Pt	32 a 1000	0 a 538	±2.5 ^o F
		1000 a 2700	538 a 1482	±0.25%
S	Pt-10% Rh vs. Pt	32 a 1000	0 a 538	±2.5 ^o F
		1000 a 2700	538 a 1482	±0.25%
T	Cobre-constantán	-300 a -150	-184 a -101	±2%
		-150 a -75	-101 a -69	±1.5 ^o F
		-75 a 200	-69 a 93	±1.5 ^o F
		200 a 700	93 a 371	±0.75%

Tabla B.III Limite superior de temperatura para proteccion del termopar.

Termopar		Limite superior de temperatura para varios calibres (AWG), °C (°F)					
Tipo	Material	Calibre 8 3.25 mm	Calibre 14 1.63 mm	Calibre 20 0.81 mm	Calibre 24 0.51 mm	Calibre 28 0.33 mm	Calibre 30 0.25 mm
B	Pt-30% Rh vs Pt-6% Rh				1700(3100)		
E	Cromo-constantán	870 (1600)	650 (1200)	540 (1000)	430 (800)	430 (800)	370 (700)
J	Hierro-constantán	760 (1400)	690 (1100)	480 (900)	370 (700)	370 (700)	320 (600)
K	Cromo-aluminio	1250 (2300)	1090 (2000)	990 (1800)	870 (1600)	870 (1600)	760 (1400)
R	Pt-13% Rh vs. Pt				1480(2700)		
S	Pt-10% Rh vs. Pt				1480(2700)		
T	Cobre-constantán		370 (700)	260 (500)	200 (400)	200 (400)	150 (300)

REF. [3]

rodio u.s. combinaciones de platino; los otros cuatro (tipos E, J, K y T) son llamados termopares metal base.

La combinación hierro-niquel presenta un bajo costo y una alta *fem*, empero el niquel puro se torna muy frágil despues de oxidarse, de ahí que se prefiera la aleación cobre-niquel, mejor conicida como constantán. La unión hierro-constantán se identifica con la letra J que viene a ser un termopar de alto rendimiento. En orden de importancia de aplicacion de los termopares, se tiene en primera instancia el tipo K el cual es aplicable a mayores rangos de temperatura que el J; seguidamente el tipo T mismo que se introdujo para mediciones inferiores a 0°C. En las tablas B.I, B.II y B.III se presentan algunas de las características mas sobresalientes de los termopares estándar.

APENDICE C

Desarrollo matemático del modelo convolutivo.

Las ecuaciones 6.1 y 6.2, obtenidas en el capítulo 3, se pueden escribir también de la siguiente manera

$$\frac{\delta \bar{T}_f}{\delta x} = NTU(\bar{T}_s - \bar{T}_f), \quad (C.1)$$

$$\frac{\delta \bar{T}_s}{\delta t} = NTU(\bar{T}_f - \bar{T}_s), \quad (C.2)$$

$$\bar{T}_f(0, t) = f(t), \quad (C.3)$$

$$\bar{T}_f(x, 0) = 0, \quad (C.4)$$

se asume el hecho de que $f(t)$ es la función que proporciona un perfil de temperatura continuo además de que $f(0)=0$. Se debe de tomar en cuenta que aquí la función $f(t)$ varía entre cero y uno dado que \bar{T}_f es adimensional. Para facilitar la solución se considera el siguiente cambio de variables

$$\bar{T}_f = u(x, t) \exp(-NTUx - NTUt), \quad (C.5)$$

$$\bar{T}_s = v(x, t) \exp(-NTUx - NTUt), \quad (C.6)$$

sustituyendo C.5 y C.6 en C.1 y C.2, respectivamente se tiene

$$\frac{\delta u}{\delta x} = NTUv, \quad (C.7)$$

$$\frac{\delta v}{\delta t} = NTUu, \quad (C.8)$$

$$u(x, 0) = 0, \quad (C.9)$$

$$v(0, t) = f(t) \exp(NTUt). \quad (C.10)$$

ahora, C.7 se deriva con respecto a t y se combina con C.8 obteniéndose

$$\frac{\delta^2 u}{\delta t \delta x} = NTU^2 u \quad (C.11)$$

asumiendo que u es muy pequeña, C.11 puede ser integrada de

0 a t obteniendose

$$u_x(x,t) - u_x(x,0) = NTU^2 \int_c^l u(x,y) dy \quad (C.12)$$

para u muy pequeña, C.9 implica que

$$u_x(x,0) = 0 \quad (C.13)$$

reemplazando C.13 en C.12 se obtiene

$$u_x(x,t) = NTU^2 \int_0^l u(x,y) dy \quad (C.14)$$

integrando C.14 de 0 a x se tiene

$$u(x,t) - u(0,t) = NTU^2 \int_0^x \int_c^l u(z,y) dy dz \quad (C.15)$$

sustituyendo C.10 en C.15 resulta

$$u(x,t) = f(t) \exp(NTUt) + NTU^2 \int_0^x \int_c^l u(z,y) dy dz \quad (C.16)$$

La única solución para C.16 viene expresada en términos de la serie de Neumann como

$$u(x,t) = f(t) \exp(NTUt) + \sum_{n=0}^{\infty} \frac{NTU^{2n+2}}{(n!)^2} \int_0^x \int_c^l (x-z)^n \times \\ \times (t-y)^n f(y) \exp(NTUy) dy dz \quad (C.17)$$

al integrar C.17 con respecto a z se obtiene

$$u(x,t) = f(t) \exp(NTUt) + \sum_{n=0}^{\infty} \frac{NTU^{2n+2} x^{n+1}}{(n!)^2 (n+1)} \times \\ \times \int_c^l (t-y)^n f(y) \exp(NTUy) dy \quad (C.18)$$

usando

$$2NTU x^{1/2} (t-y)^{1/2} = r, \quad (C.19)$$

y

$$4NTU^2 x (t-y) = r^2, \quad (C.20)$$

en C.18, al mismo tiempo que se evalua para x y $t > 0$, se obtiene

$$u(x,t) = f(t)\exp(NTUt) + \sum_{n=0}^{\infty} \frac{0.5}{(n!)^2 (n+1)} \int_0^{2NTU(xt)^{1/2}} \times \\ \times f\left(t - \frac{r^2}{4xNTU}\right) \exp\left[NTU\left(t - \frac{r^2}{4xNTU}\right)\right] \left(\frac{r}{4}\right)^n r \, dr \quad (C.21)$$

Usando notación más común se asume que $I_1(Z)$ denota la función modificada de Bessel de primer orden, de la siguiente forma

$$I_1(Z) = \left(\frac{Z}{2}\right) \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(Z^2/4)^n}{(n!)^2 (n+1)} \quad (C.22)$$

el uso de C.22 permite que C.21 se escriba de la siguiente forma

$$u(x,t) = \exp(NTUt) \left\{ f(t) + \int_0^{2NTU(xt)^{1/2}} f\left(t - \frac{r^2}{4xNTU}\right) \times \right. \\ \left. \times \exp\left[-\frac{r^2}{4xNTU}\right] I_1(r) \, dr \right\} \quad (C.23)$$

multiplicando C.22 por $\exp(-NTUx - NTUt)$ se obtiene

$$\bar{U}(x,t) = \exp(-NTUx) \left\{ f(t) + \int_0^{2NTU(xt)^{1/2}} f\left(t - \frac{r^2}{4xNTU}\right) \times \right. \\ \left. \times \exp\left[-\frac{r^2}{4xNTU}\right] I_1(r) \, dr \right\} \quad (C.24)$$

y, al final del lecho donde $x=1$, C.24 se simplifica a lo siguiente

$$\bar{U}(1,t) = \exp(-NTU) \left\{ f(t) + \int_0^{2NTU(t)^{1/2}} f\left(t - \frac{r^2}{4NTU}\right) \times \right. \\ \left. \times \exp\left[-\frac{r^2}{4NTU}\right] I_1(r) \, dr \right\} \quad (C.25)$$

o tambien

$$r(\tau) = \exp(-NTU) \left\{ f(\tau) + \int_0^{\sqrt{2NTU\tau}} f\left(\tau - \frac{\eta^2}{4NTU}\right) \times \right. \\ \left. \times \exp\left[-\frac{\eta^2}{4NTU}\right] I_0(\eta) d\eta \right\} \quad (C.26)$$

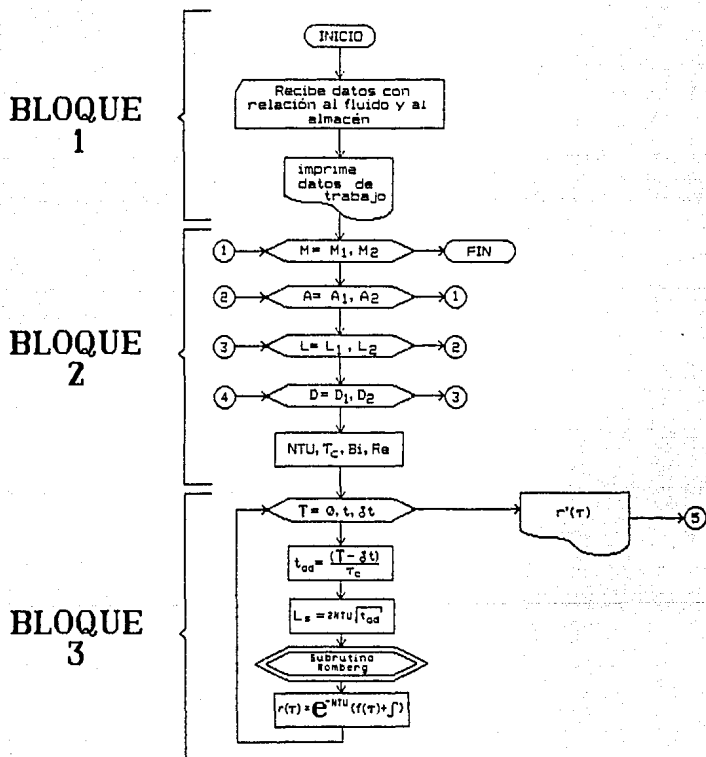
donde

τ es el tiempo adimensional $(L+\delta)/\tau_c$, η es una variable de integración y $f(\tau)$ es la función que representa el perfil de temperatura de entrada por medio de pulsos triangulares. La solución de la integral se obtiene al aplicar el método de integración de Romberg.

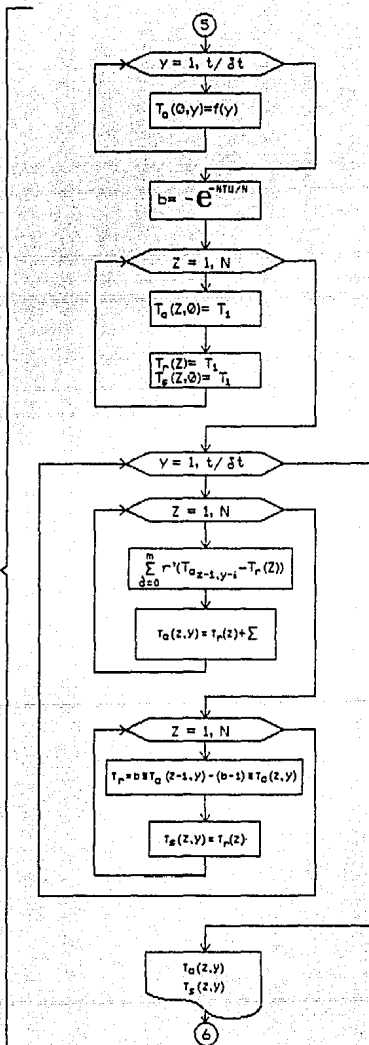
Nota: el desarrollo matemático anterior fue tomado de [18].

APENDICE D

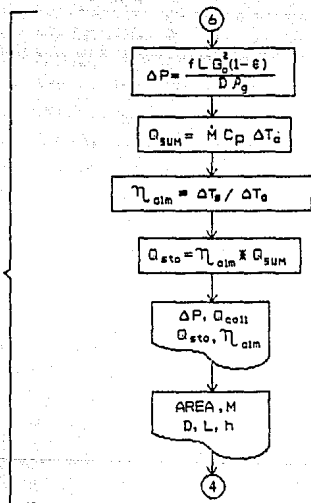
Diagrama de Bloques



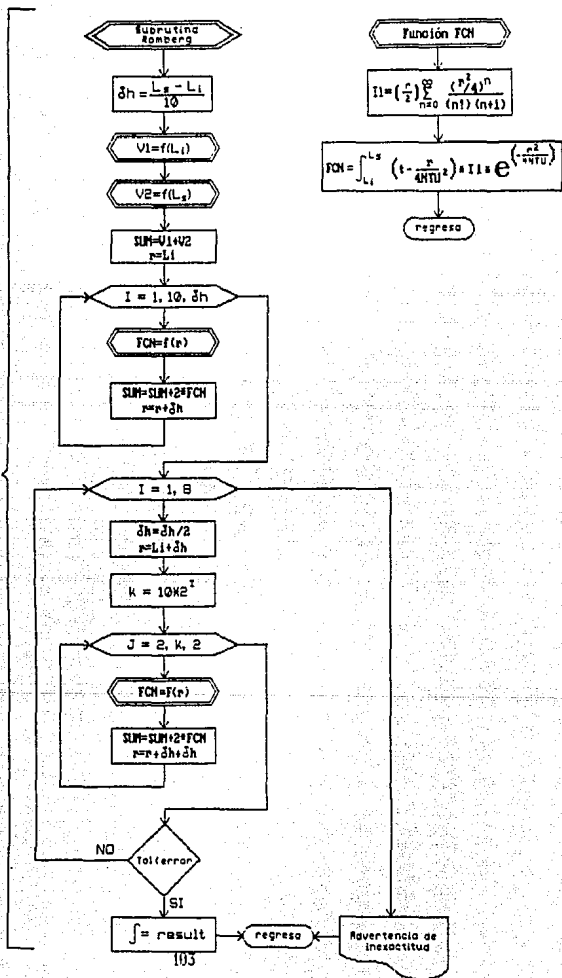
BLOQUE
4



**BLOQUE
5**



SUBROUTINA ROMBERG



Función FCH

$$I1 = \left(\frac{r}{4}\right) \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(r^2/4)^n}{(n!) (n+1)}$$

$$FCH = \int_{Li}^{Ls} \left(t - \frac{r}{4n!} t^2\right) \cdot I1 \cdot e^{\left(-\frac{r^2}{4n!} t\right)}$$

regreso

PROGRAMA PARA LA SIMULACION DE REGENERADORES
EN REGIMEN TRANSITORIO

```

DECLARE FUNCTION FCN (r, tadim, fx, NTU, RAD, Tauc)
A$ = "###.###"; C$ = "#####.###"; X$ = "###.###"; V$ = "#####"
PI = 3.1415926536; RAD = PI / 180
' Recibe datos sobre el almacen y el fluido de trabajo
1 CLS : LOCATE 1, 15: PRINT DATE$, TIME$
INPUT "Tipo de almacen (R=rocas; T=tubos)"; T$
INPUT "Material de relleno del almacen"; ML$
INPUT "Area de seccion transversal [lim. sup. inf e inc.] (m2)"; A1, A2, Ainc
INPUT "Longitud del almacen [lim sup, inf e inc.] (m)"; L1, L2, Linc
INPUT "Densidad del relleno del lecho (kg/m3)"; Ds
INPUT "Cp del relleno del lecho (kJ/kg°C)"; Cps
INPUT "Conductividad termica del material solido (W/m°C)"; ks
INPUT "Long. equivalente del mat. sol. (m) [Diam. rocas/tubos: lim sup, inf e i
nc]"; d1, d2, dinc
INPUT "Tiempo de coleccion (hr)"; Tiempo
INPUT "Incremento de tiempo (hr)"; Dt
INPUT "Factor de vacio"; fv: fv = fvac / 100
INPUT "ERROr permisible (%)": eer: TOL = eer / 100
INPUT "Temperatura inicial del lecho (°C)"; Tmin
INPUT "Fluido de trabajo"; ft$
INPUT "Temperatura maxima del fluido (°C)"; Tmax
INPUT "Densidad del fluido (kg/m3)"; Df
INPUT "Cp del fluido (kJ/kg°C)"; Cpf
INPUT "Numero de Prandtl a temp. del fluido"; Pr
INPUT "Viscosidad dinamica del fluido (kg/ms)"; muair
INPUT "Gasto masico del fluido (kg/h) [lim sup, inf e inc]"; M1, M2, Minc
IF T$ = "T" OR T$ = "t" THEN
  GOSUB 8 'Datos adicionales para regeneradores con tubos
END IF
16 GOSUB 9 'Imprime datos de trabajo
18 GOSUB 2 'Perfil de temperatura
4 DIM TRAP(50, 50), r(100), Tamb(100), Ta(100, 100), Ts(100)
FOR MAIR = M1 TO M2 STEP Minc
  FOR AREA = A1 TO A2 STEP Ainc
  FOR L = L1 TO L2 STEP Linc
    FOR droc = d1 TO d2 STEP dinc
      Vol = AREA * L; GO = MAIR / (3600 * AREA)
      Re = GO * droc / muair; Pe = Re * Fr
      IF T$ = "r" OR T$ = "R" THEN
        H = 3.6 * 700 * (GO / droc) ^ .76
      ELSE
        GOSUB 10 'Calculo del coef. convectivo en el regenerador con tubos
      END IF
20 LOCATE 2, 2: PRINT " Re=";
PRINT USING X$; Re; " Pe="; ; PRINT USING X$; Pe;
Vpar = (PI * droc ^ 3) / 6; Vroc = (1 - fv) * Vol
nroc = INT(Vroc / Vpar); Aroc = (PI * droc ^ 2) * nroc
Bi = H * droc * Vroc / (Aroc * 3.6 * ks)
NTUc = H * Vol / (MAIR * Cpf)
NTU = ((droc / (L * Pe)) + (1 + Bi / 5) / NTUc) ^ (-1)
PRINT " NTU="; ; PRINT USING X$; NTU;
Tauc = Ds * Vol * Cps * (1 - fv) / (MAIR * Cpf)
PRINT " Tauc="; ; PRINT USING C$; Tauc; PRINT " [hr]"
PRINT "Mair=" ; ; PRINT USING "#####.###"; MAIR; ; PRINT " [kg/hr]"
PRINT USING "#####.###"; H; ; PRINT " [kJ/hr-m3C]" GO=";

```

```

PRINT USING X%: G0; : PRINT " [v/sin]]"
PRINT "Areaa=": : PRINT USING A%: AREA; : PRINT " [m] Long=";
PRINT USING A%: L; : PRINT " [m] droc=": : PRINT USING A%: droc;
PRINT " [m] Bi = " ; : PRINT USING A%: Bi; Li = 0; Y = 0
IF (NTU > B2) OR (Bi > .1) THEN
PRINT : PRINT "Los datos no son adecuados para realizar la simulacion"
PRINT : INPUT "Oprima ENTER para continuar..."; pausa
GOTO 1
END IF
PRINT "### Calculando factores de respuesta ### ";
FOR T = 0 TO Tiempo STEP Dt
ins = Y + 1; t1 = T * 60; fx = Ta(0, Y)
LOCATE 8, 45: PRINT "instante": ins; " t=";
PRINT USING "####": t1; : PRINT " [m:n]"
tadin = (T + Dt) / Tauc; LS = 2 + NTU * SQR(tadin)
GOSUB 12 "Subrutina Romberg"
r(Y) = EXP(-NTU) * (fx + RESULT#)
IF r(Y) < .0000001 THEN
PRINT : PRINT "La eficiencia del regenerador es menor al 50%"
PRINT : INPUT "Oprima ENTER para continuar..."; pausa
GOTO 30
END IF
LOCATE 9, 20: PRINT "t="; : PRINT USING "####": t1;
PRINT " [m:n] FACTOR de respuesta="; : PRINT USING " ##.#####": r(Y)
Y = Y + 1
NEXT T
PRINT "### Proceso de simulacion en curso ###": Qsum = 0
b = 1 / (1 - EXP(NTU))
Ta(1, 0) = 0; Tr = 0; Ts(0) = 0; Ta(0, 0) = 0
FOR Y = 1 TO (Tiempo / Dt)
SUM = 0; row = 0
WHILE (Y - row) >= 0
SUM = SUM + r(row) * (Ta(0, Y - row) - Tr)
row = row + 1
WEND
Ta(1, Y) = Tr + SUM
Tr = b * Ta(0, Y) - (b - 1) * Ta(1, Y)
Ts(Y) = Tr
IF Ta(1, Y) > 1 OR Tr > 1 THEN
PRINT : PRINT "Los datos no son adecuados para realizar la simulacion"
PRINT : INPUT "Oprima ENTER para continuar..."; pausa
GOTO 30
END IF
Qsum = Qsum + MAIR * Cpa * Tmax * (Ta(0, Y) - Tamb(Y)) * Dt / 3600
NEXT Y
* Calculo de la eficiencia y caida de presion
efi = 100 * (Tmax * Tr - Tmin) / (Tmax - Tmin)
Q1 = Qsum * 3413
Qsto = Qsum * efi / 100; Q2 = Qsto * 3413
fric = 26 + 800 / Re
dp = (fric * (1 - fv) * L * G0 ^ 2) / (droc * Da)
PRINT "Caida de presion en el sistema: KP=";
PRINT USING C%: dp; : PRINT " [Pa] ="; : pres = dp / 9.78
PRINT USING C%: pres; : PRINT " [mm col agua]"
PRINT "Calor suministrado al sistema: Qsum=";
PRINT USING C%: Qsum; : PRINT " [kW-hr] = ";
PRINT USING V%: Q1; : PRINT " [BTU]"
PRINT "Calor almacenado por el sistema: Qsto=";

```

```

PRINT USING C4: Qsto: ; PRINT " (kW-hr) = ";
PRINT USING V4: Q2: ; PRINT " (BTU)"
PRINT "Eficiencia del almacen de calor: u = ";
PRINT USING A4: efi: ; PRINT "%"
BEEP: BEEP: BEEP: PRINT: PRINT
30 INPUT "P A U S A ... [para continuar oprima ENTER]"; pausa
RESTORE: CLS
NEXT dproc
NEXT L
NEXT AREA
NEXT MAIR
END

```

```

2 SUBROUTINA PERFIL DE TEMPERATURA
FOR Y = 0 TO Tiempo / Dt
  Ta(0, Y) = 1 'funcion adimensional de temperatura fx de entrada al regenerad
or
  Tamb(Y) = .2 'funcion adimensional para la temperatura ambiente
NEXT Y
Y = 0
RETURN 4

```

```

8 SUBROUTINA TUBOS
INPUT "Longitud de los tubos (m)"; ltub
INPUT "Numero de tubos"; ntub
INPUT "Tipo de arreglo (1= alineado; 2= alternado)"; tarr
IF tarr = 1 THEN
  tarr$ = "alineado"
ELSE
  tarr$ = "alternado"
END IF
INPUT "Numero de lineas de tubos"; nlt
INPUT "Distancia horz. entre lineas (m)"; S1
INPUT "Distancia vert. entre lineas (m)"; STa; ST = STa + 2
INPUT "Conductividad termica del fluido (W/mxC)"; kf
RETURN 16

```


9 SUBROUTINA DATOS

```

CLS
IF T% = "R" OR T% = "r" THEN
  ac% = "Rocas"
ELSE
  ac% = "Tubos"
END IF
PRINT TAB(2); "Regenerador con "; ac%
PRINT TAB(2); "Material de relleno del almacen "; ML%
PRINT TAB(2); "Area de sec. transv. flim. sup, inf e inc. J. ";
PRINT A1; ", "; A2; ", "; Ainc; "m")
PRINT TAB(2); "Long. del almacen flim sup. inf e inc. J. ";
PRINT L1; ", "; L2; ", "; Linc; "m"
PRINT TAB(2); "Densidad del relleno del lecho: "; Ds; "kg/m3"
PRINT TAB(2); "Cp del relleno del lecho: "; Cps; "kJ/kg°C"
PRINT TAB(2); "Conductividad termica del material solido: "; ks; "W/mxC"
PRINT TAB(2); "Long. equiv. del mat. sol. (Diam. ";
PRINT ac%; " lim sup, inf e incl) "; d1; ", "; d2; ", "; dinc; "m"
PRINT TAB(2); "Tiempo de coleccion: "; Tiempo; "hr"
PRINT TAB(2); "Incremento de tiempo: "; Dt; "hr"
PRINT TAB(2); "Factor de vacio: "; fvac; "%"
PRINT TAB(2); "ERROR permisible: "; eer; "%"
PRINT TAB(2); "Temperatura inicial del lecho: "; Tmin; "xC"
PRINT TAB(2); "Fluido de trabajo: "; ft%
PRINT TAB(2); "Temperatura maxima del fluido: "; Tmax; "xC"
PRINT TAB(2); "Densidad del fluido: "; Ds; "kg/m3"
PRINT TAB(2); "Cp del fluido: "; Cps; "kJ/kg°C"
PRINT TAB(2); "Numero de Prandtl a temp. del fluido: "; Pr
PRINT TAB(2); "Viscosidad dinamica del fluido: "; muair; "kg/ms"
PRINT TAB(2); "Gasto masico del fluido flim sup, inf e incl. J. ";
PRINT M1; ", "; M2; ", "; Minc; "kg/hr"; PRINT : PRINT
INPUT "Oprima ENTER para continuar..."; pausa
IF T% = "T" OR T% = "t" THEN
  PRINT TAB(2); "Longitud de los tubos: "; ltub; "m"
  PRINT TAB(2); "Numero de tubos"; ntub
  PRINT TAB(2); "Tipo de arreglo: "; tarr%
  PRINT TAB(2); "Numero de lineas de tubos"; nlt
  PRINT TAB(2); "Distancia horz. entre lineas: "; S1; "m"
  PRINT TAB(2); "Distancia vert. entre lineas: "; STa; "m"
  PRINT TAB(2); "Conductividad termica del fluido: "; kf; "W/mxC"
END IF
PRINT : INPUT "Desea corregir los datos (si/no)"; resp%
IF resp% = "si" OR resp% = "SI" OR resp% = "S1" THEN GOTO 1
CLS
RETURN 18

```

```

10 'SUBROUTINA TUEOS '
astt = FI * droc + Itub * ntub; Frw = 1.1 + Pr
IF tarr = 1 THEN
  tarr* = "Alineado"
  IF Ref > 200000! THEN
    n = .84; C = .021
  ELSE
    n = .63; C = .27
  END IF
ELSE
  tarr* = "Alternado"
  IF Ref > 200000! THEN
    n = .84; C = .022
  ELSE
    n = .6
    IF ST < 2 + S1 THEN
      C = .35 + (ST / S1) ^ .2
    ELSE
      C = .4
    END IF
  END IF
END IF
Nu = C + (Re ^ n) + (Pr ^ .36) + (Pr / Frw) ^ .25
IF nlt < 10 THEN Nu = Nu * (nlt / 10) ^ .18
hs = Nu * kf / droc
H = (astt / (Vol * fv)) * hs
RETURN 20

```

12 'SUBROUTINA ROMBERG

```

DH = (LS - Li) / 10
r = Li; V1 = FCN(r, tadm, fx, NTU, RAD, Tauc)
r = LS; V2 = FCN(r, tadm, fx, NTU, RAD, Tauc)
SUM = V1 + V2; r = Li
FOR I = 1 TO 10
  r = r + DH
  SUM = SUM + 2 * FCN(r, tadm, fx, NTU, RAD, Tauc)
NEXT I
TRAP(1, 1) = (DH / 2) * SUM
FOR I = 1 TO 8
  DH = DH / 2; r = Li + DH
  k = 10 * 2 ^ I
  FOR J = 2 TO k STEP 2
    SUM = SUM + 2 * FCN(r, tadm, fx, NTU, RAD, Tauc)
    r = r + DH + DH
  NEXT J
  TRAF(1, I + 1) = (DH / 2) * SUM
  FOR LX = 1 TO I
    TRAF(LX + 1, I + 1) = TRAF(LX, I + 1) + 1 / (4 * LX - 1) * (TRAF(LX, I + 1)
) - TRAF(LX, I))
  NEXT LX
  err = (ABS * TRAF(I - 1, I + 1) - TRAF(I, I + 1)) / TRAF(I - 1, I + 1) * 100
  IF err <= TOL THEN
    I = I - 1
    RESULT# = TRAF(I, I)
    RETURN 24
  END IF
NEXT I
LOCATE 7, 2; PRINT "-Precaucion! despues de "; I;
PRINT " extrapolaciones la exactitud requerida no se alcanzo"
RESULT# = TRAF(I, I); LOCATE 8, 40; PRINT CHR$(244)
LOCATE 10, 40; PRINT CHR$(245); "x dx": CHR$(247);
PRINT USING "#####.###": RESULT#
RETURN 24

```


9 BIBLIOGRAFIA

1. Alanis E., Saravia L., Rovetta L. *Measurement of rock pile heat transfer coefficients.* Solar Energy. Volumen 19, p.p. 571-572. Universidad Nacional de Salta, Argentina. Pergamon Press Ltd. Gran Bretaña 1977.
2. Beasley, D.E. y Torab, H. *Optimization of a packed bed thermal energy storage unit.* Int. J. Heat Mass Trans., Vol.27 sep., Carolina del Sur, E.U.A. 1984.
3. Clark, J.A. *Thermal energy storage.* Handbook of heat transfer applications. Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P. y Ganic E.N. Ed. McGraw Hill. New York, E.U.A. 1985.
4. Coutier J.P., Farber E.A. *Two applications of a numerical approach of heat transfer process within rock beds.* Solar Energy. Volumen 29, p.p. 451-462. University of Florida, EUA. Pergamon Press Ltd. Gran Bretaña 1982.
5. Gabel, R.A. y Roberts, R.A. Señales y sistemas lineales. Ed. Limusa, México D.F. 1975.
6. Gerald, Curtis F. Análisis Numérico. Ed. Representaciones y servicios de Ingeniería S.A., 2ª edición, México D.F. 1987.
7. Hollands K.G., Sullivan H.F., Shewen E.C. *Flow uniformity in rock beds.* Solar Energy. Volumen 32, p.p. 343-348, University of Waterloo, Canadá. Pergamon Press Ltd. Gran Bretaña 1984.
8. Hollands K.G., Sullivan H.F. *Pressure drops across rock bed thermal storage systems.* Solar Energy. Volumen 33, p.p. 221-225. University of Waterloo, Canadá. Pergamon Press Ltd. U.S.A. 1984.
9. Hollands K.G., Sullivan H.F., Shewen E.C. *Thermal destratification in rock beds.* Solar Energy. Volumen 33, p.p. 227-229. University of Waterloo, Canadá. Pergamon Press Ltd. U.S.A. 1984.
10. Holman, J. P. Transferencia de calor. Ed. CEGSA. 2ª impresión México D.F. 1987.
11. Karlekar, B.V. y Tesmond, T.M. Transferencia de calor. Nva. Editorial Interamericana. 2ª edición, México D.F. 1986.

12. Lane, G.A. Solar heat storage: latent heat materials. Volumen II. CRC Press, Boca Raton, Fla. E.U.A. 1983.
13. Meinel, Aden B. Aplicaciones de la energía solar. Ed. Reverte. Madrid, España 1982.
14. Persons R.W., Duffie J.A. y Mitchell J.W. *Comparison of measured and predicted rock bed storage performance*. Solar Energy. Volumen 24, p.p. 199-201, University of Wisconsin E.A.U., Pergamon Press Ltd. Gran Bretaña 1980.
15. Merlin, S.L., Gerald M.S. y James C.W. Métodos numéricos aplicados a la computación digital con fortran. Ed. Representaciones y servicios de ingeniería S.A., México 1986.
16. Phillips W.F. *Effects of Stratification on the performance of solar air heating systems*. Solar Energy. Volumen 26, p.p. 175-180. Utah State University E.U.A., Pergamon Press Ltd. Gran Bretaña 1981.
17. Riaz, M. *Transient analysis of packed-bed thermal storage systems*. Solar Energy. Volumen 21, p.p. 123-128. University of Minnesota, Minneapolis E.U.A., Pergamon Press Ltd. Gran Bretaña 1981.
18. Sowell E. E., Curry L. R. *A convolution model of rock bed thermal storage units*. Solar Energy. Volumen 24, p.p. 441-449 California State University, E.U.A. Pergamon Press Ltd., Gran Bretaña 1980.
19. Walpole, R.E. Probabilidad y estadística para ingenieros. Ed. Interamericana, México D.F. 1989.
20. Wark, Kenneth. Termodinámica. Ed. McGraw Hill, 4ª edición, Mexico D.F. 1986.
21. White, Frank M. Mecánica de Fluidos. Ed. McGraw Hill, México D.F. 1985.
22. White, Frank M. Heat and mass transfer. Ed. Addison Wesley. Nueva York, E.U.A. 1988.

10 REFERENCIAS

23. Anzelius, A. Über erwärmung vermittels durchstromender medien. Z. Angew Math. Mech. 6, 291-294 (1926).
24. Application Engineering Manual, Solaron Corporation, Englewood, Colo. E.U.A. 1977.
25. Balcomb D., Hedstrom J.C, Moore S.W. y Rogers B.T. Solar Handbook for Los Alamos, Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos Nuevo México, E.U.A. 1975.
26. Duffie J.A. y Beckman W.A. Solar energy thermal processes. Ed. Adisson Welsley, Nueva York, E.U.A. 1974.
27. Haughey D.P. y Beveridge G.S.G. Structural Properties of Packed Beds. Can. J. Chem Eng. Vol. 47, p.p. 130-140, abril E.U.A. 1969.
28. Hughes.P.J. The design and predicted performance of Arlington House. M.S. Thesis, Univ. of Wisconsin-Madison Dept. Mechanical Engineering, E.U.A. 1975.
29. Hughes P.J., Klein S. y Close D.J. Packed bed thermal storage models for solar air heating and cooling systems. Journal of Heat Transfer, ASME Trans. G98, 336-338, E.U.A. 1976.
30. Mumma S.A. y Marvin W.C. A method of simulating the performance of a pebble bed energy storage and recovery system. ASME paper 76-HT-73, presented at ASME-AICHE Heat Transfer Conf., St. Louis Miss. E.U.A. agosto 1976.
31. Pacific Regional Solar Heating Handbook, San Francisco Operations Office, ERDA, E.U.A. noviembre 1976.
32. Schumann, T.E.W. Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism. J. Franklin Institut. 208, 405-416, E.U.A. 1929.
33. Von Fuchs, G.F. A rock bed computer model. Presented at the Solar Energy Storage Options Conf., Trinity University, San Antonio Texas, 18-22 marzo, E.U.A. 1979.