

T
697.3
VIL
D-6870

ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA



D-6870

"ANALISIS DEL PRECALENTADOR DE AIRE DE LA CENTRAL TERMICA
ESTERO SALADO DE 73 M.W."

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO



Presentada por:

VICTOR IVAN VILLAVICENCIO C.



GUAYAQUIL-ECUADOR

1982

AGRADECIMIENTO

Al ING. GEORGE ASPIAZU,
Director de Tesis; y a
INECEL - GUAYAQUIL, CEN
TRAL ESTERO SALADO, por
la ayuda y colaboración
brindada para la reali-
zación de este trabajo;



DEDICATORIA



A MIS PADRES
A MIS HERMANOS
A MIS SOBRINOS



ING. GEORGE ASPIAZU
Director de Tesis



UB-ESPOL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).

.....
VICTOR IVAN VILLAVICENCIO C.



R E S U M E N

El presente análisis consta de varias facetas, cada una de ellas cubiertas de tal forma que en conjunto den una visión global del estudio analítico realizado al precalentador de aire de la central térmica "Estero Salado" de 73 M.W.

En un primer momento se hace un estudio de cada uno de los diferentes tipos de intercambiadores de calor que existen. Continuando con un estudio comparativo entre lo que es un recuperador y un regenerador. Acto seguido se realiza una evaluación térmica y la caída de presión del intercambiador de tipo periódico.

Luego se analiza la eficiencia del intercambiador de tipo periódico a diferentes porcentajes de carga; así como el efecto y la constitución del material.

Finalmente se hace una descripción detallada de los diferentes componentes del precalentador de aire y luego se procede a analizar las características de operación y mantenimiento del regenerador, pasando seguidamente a las conclusiones y recomendaciones a las que se han llegado luego del análisis realizado del precalentador de aire.



INDICE GENERAL

RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VII
INDICE DE ABREVIATURAS	XII
INDICE DE FIGURAS	XVI
INDICE DE TABLAS	XXI
INTRODUCCION	23
OBJETIVOS Y FACTIBILIDAD	26
CAPITULO 1:	
GENERALIDADES SOBRE INTERCAMBIADORES DE CALOR	28
1.1 Intercambiadores de tipo directo	28
1.1.a. Generalidades	28
1.1.b. Variables del intercambiador de tipo directo.	30
1.1.c. Clasificación, importancia y sus usos	41
1.2. Intercambiadores de tipo indirecto	47
1.2.a. Generalidades	47
1.2.b. Relaciones de eficiencia versus número de unidades de transferencia de calor	49
1.3. Intercambiadores de tipo periódico	51
1.3.a. Generalidades	51
1.3.b. Comparación entre el recuperador y el regenerador	54
1.3.c. Influencia de la velocidad del rotor sobre la eficiencia térmica	58

1.3.d. Temperatura de la superficie de calentamiento	62
1.3.e. Varios tipos de superficie de calentamiento	68
1.3.f. Influencia de la altura de la muesca, espesor de la placa y hollín	72
1.3.g. Efecto de los diámetros hidráulicos sobre el requerimiento de superficies de calentamiento y tamaño requerido para los precalentadores de aire	72
1.3.h. Clasificación, importancia, usos	75

CAPITULO 2:

EL REGENERADOR O INTERCAMBIADOR DE TIPO

PERIODICO	85
2.1. Generalidades	85
2.1.a. Asumpciones	87
2.1.b. Análisis térmico	89
2.1.c. Fugas en el regenerador rotatorio	104
2.1.d. Efecto de la conducción longitudinal en intercambiadores de calor	108
2.2. Caída de presión del núcleo	112
2.2.a. Ecuación de la caída de la presión	112
2.2.b. Influencia del hollín sobre la caída de presión y la transferencia de calor para elementos ondulados muescados	117

2.2.c.	Resultados de experimentos de caída de presión	118
2.3.	Efectividades a diferentes cargas	123
2.4.	Efecto y análisis del material	174
2.4.a.	Análisis del material	174
2.4.b.	Efecto del material.- Control de la corrosión	176
2.5.	Efecto de las incrustaciones sobre la eficiencia del regenerador	178

CAPITULO 3:

CARACTERISTICAS DE OPERACION Y MANTENI-

MIENTO DEL REGENERADOR

3.1.	Partes principales e importancia de cada una de ellas	181
3.2.	Operación del regenerador	198
3.2.a.	Instrucciones de arranque	198
3.2.b.	Arranque con combustible gaseoso	200
3.2.c.	Arranque con bunker	201
3.2.d.	Precaución	201
3.2.e.	Fuera de servicio	203
3.2.f.	Parada	203
3.2.g.	Operación de cada uno de los componentes del intercambiador	204
3.3.	Instrumentos en el regenerador	219

3.4.	Control del regenerador e importancia del mismo	222
3.5.	Medidas preventivas de seguridad y mantenimiento del regenerador	224
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		249
TABLAS, PLANOS Y GRAFICOS		253
APENDICES		270
APENDICE A	Eficiencia de la transferencia de calor sobre aletas rectas y circulares	272
	Eficiencia de la transferencia de calor en intercambiadores de tipo directo como una función del número de unidades de transferencia y del cambio de la razón de capacidad	273
APENDICE B	Efecto de la conductividad térmica sobre la eficiencia de los intercambiadores de flujo periódico y directo	281
	Eficiencia de la transferencia de calor en el intercambiador de flujo periódico como una función del número de unidades de transferencia de calor y cambio de razón de	

capacidad de la matriz	282
Propiedades del aire a 1 atmósfera	286
Curvas: N_R versus $j - f$	287
Factores de corrección de productos de combustión para calor específico	288
BIBLIOGRAFIA	289

INDICE DE ABREVIATURAS

Las abreviaturas usadas en el presente análisis son sumariadas en esta parte para dar una mayor comprensión del presente estudio.

Cualquier sistema dimensional consistente puede ser usado.

Símbolos de letras en inglés.

A	Area total de transferencia de calor sobre un lado - del intercambiador.
A_c	Area del flujo-libre mínimo del intercambiador.
A_{fr}	Area frontal total del intercambiador.
C	Razón de la capacidad térmica del flujo-corriente - (wc_p)
C_c	Razón de la capacidad térmica del flujo-corriente - para el lado frío.
C_h	Razón de la capacidad térmica del flujo-corriente - para el lado caliente.
C_{min}	Mínimo de C_c o C_h
C_{max}	Máximo de C o C
C_r	Razón de la capacidad térmica del rotor (masa del rotor x calor específico x rph)
C_r^*	Cambio de la razón de la capacidad térmica del rotor (C_r/C_{min}), adimensional.
c	Calor específico.
c_p	Calor específico a presión constante.
c_v	Calor específico a volumen constante.

D_h	Diámetro hidráulico de cualquier pasaje interno ($D_h = 4A_c L/A$)
f	Factor principal de fricción, definido sobre la base de la superficie principal del esfuerzo de corte, - adimensional.
G	Velocidad de la masa del flujo-corriente del intercambiador (w/A_c)
g_c	Factor de proporcionalidad en la segunda ley de Newton
h	Coefficiente convectivo de transferencia de calor
$(hA)^*$	$(hA)_c / (hA)_h$
j	Factor de Colburn ($N_{St} N_{Pr}^{2/3}$), adimensional
L	Longitud total de flujo del intercambiador de calor.
P	Presión
$P_{c,ent}$	Presión de entrada sobre el lado frío del intercambiador
$P_{h,ent}$	Presión de entrada sobre el lado caliente del intercambiador
P^*	Razón de presión ($P_{c,ent} / P_{h,ent}$), adimensional
p	Porosidad, adimensional
q	Razón de transferencia de calor
R	Constante universal del gas
r	Coordenada radial
r_h	Radio hidráulico ($A_c L/A$)
T	Temperatura absoluta
T_s	Temperatura del sólido de la matriz
$T_{c,ent}$	Temperatura de entrada del fluido sobre el lado frío del intercambiador.
$T_{h,ent}$	Temperatura de entrada del fluido sobre el lado caliente del intercambiador.

T^*	Razón de temperatura del intercambiador ($T_{h,in}/T_{c,in}$) adimensional.
V	Volumen
\bar{v}	Velocidad
v	volumen específico
W_s	Masa de la matriz
w	Razón del flujo de masa
w_a	Razón del flujo de masa de aire
w_c	Razón del flujo de masa del fluido sobre el lado frío del intercambiador.
w_f	Razón del flujo de masa del combustible
w_h	Razón del flujo de masa del fluido sobre el lado caliente del intercambiador.

Símbolos de letras griegas

α	Cambio del área total de transferencia de calor sobre un lado del intercambiador a volumen total del intercambiador.
ϵ	Eficiencia del intercambiador, adimensional
u	Coefficiente de viscosidad
ρ	Densidad
θ	Tiempo

Grupos adimensionales

N_R	Número de Reynolds ($4r_h G/u$)
N_{St}	Número de Stanton (h/Gc_p)
N_{Pr}	Número de Prandtl
N	Número de unidades de transferencia de calor de un intercambiador

C_{\min}/C_{\max} Cambio de la razón de la capacidad térmica.

Subíndices

a	Lado del aire
prom	Promedio
c	Lado del fluido-frío del intercambiador de calor.
h	lado del fluido-caliente del intercambiador de <u>ca</u> lor.
r	Matriz del rotor.
max	máximo
min	mínimo

INDICE DE FIGURAS

<u>No.</u>		<u>Pág.</u>
1.1.	Condiciones de la temperatura del fluido de un intercambiador de calor en contraflujo	
1.2.	Representación de línea de operación y línea de equilibrio para $C_c/C_h=1$, $n = 3$, $p = 0.30$	
1.3.	Intercambiador de calor de transferencia indirecta tipo líquido unido	
1.4.	Recuperador y regenerador, ambos en contraflujo	
1.5.	Distribución de temperatura de pared en operación cíclica en contraflujo del regenerador	
1.6.	Temperatura en el precalentador afectada por el viaje del rotor	
1.7.	Diagrama tridimensional de las temperaturas en el CAR	
1.8.	Influencia de la velocidad del rotor sobre la eficiencia del precalentador de aire	
1.9.	Método gráfico de determinación de la temperatura mínima de la superficie de -	

No.Pág.

- calentamiento cuando las razones de transferencia de calor k y tiempo T son conocidas
- 1.10. Influencia de la velocidad del rotor sobre la temperatura en el lado frío de los elementos de calentamiento.....
- 1.11. Detalle de un corte agrandado de superficie de calentamiento tipo ondulado muescado
- 1.12. Variación de la temperatura en el lado frío de los regeneradores durante un período de gas y aire a 3 RPM
- 1.13. Hojas de superficie de calentamiento de doble ondulación
- 1.14. Hojas de superficie de calentamiento de muesca plana
- 1.15. Hojas de superficie de calentamiento de ondulaciones inclinadas entre hojas verticales muescadas
- 1.16. Influencia del hollín y espesor de la placa sobre la figura de calidad
- 1.17. Efecto del diámetro hidráulico sobre los requerimientos de superficie de calenta--

No.Pág.

- miento y tamaño de los precalentadores de aire
- 1.18. Tipos de intercambiadores de flujo periódico
- 1.19. Elementos de un calentador de aire regenerativo tipo rotatorio
- 1.20. Ilustración diagramática de un CAR tipo rotatorio (de eje vertical) con gas y aire en contraflujo
- 1.21. Arreglo de un CAR en contraflujo con placas estacionarias
- 2.1. Precalentador de aire Ljungstrom tipo flujo-vertical
- 2.2. Pasaje del flujo elemental y asociado al flujo de la matriz
- 2.3. Variación de las temperaturas del regenerador con el tiempo a una cierta distancia desde un extremo final
- 2.4. Curvas de diseño: ϵ versus N_{tuo} para $C_c/C_h = 1$
- 2.5. Curvas de diseño: ϵ versus N_{tuo} para $C_c/C_h = 0.90$
- 2.6. Comparación de soluciones ϵ versus N_{tuo}

No.Pág.

- para $C_c/C_h = 1$, $(hA)^* = 1$
- 2.7. Principales arreglos de sellos
- 2.8. Análisis del sellado
- 2.9. Distribución de temperatura en un intercambiador de calor en contraflujo con $C_c = C_h$
- 2.10. Modelo de la matriz del intercambiador de calor para análisis de la caída de presión. G está basada sobre el área mínima de flujo libre en la matriz
- 2.11. Distribución de temperatura en un intercambiador de calor de cualquier arreglo de flujo con $C_c > C_h$
- 2.12. Influencia del hollín sobre la caída de presión y la transferencia de calor para elementos ondulados muescados
- 2.13. Diagrama de los aparatos de prueba de la pérdida de presión
- 2.14. Caída de presión para superficie de calentamiento ondulado muescado
- 2.15. Pérdida de presión como una función del D_H
- 2.16. Temperatura recomendada del metal del ca-

<u>No.</u>		<u>Pág.</u>
	lalentador de aire	
3.1	Precalentador de aire Ljungstrom tipo HX .	
3.2	Precalentador tipo H	
3.3	Dispositivo estacionario de lavado de agua	
3.4	Montaje de sellos del rotor	
3.5	Montaje de la unidad del rotor impulsor ..	
3.6	Sistema de circulación de aceite de enfria miento	
3.7	Bomba de unidad de circulación de aceite .	
3.8	Válvula de seguridad	
3.9	Carta de huelgos de sellos	
3.10	Dispositivo de freno	

INDICE DE TABLAS

<u>No.</u>		<u>Pág.</u>
1	Eficiencia del intercambiador en contra-flujo	
2	Eficiencia del intercambiador de flujo - paralelo	
3	Eficiencia del intercambiador de flujo - cruzado con ambos fluidos sin mezclarse	
4	Características de la superficie de calentamiento y geometría	
5	Condiciones de operación a diferentes porcentajes de carga	
6	Variables de proceso a la entrada al regenerador	
7	Características del intercambiador de flujo periódico	
8	Variables de proceso a la salida del regenerador	
9	Volumen específico a entrada y salida del regenerador	
10	Propiedades y parámetros adimensionales del intercambiador de flujo periódico ..	
11	Factor de fricción (f), factor de Colburn	

No.Pág.

- y parámetros adimensionales del intercambiador de flujo periódico
- 12 Número de unidades de transferencia de calor relaciones de área, calores específicos, flujos mássicos por unidad de área del intercambiador de flujo periódico
- 13 Eficiencia, número de unidades de transferencia de calor, razón de la capacidad térmica del rotor, cambio de la razón de la capacidad térmica del rotor del intercambiador de flujo periódico

INTRODUCCION

El intercambiador de calor de flujo periódico o calentador de aire regenerativo es un equipo que recupera algún calor (el mismo que de otra manera se lo pierde) desde el gas de la chimenea y añade éste calor al aire requerido para la combustión dentro del caldero.

Como en el caso de los economizadores, los calentadores de aire son originarios de Europa antes de que ellos sean usados en USA. Las patentes clasificadas revelaron en forma temprana la invención de los calentadores de aire mucho antes de que la industria haya desarrollado la etapa en la cual ellos podían ser usados económicamente.

El primer calentador de aire a ser instalado en un caldero de una unidad comercial en USA fue construido en 1922. El primer calentador de aire tubular fue puesto en servicio al principio de 1923, la Babcock & Wilcox construyó un total de 50 calentadores de aire durante 1923 y 1924. La demanda desde este tiempo áca creció como un resultado del incremento en la presión del caldero y en su tamaño. Antes de 1922 las presiones más altas comúnmente usadas en generación de poder estaban en el rango de los 350 a 400 psi (1). En 1922 unidades de 650 psi fueron desarrolladas para generar más kilowatt-horas por libra de vapor. El incremento de la presión de vapor

ha hecho posible unidades más pequeñas.

En los inicios de los años 20 existió un tremendo incremento en el desarrollo y uso para la combustión de carbón pulverizado en centrales de poder. Para éste tipo de combustión, el aire caliente fué ideal para el secado, transporte y quemado del carbón en suspensión, la demanda de los calentadores de aire fué aquí establecida.

Este pequeño preámbulo con respecto al intercambiador de calor de flujo periódico nos permitirá tener un punto de vista más definido del porqué realizar un estudio más amplio y detallado sobre ésta clase de intercambiador.

Así tenemos que dentro del presente análisis y una vez que se establece los objetivos y la factibilidad de llevarlos a cabo se estudian las distintas clases de intercambiadores de calor que existen, y en cada uno de ellos se destacan su importancia y sus usos en la industria.

Debido a la importancia del regenerador o intercambiador de flujo periódico se lo analiza desde el punto de vista térmico, de la caída de presión, su eficiencia a diferentes cargas, efecto y constitución del material y para concluir éste capítulo el efecto posible de las incrustaciones sobre la eficiencia del regenerador.

Para concluir con el análisis se detalla las características de operación y mantenimiento del regenerador desglosándolo en la siguiente forma: partes principales del regenerador e importancia de cada una de ellas, operación del regenerador, instrumentos en el mismo, control del regenerador e importancia del mismo, y finalmente las medidas preventivas de seguridad y mantenimiento del regenerador.

El presente estudio culmina con las conclusiones y recomendaciones correspondientes.

(1) Libras por pulgadas cuadradas

OBJETIVOS Y FACTIBILIDAD

El análisis del calentador de aire regenerativo de la Central térmica Estero Salado de 73 Mega-Watts tiene múltiples fines, pero el más importante es la elaboración de un método a seguir en el cálculo de la eficiencia de un calentador de aire; método en general inexistente en las Centrales Térmicas del País.

Otros objetivos a cubrirse con el presente análisis son los siguientes:

1. Teoría de diseño y parámetros básicos que controlan el calentador de aire regenerativo.
2. Análisis térmico del equipo.
3. Variación de la eficiencia con la variación de la carga.
4. Dar a conocer todos los componentes de que consta el equipo y su importancia.
5. Dar un compendio de todos los pasos a efectuarse para llevar a cabo un mantenimiento preventivo adecuado y permitiendo así incrementar el tiempo de servicio de los componentes del sistema.

6. Resumir ciertas medidas preventivas de seguridad que dan lugar a una operación fiable del equipo.
7. Se destacan las características más importantes de los instrumentos que facilitan un control del calentador de aire.
8. Finalmente, se dan criterios técnicos para mejorar el control del equipo.

La factibilidad de dar cumplimiento a todos los antedichos objetivos son amplias y dependerá de las facilidades de tiempo que brinden las dos unidades de 73 Mega-Watts (M.W.) que existen en la central térmica Estero Salado, a más de la investigación propia, pues todo cuando haya a disposición sobre el calentador servirá para la realización del presente análisis.

CAPITULO No. 1

GENERALIDADES SOBRE INTERCAMBIADORES DE CALOR

1.1 INTERCAMBIADORES DE TIPO DIRECTO

1.1.a GENERALIDADES

Un intercambiador de calor es un dispositivo que efectúa la transferencia del calor de un fluido a otro. El tipo más sencillo de intercambiador de calor es un recipiente en el cual se mezclan directamente un fluido caliente y otro frío. En tal sistema, ambos fluidos alcanzarán la misma temperatura final, y la cantidad de calor transferida puede calcularse igualando la energía perdida por el fluido más caliente con la energía ganada por el fluido más frío. Los calentadores abiertos de agua potable, los desrecalentadores y enfriadores, y los inyectores de condensación, son ejemplos de equipos de transferencia de calor que emplean la mezcla directa de fluidos. Sin embargo, son más comunes los cambiadores de calor en los cuales un fluido está separado del otro por una pared o división a través de la cual fluye el calor. A éste tipo de intercambiadores se les llama RECUPERADORES. Existen muchas modalidades de tales equipos, desde un simple tubo doble concéntrico (un tubo dentro de otro)

con algunos pies cuadrados de superficie para la transferencia de calor, hasta complicados condensadores de superficie y evaporadores con muchos miles de pies cuadrados de superficie para la transferencia de calor. Entre éstos extremos -- haya un extenso surtido de intercambiadores comunes de coraza y tubo. Estas unidades se usan ampliamente, porque pueden construirse con grandes superficies de transferencia de calor en un volumen relativamente pequeño, pueden fabricarse de aleaciones resistentes a la corrosión, y son idóneas para calentar, enfriar, evaporar o condensar toda clase de fluidos.

El diseño de un intercambiador de calor puede descomponerse en tres fases principales:

1. El análisis térmico
2. El diseño mecánico preliminar
3. El diseño para su construcción

La fase del diseño térmico se ocupa primordialmente de determinar el area necesaria para transferir calor a una velocidad específica a determinados niveles dados de flujo y temperatura de los fluidos.

El diseño mecánico obliga a considerar las temperaturas y presiones de operación, las características de corrosión de

uno o ambos fluidos, las expansiones térmicas relativas y los esfuerzos térmicos que la acompañan y la relación del intercambiador de calor con otro equipo que intervenga.

El diseño para la fabricación exige traducir las características y dimensiones físicas a una unidad que pueda construirse a bajo costo. Es necesario hacer la selección de materiales, acabados y cubiertas, elegir el dispositivo mecánico óptimo, y especificar los procedimientos de fabricación.

1.1.b. VARIABLES DEL INTERCAMBIADOR DE TIPO DIRECTO

Se pueden distinguir dos tipos de variables para el estudio de éste intercambiador, las mismas que pueden clasificarse como: dimensionales y adimensionales.

Para el intercambiador de calor de tipo directo, los parámetros concernientes a la ejecución de la transferencia de calor son los siguientes:

U = conductancia total de transferencia de calor ,
Btu/(hr^oF-ft² de Area)

A = superficie del área sobre la cual U está basada,
ft²

$\left. \begin{array}{l} t_{h,ent} \\ t_{h,sal} \end{array} \right\} = \text{temperaturas finales del fluido caliente } ^\circ\text{F}$

$\left. \begin{array}{l} \tau_{c,ent} \\ \tau_{c,sal.} \end{array} \right\} = \text{temperaturas finales del fluido frío, } ^\circ\text{F}$

$C_h = (wc_p)_h = \text{capacidad calorífica del fluido caliente,}$
 $\text{Btu}/(\text{hr}^\circ\text{F})$

$C_c = (wc_p)_c = \text{capacidad calorífica del fluido frío,}$
 $\text{Btu}/(\text{hr}^\circ\text{F})$

La interrelación de éstos parámetros provee los aspectos básicos de la transferencia del calor para el diseño del intercambiador.

El significado de todas las variables precedentes es por sí mismo evidente, con la excepción de la conductancia total U . Este término nos llega desde la ecuación total de la razón de transferencia de calor la cual combina los mecanismos convectivos y conductivos, los mismos que se responsabilizan de la transferencia de calor desde el fluido caliente al frío, dentro de una simple ecuación similar a la ley de Ohm para el estado estable de flujo de corriente eléctrica.

$$\frac{dq}{dA} = U (\tau_h - \tau_c) \dots\dots\dots(1.1.)$$

Donde dq/dA es el flujo de calor por unidad de área de transferencia ($\text{Btu}/(\text{hr ft}^2)$) es una sección del intercambiador don-

de la diferencia de temperaturas es $(t_h - t_c)$. De esta relación, es evidente que U es una conductancia térmica total basada sobre una temperatura potencial $(t_h - t_c)$ y una unidad de área de transferencia. El recíproco de U es una resistencia térmica total la cual puede ser considerada como compuesta de la siguiente serie de componentes:

1. Un componente fílmico convectivo sobre el lado caliente, incluyendo la ineficiencia de la temperatura de la superficie extendida o del área de la aleta sobre este lado.
2. Un componente de la conducción de la pared.
3. Un componente fílmico convectivo del lado frío, incluyendo la ineficiencia de la temperatura de área extendida sobre este lado.
4. Factores de incrustación para permitir escoriaciones en servicio tanto sobre los lados calientes como fríos.

La ecuación expresando esta idea, pero omitiendo los factores de incrustación por simplicidad puede ser escrita:

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{\eta_{o,h} h_h} + \frac{a}{(A_w/A_h)k} + \frac{1}{(A_c/A_h)\eta_{o,c} h_c} \dots\dots\dots (1.2.)$$

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{\eta_{o,c} h_c} + \frac{a}{(A_w/A_c)k} + \frac{1}{(A_h/A_c)\eta_{o,h} h_h}$$

donde U_h está basada sobre una unidad de área total del lado caliente (incluyendo el área final o la extendida) y U_c está basada sobre una unidad del área total del lado frío. A_w denota el promedio del área de la pared; $\eta_{o,h}$ y $\eta_{o,c}$ denotan la temperatura efectiva del área total A_h y A_c , respectivamente. Esto es evidente por ecuaciones (1.2.) y se tiene que $(UA)_h = (UA)_c$.

Los coeficientes fílmicos para la convección h_c y h_h son funciones complejas de la geometría de la superficie, propiedades del fluido, y condiciones de flujo. Excepto para algunos de los casos geoméricamente simple, el ingeniero confía en modelos experimentales para establecer estos coeficientes.

Si la superficie extendida no es usada sobre uno u otro lado tanto $\eta_{o,h}$ y $\eta_{o,c}$ son la unidad, $A_w \approx (A_h + A_c)/2$, y las ecuaciones (1.2.) pueden ser simplificadas en efecto. De cualquier modo, donde la superficie extendida es empleada, los gradientes de temperatura a lo largo de las aletas extendiéndose dentro del fluido reduce la temperatura efectiva de la superficie, y η_o es menor que la unidad como una consecuencia; η_o es un promedio sopesado del 100% de efectividad de la superficie principal y menos del 100% para la superficie con aleta η_f . Así:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (1.3.)$$

Gardiner dá relaciones para η_f para un número de aletas geométricas. Para varias de las superficies de transferencia de calor consideradas allí, la relación para la aleta recta - con una sección transversal de conducción constante puede ser usada con una buena aproximación.

$$\eta_f = \frac{\tanh ml}{ml} \dots\dots\dots (1.4.)$$

$$m = \frac{2h}{k} \quad \text{para aletas de lámina fina} \dots\dots\dots (1.5.)$$

$$m = \frac{4h}{kd} \quad \text{para aletas de aguja circular}$$

Cuando las aletas extendidas van de pared a pared, la longitud efectiva (1) de la aleta es la mitad del espaciamento de la pared. Esta relación es mostrada gráficamente en la figura A-1 del Apéndice A. También es mostrado η_f para una aleta circular anular del tipo más comúnmente usado sobre el exterior de tubos circulares. La solución de la aleta-circular es graficada como una familia de curvas siendo en el caso límite el comportamiento de una aleta recta (ec. 1.4.).

En el usual intercambiador de calor gas a gas o líquido a gas el componente resistencia - pared en ecuaciones (1.2.) puede ser despreciado relativo a las resistencias del lado - fluido. En un intercambiador gas a líquido, tal como un interenfriador enfriado por agua, el componente de la resistencia -

del lado del aire es usualmente mucho más grande que aquella sobre el lado del agua. Para un intercambiador de gas a gas las dos resistencias pueden ser de magnitud comparable.

La ecuación de la razón de transferencia de calor (1.1.) debe ser combinada con una ecuación de energía, igualando las pérdidas de entalpía del fluido caliente con la ganancia de entalpía del fluido frío, a fin de relacionar las variables enlistadas al principio de ésta sección. Estas variables son tan numerosas que permiten una descripción gráfica de la relación entre ellas. De cualquier modo, ellas pueden ser agrupadas juiciosamente dentro de un número más pequeño de parámetros adimensionales. Los grupos adimensionales seleccionados como más convenientes y poseendo la más rápida visualización de significancia física pueden ahora ser denominadas y definidas.

EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE TRANSFERENCIA DE CALOR

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max.}} = \frac{C_h(t_{h,in} - t_{h,out})}{C_{\min}(t_{h,in} - t_{c,in})} = \frac{C_c(t_{c,out} - t_{c,in})}{C_{\min}(t_{h,in} - t_{c,in})} \dots (1.6)$$

donde C_{\min} es la más pequeña de las magnitudes de C_h y C_c .

NUMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

$$N_{tu} = \frac{AU_{\text{prom.}}}{C_{\min}} = \frac{1}{C_{\min}} \int_0^A U \, dA \dots (1.7)$$

donde A es la misma área de transferencia como la usada en la definición de U . En trabajo de diseño U puede generalmente ser tratada como constante.

RAZON DE CAPACIDAD CALORIFICA O TERMICA

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} \dots\dots\dots (1.8.)$$

Donce C_{\min} y C_{\max} son, respectivamente, el más pequeño y el más grande de las dos magnitudes C_h y C_c .

En general es posible expresar

$$\varepsilon = \Phi \left(N_{tu}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}, \text{distribución de flujo} \right) \dots\dots (1.9.)$$

como es revelado por las gráficas de las figuras A-2 a la A-17 que constan en Apendice A.

Estos parámetros adimensionales no son solamente útiles en permitir una presentación gráfica compacta de la eficiencia del intercambiador, pero también posee una significancia física de rápida comprensión. La eficiencia ε compara la actual razón de transferencia de calor, $q = C_h(t_{h,ent.} - t_{h,sal.}) = C_c(t_{c,sal.} - t_{c,ent.})$, a la limitada termodinámicamente, y con la razón de transferencia de calor máxima posible como podría ser realizada solamente en un intercambiador de calor de contraflujo de área de transferencia infinita, esto es, --

$q_{\max} = C_c(t_{h,ent} - t_{c,ent})$ si $C_c < C_h$, o $C_h(t_{h,ent} - t_{c,ent})$ si $C_h < C_c$. Así ε tiene la significancia de la efectividad de un intercambiador de calor desde el punto de vista termodinámico.

Es de notar que dadas las condiciones de funcionamiento $t_{h,ent}$, $t_{c,ent}$, C_h , y C_c , la magnitud de ε define completamente la eficiencia de la transferencia de calor. Si $C_h = C_{\min}$, luego $\varepsilon = (t_{h,ent} - t_{h,sal}) / (t_{h,ent} - t_{c,ent})$, lo cual es una "temperatura efectiva" para el enfriamiento del fluido caliente. Pero, si $C_c = C_{\min}$, luego $\varepsilon = (t_{h,ent} - t_{h,sal}) / (t_{h,ent} - t_{c,ent})$, lo cual es la "temperatura efectiva" para el calentamiento del fluido frío. Sin embargo, la definición general de eficiencia, ecuación (1.6.) no es una "temperatura eficiente", y una ambigüedad puede ser permitida si ésta definición es estrictamente adherida a ella.

El número de unidades de transferencia de calor N_{tu} es una expresión adimensional de la "dimensión de la transferencia de calor" del intercambiador. Examinando la figura A-2 del Apéndice A, como un ejemplo, se demuestra la característica asintótica de la relación ε versus N_{tu} para una razón dada de capacidad calorífica. Cuando el N_{tu} es pequeño la eficiencia del intercambiador es baja, y cuando el N_{tu} es grande la eficiencia se aproxima asintóticamente al límite impuesto por el arreglo del flujo y las consideraciones terrodinámicas. La manera -

en la cual el área de transferencia y la conductancia total entra dentro de la expresión N_{tu} (1.7) enfatiza los costos de consecución de un N_{tu} grande (y por lo tanto de una eficiencia alta) en términos de capitalización, espacio y peso para una area de transferencia A , o en términos de una potencia de flujo de fricción incrementada requerimiento para obtener resistencias fílmicas más pequeñas por U más grandes.

Desde las ecuaciones (1.2) para el caso de la omisión de la resistencia de la pared, una útil e interesante relación entre los N_{tu} y los números de Stanton para cada una de las corrientes de los fluidos puede ser derivada:

$$\frac{1}{N_{tu}} = \frac{1}{\eta_{o,h} (L/r_h)_h (C_h/C_{min}) N_{st,h}} + \frac{1}{\eta_{o,c} (L/r_h)_c (C_c/C_{min}) N_{st,c}} \dots\dots\dots (1.10)$$

donde C_{min} es la más pequeña de las dos razones de capacidad C_h y C_c

El tercer parámetro adimensional, la razón de capacidades caloríficas C_{min}/C_{max} , es simplemente la proporción de la razón del flujo de masa multiplicada por la capacidad de calor específico para las dos corrientes. Estos productos pueden ser considerados como razones de la capacidad térmica de la

corriente de flujo, por ejemplo, razón de energía almacenada en la corriente por unidad de cambio de temperatura.

El enlace implicado en ecuación (1.9) es una llave de presentación de la eficiencia del intercambiador del calor. El argumento principal sobre esto es el que sigue: En la figura 1.1 se considera la temperatura del fluido en un intercambiador del calor de contraflujo, con $C_h < C_c$ ($C_h = C_{\min}$, $C_c = C_{\max}$). La ecuación de razón de transferencia de calor (1.1) puede ser reescrita en forma integrada

$$q = UA \Delta t_m \dots\dots\dots (1.1.a)$$

donde el Δt_m es una apropiada diferencia de temperatura media promediada ($t_h - t_c$). Dos expresiones adicionales pueden ser escritas para q , basadas en consideraciones de balance de energía:

$$q = C_h (t_{h,ent} - t_{h,sal}) \dots\dots\dots (1.11)$$

$$q = C_c (t_{c,sal} - t_{c,ent}) \dots\dots\dots (1.12)$$

Como previamente se anotó la razón máxima posible de transferencia de calor esta limitada por razones de flujo y temperatura de fluido a la entrada a

$$q_{\max} = C_{\min} (t_{h,ent} - t_{c,ent}) = C_h \Delta o \quad (1.13)$$

Normalizando las ecuaciones (1.1.a), (1.11), y (1.12) con --

reemplazo de q_{\max}

$$\varepsilon = \frac{UA \Delta t_m}{C_h \Delta_o} \dots \dots \dots (1.1.b)$$

$$\varepsilon = \frac{t_{h,ent} - t_{h,sal}}{\Delta_o} \dots \dots \dots (1.11.a)$$

$$\varepsilon = \frac{t_{c,sal} - t_{c,ent}}{\Delta_o} \frac{C_c}{C_h} \dots \dots \dots (1.12.a)$$

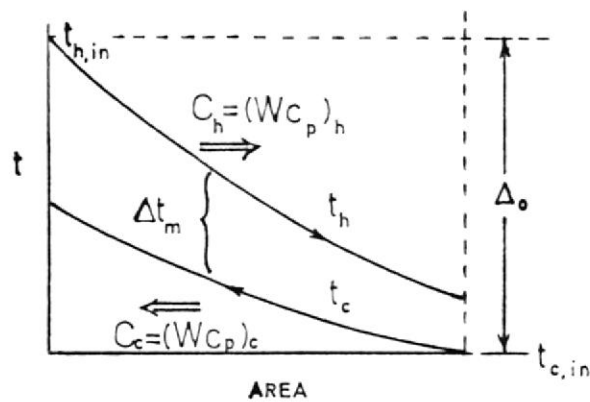


Fig. 1.1. Condiciones de la temperatura del fluido en un intercambiador de calor en contraflujo.

La diferencia de temperatura media Δt_m es el valor medio - entre las magnitudes finales $t_{h,in} - t_{c,out}$ y $t_{h,out} - t_{c,in}$. Por otra parte, el arreglo del flujo podría ser exceptuando de influir en el procedimiento de prorrateo. Desde las ecuaciones (1.11.a) y (1.12.a),

$$\begin{aligned}
 t_{h,ent} - t_{c,sal} &= (t_{h,ent} - t_{h,sal}) - (t_{c,sal} - t_{c,ent}) \\
 &\quad + (t_{h,sal} - t_{c,ent}) \\
 t_{h,ent} - t_{c,sal} &= \varepsilon \Delta_o - \varepsilon \Delta_o \frac{C_h}{C_c} + (1 - \varepsilon) \Delta_o = (1 - \varepsilon \frac{C_h}{C_c}) \Delta_o
 \end{aligned}$$

Similarmente,

$$t_{h,sal} - t_{c,ent} = (1 - \varepsilon) \Delta_o$$

Esto es parecido a

$$\frac{\Delta t_m}{\Delta_o} = \Phi \left(\varepsilon, \frac{C_h}{C_c} \right)$$

y, combinando con ecuación (1.1.b.)

$$\varepsilon = \Phi(N_{tu}, \frac{C_h}{C_c})$$

Removiendo las restricciones especificadas en fig. 1.1. de $C_h < C_c$ y un arreglo de contraflujo sugieren la validez de la ecuación (1.9).

1.1.c. CLASIFICACION, IMPORTANCIA Y USOS

Según la dirección que tengan las corrientes de los fluidos al recorrer el intercambiador, se tiene la siguiente clasificación: contraflujo, flujo paralelo, flujo cruzado, contraflujo paralelo, o combinaciones de las anteriores.

CONTRAFLUJO (Fig. A-2) La relación algebraica es

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N_{tu}(1 - C_{\min}/C_{\max})}}{1 - (C_{\min}/C_{\max})e^{-N_{tu}(1 - C_{\min}/C_{\max})}} \dots\dots\dots (1.14)$$

donde $N_{tu} = AU/C_{\min}$ está siempre basado sobre la razón de capacidad mínima. De la tabla No. 1 en la sección TABLAS, PLANOS Y GRAFICOS se puede notar que para todas las razones de capacidad la eficiencia se aproxima a la unidad para magnitudes grandes de N_{tu} . Esta es una consecuencia directa, por supuesto, de la definición de ε (ver ecuación 1.6).

Más adelante se puede notar que mientras más pequeña es la razón de capacidad, la eficiencia es más grande para un N_{tu} dado. Dos casos limitantes de la ecuación (1.14) son de particular interés para el diseño del intercambiador de calor de una turbina a gas, a saber, $C_{\min}/C_{\max} = 0$ y uno. El primer caso se aproxima a la situación de un interenfriador enfriado por agua, donde $C_{\text{agua}} \gg C_{\text{aire}}$, y el segundo caso se nos presenta en un regenerador, donde $C_{\text{gas}} \approx C_{\text{aire}}$. Por estas condiciones la ecuación (1.14) se reduce a:

$$\varepsilon = 1 - e^{-N_{tu}} \dots\dots\dots (1.14.a)$$

para $C_{\min}/C_{\max} = 0$

y a

$$\varepsilon = \frac{N_{tu}}{1 - N_{tu}} \dots\dots\dots (1.14.b)$$

para $C_{\min}/C_{\max} = 1$

Nótese que para un evaporador o condensador, $C_{\min}/C_{\max} = 0$, a

causa de que si un fluido permanece a temperatura constante a lo largo del intercambiador su calor específico, y de este modo la razón de capacidad, es por definición igual al infinito.

FLUJO PARALELO (Fig. A-3) La ecuación para ésta relación es:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N_{tu}(1 + C_{\min}/C_{\max})}}{1 + C_{\min}/C_{\max}} \dots\dots\dots(1.15)$$

Del análisis de la tabla 2 en la sección TABLAS, PLANOS Y GRAFICOS se nota que la asíntota para la efectividad es menor que la unidad excepto para $C_{\min}/C_{\max} = 0$. Para $C_{\min}/C_{\max} = 1$ la efectividad máxima posible en flujo paralelo es solamente un 50%, o la mitad de la del contraflujo. Para $C_{\min}/C_{\max} = 0$, la ecuación (1.15) se reduce a

$$\varepsilon = 1 - e^{-N_{tu}} \dots\dots\dots(1.15.a)$$

la cual es idéntica a ecuación (1.14.a.) para el contraflujo. Es evidente que, por lo que respecta a la efectividad, un interenfriador de contraflujo ($C_{\text{agua}} > C_{\text{aire}}$), evaporador, o condensador no posee ventajas sobre una unidad de flujo paralelo. Sin embargo, para $C_{\min}/C_{\max} = 1$, la ecuación (1.14) se reduce a:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-2N_{tu}}}{2} \dots\dots\dots(1.15.b)$$

y esto es visto en la figura A-15, donde tanto la ecuación (1.14.b) como la (1.15.b) son delineadas, ya que para un regenerador de flujo paralelo de una planta de turbina a gas

($C_{\text{gas}} \approx C_{\text{aire}}$) tiene sustancialmente una eficiencia mucho menor para $N_{\text{tu}} > 0.7$ ($\epsilon > 40\%$)

FLUJO CRUZADO, AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLAR (Fig. A-4).

En este tipo de intercambiador de calor de flujo cruzado cada corriente de fluido está siendo llevado por un número grande de tubos de flujo separados por pasos a través de todo el intercambiador sin mezclarse.

La efectividad está basada sobre la temperatura media de los fluidos mezclados a la salida.

La tabla 3 y la figura A-4 nos presentan series de soluciones por Mason. En cuanto a todos los arreglos de flujos previos, para $C_{\text{min}}/C_{\text{max}} = 0$

$$\epsilon = 1 - e^{-N_{\text{tu}}}$$

Note que para todas las curvas de la figura A-4 la se aproxima asintóticamente a la unidad, como fué para el caso del contraflujo. Sin embargo, para todo $C_{\text{min}}/C_{\text{max}} > 0$ la efectividad para un dado N_{tu} es mucho menor que para el caso del contraflujo, con una diferencia muy grande que ocurre para $C_{\text{min}}/C_{\text{max}} = 1$

FLUJO CRUZADO, UN FLUIDO MEZCLADO, EL OTRO SIN MEZCLAR

(Fig. A-5) Este arreglo de flujo se lo concibe así: un

simples relaciones geométricas. Esto está ilustrado en la figura 1.2. para $C_{\min}/C_{\max} = 1$, $\varepsilon_p = 0.3$, y n (número de pasos idénticos en el arreglo de contraflujo total) = 3.

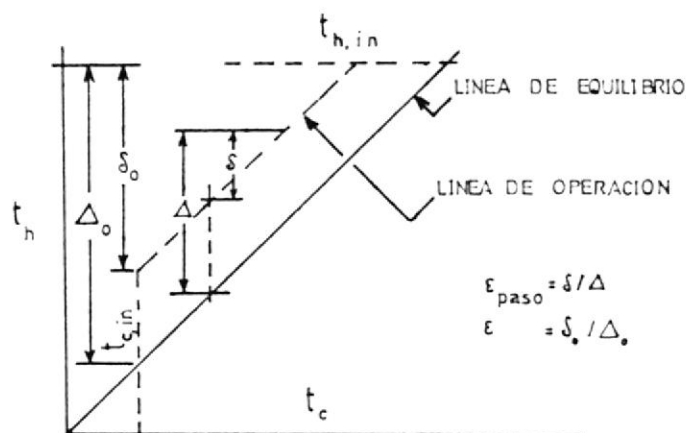


Fig. 1.2. Representación de línea de operación y línea de equilibrio para $C_c/C_h = 1$, $n = 3$, $\varepsilon_p = 0.3$

Y finalmente se darán nombres de otros tipos de arreglos de flujo tales como: Intercambiadores de calor de multipaso de contraflujo total con pasos de flujo cruzado "sin mezclar"; contraflujo paralelo, con mezcla fluída en la coraza que es uno de los arreglos más comunes para construcción de tubo y coraza; intercambiadores de calor de contraflujo total de multipasos con pasos de contraflujo paralelo que es uno de los más populares arreglos donde la construcción de tubo y coraza es empleado; intercambiadores de flujo dividido que es un arreglo de flujo no muy común.

En lo que respecta a la importancia y usos de los intercam-

fluido es considerado como que fluye a través de tubos separados de modo que el cruce mezclado es nulo, mientras que el otro fluido está perfectamente cruzado y mezclado.

FLUJO CRUZADO, AMBOS FLUIDOS MEZCLADOS

Este es un arreglo de flujo no muy común en el cual cada temperatura del fluido está en función de solamente una coordenada espacial. Igual un arreglo puede solamente ser obtenido por confusión de ambos fluidos. Una razón para éste arreglo que es de interés es el caso donde es posible obtener un decremento en la eficiencia con un incremento de N_{tu} .

ARREGLOS DE MULTIPASOS PARA EL CONTRAFLUJO TOTAL, PASOS ENTRE FLUIDOS MEZCLADOS

Es posible obtener soluciones para las configuraciones multipasos de contraflujo total en forma algebraica simple si se postula que los fluidos están "mezclados" entre pasos y que el N_{tu} total está igualmente distribuido entre pasos de un igual arreglo básico en una configuración de contraflujo total.

Una técnica de línea de operación y línea de equilibrio, similar a la que se usa frecuentemente en el análisis de sistemas de transferencia de masa, puede ser empleada muy efectivamente para mostrar las relaciones algebraicas en términos de

biadores de tipo directo debe hacerse hincapie en el hecho de que son ampliamente usados, porque pueden construirse con grandes superficies de transferencia de calor en un volumen relativamente pequeño, pueden fabricarse de aleaciones resistentes a la corrosión, y son idóneas para calentar, enfriar, evaporar o condensar toda clase de fluidos.

1.2. INTERCAMBIADORES DE TIPO INDIRECTO

1.2.a GENERALIDADES

Un intercambiador de calor de transferencia indirecta tipo líquido unido, consiste de dos unidades de transferencia directa unidas mediante un medio de transferencia de calor bombeable. El fluido de transferencia circula entre el intercambiador de fluido caliente, donde la energía térmica es recogida, y el intercambiador de fluido frío, donde la energía térmica es usada para calentar el fluido frío.

Para una mejor comprensión de éste tipo de intercambiador se hará uso de la figura 1.3, en la cual se muestran los dos intercambiadores de tipo directo acoplados entre sí por la circulación de un medio satisfactorio de transferencia de calor, que bien puede ser agua o un metal líquido.

Las principales ventajas que nos presenta el intercambiador de calor de transferencia indirecta tipo líquido son:

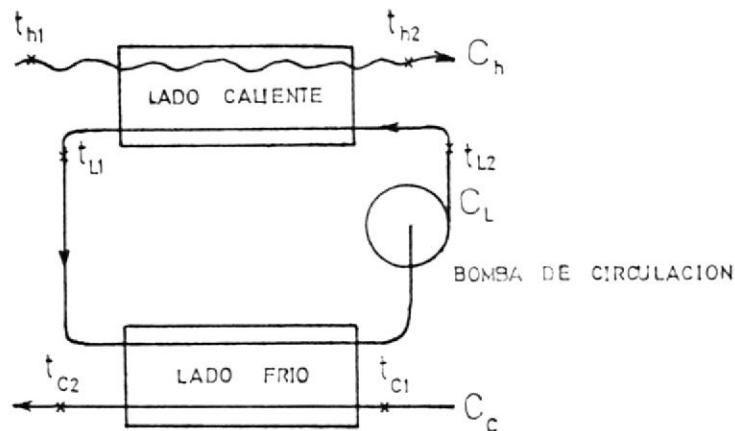


Fig. 1.3 Intercambiador de calor de transferencia indirecta tipo líquido unido.

1. Puesto que el área del flujo del fluido caliente no está ligado directamente con el área del flujo del fluido frío, una forma menos difícil del intercambiador de calor puede resultar, particularmente si hay una disparidad en las densidades del flujo del orden de 6:1, como ocurre en la aplicación del regenerador de la turbina a gas.
2. Si los fluidos calientes y fríos son gases, la unión líquida podría, en general, permitir un arreglo para un mejor y más compacto mecanismo debido a la situación de la más simple conducción del gas.

Y las principales desventajas que se pueden anotar son:

1. Requerimiento de una mayor área de transferencia, del orden del 10 al 20% para un regenerador de una turbina a gas.
2. Complicaciones adicionales en el circuito del líquido de unión.
3. La falta de una satisfactoria universalidad del medio de transferencia de calor.

1.2.b. RELACIONES DE EFICIENCIA Y N_{tu}

Kays y London (6.) presenta una solución resumida para este tipo de intercambiador y que está basada en la representación de líneas de operación-línea de equilibrio, usando para la unidad del lado frío, las coordenadas (t_L, t_c) , para la unidad del lado caliente, las coordenadas (t_h, t_L) y para la eficiencia total, las coordenadas (t_h, t_c) , todas en el mismo plano. Los resultados son los siguientes:

$$\text{Para } C_L > C_c > C_h: \quad \varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_h} + \frac{C_h/C_c}{\varepsilon_c} - \frac{C_h}{C_L}} \dots\dots\dots (1.16.a)$$

$$\text{Para } C_L > C_h > C_c: \quad \varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{C_c/C_h}{\varepsilon_h} - \frac{C_c}{C_L}} \dots\dots\dots (1.16.b)$$

$$\text{Para } C_h > C_c > C_L: \quad \varepsilon = \frac{1}{\frac{C_c}{C_L} \left[\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_h} - 1 \right]} \dots\dots\dots (1.16.c)$$

$$\text{Para } C_c > C_h > C_L: \quad \varepsilon = \frac{1}{\frac{C_h}{C_L} \left[\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_h} - 1 \right]} \dots\dots\dots (1.16.d)$$

$$\text{Para } C_c > C_L > C_h: \quad \varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_h} + \frac{C_h}{C_L} \left[\frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right]} \dots\dots\dots (1.16.e)$$

$$\text{Para } C_h > C_L > C_c: \quad \varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{C_c}{C_L} \left[\frac{1}{\varepsilon_h} - 1 \right]} \dots\dots\dots (1.16.f)$$

En éstas relaciones ε es la efectividad total para la transferencia desde el fluido caliente al fluido frío, y ε_c y ε_h son las efectividades componentes de los lados frío y caliente de los intercambiadores de transferencia directa.

Para el caso especial de $C_h = C_c = C$, como una aplicación aproximada en el regenerador de la turbina a gas, las seis ecuaciones precedentes se reducen a dos:

$$\text{Para } C_h = C_c = C > C_L: \quad \varepsilon = \frac{C_L/C}{1/\varepsilon_c + 1/\varepsilon_h - 1} \dots\dots\dots (1.17.a)$$

$$\text{Para } C_h = C_c = C < C_L: \quad \varepsilon = \frac{1}{1/\varepsilon_c + 1/\varepsilon_h - C/C_L} \dots\dots\dots (1.17.b)$$

Si una nueva especificación es hecha para aquella razón de capacidad de líquido de unión donde $C_L = C_c = C_h = C$, la ecuación resultante es:

$$\varepsilon = \frac{1}{1/\varepsilon_c + 1/\varepsilon_h - 1} \dots\dots\dots (1.18)$$

Es importante notar que en las ecuaciones (1.16.a) a (1.18) las eficiencias totales y componentes están definidas, a través de todo el capítulo, por el cambio de temperatura del fluido teniendo la mínima razón de capacidad. Así por ejemplo, si $C_L > C_h > C_c$,

$$\varepsilon = \frac{C_c(t_{c2} - t_{c1})}{C_c(t_{h1} - t_{c1})}$$

$$\varepsilon = \frac{C_h(t_{h1} - t_{h2})}{C_h(t_{h1} - t_{L2})}$$

$$\varepsilon = \frac{C_c(t_{c2} - t_{c1})}{C_c(t_{L1} - t_{c1})}$$

1.3 INTERCAMBIADORES DE TIPO PERIODICO

1.3.a. GENERALIDADES

Los intercambiadores de tipo periódico también son conocidos como regeneradores y se han usado en la práctica solamente con gases. El regenerador consiste de uno o más pasajes de

flujo que están parcialmente llenos ya sea de perdigones sólidos o de inserciones metálicas. Durante una parte del ciclo, las inserciones almacenan energía interna conforme el fluido más caliente fluye sobre sus superficies. Durante la otra parte del ciclo, la energía interna se cede al líquido más frío y se calienta conforme pasa a través del regenerador. Así, el calor se transfiere en un proceso cíclico. Se tiene la ventaja de que el calor no pasa a través de una pared sino que es almacenado y liberado por el sólido, penetrando en él profundamente de tal forma que automáticamente se consigue el flujo de calor, concordando con las condiciones de operación.

Para poder conseguir una operación continua, dos regeneradores son usualmente empleados a través de los cuales los gases calientes y fríos están fluyendo alternativamente. Sin embargo, regeneradores simples rotatorios cilíndricos han sido diseñados en los cuales, en cada operación, pasa por medio de corrientes de gases calientes y fríos.

Es fácilmente comprensible que en el intercambiador de calor regenerativo las temperaturas de los gases y de la pared dependen del espacio y del tiempo. Después de la repetida conexión entre el calentamiento y el enfriamiento para un tiempo de ciclo fijo el cual comprende un período de calentamiento y un período de enfriamiento, un estado de operación es

obtenido en el cual la temperatura en cualquier lugar en los gases o paredes es la misma como fué vista anteriormente para el tiempo de un ciclo completo. Este estado puede ser llamado "estado de operación cíclica" en contraste al "estado de operación de arranque" o de "simple golpe", como es generalmente llamado. Por ejemplo, las temperaturas en el final de cualquier período de calentamiento podría ser idénticas con aquellas finales de un período de calentamiento previo, y de igual manera para las finales de los períodos de enfriamiento. Estos estados finales son decisivos para la eficiencia del regenerador y el cambio de temperatura durante un período. Para el cálculo se hará uso de dos procedimientos.

El primer procedimiento consiste en el uso de datos empíricos para establecer una ecuación simple aproximada para el intercambiador de calor, sin embargo, el proceso del regenerador es tan complicado que lo mejor que se puede esperar es una aproximación razonable en casos especiales similar a aquellos para los cuales los datos fueron encontrados mediante experimentos especiales o mediante experiencia en operación. Los primeros intentos relativamente afortunados fueron hechos por Heiligenstaedt (1928-29). Más información referente a éste procedimiento fué encontrado en escritos de Hausen (1931, 1938-39), y Ackermann (1931).

El otro procedimiento es una solución analítica para el problema del regenerador para una arbitraria distribución de temperatura inicial. Algunas de las principales publicaciones son debidas a Anzelius, Schmeidler, Hausen, Nusselt, y Schumann.

Las teorías del regenerador están entre las más difíciles y complicadas de aquellas que se encuentran en ingeniería.

1.3.b. COMPARACION ENTRE EL RECUPERADOR Y EL REGENERADOR

En el año de 1930 Hausen publicó una interesante comparación entre los procesos del recuperador y el regenerador. En la fig. 1.4 el flujo continuo de dos gases I y II en un recuperador es comparado con el flujo alternativo de ellos en un regenerador, asumiendo contraflujo en ambos casos y

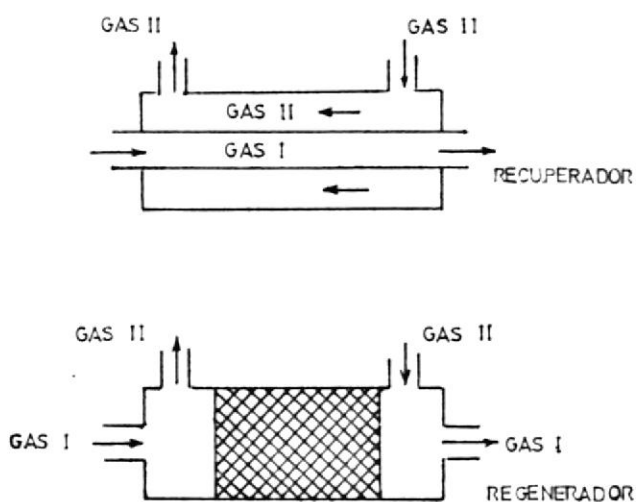


Fig. 1.4 Recuperador y regenerador, ambos en contraflujo

además que la conductividad térmica del material de la pared es cero en la dirección X e infinitamente grande en la dirección Y ($k_x = 0$; $k_y = \infty$). La distribución de la temperatura de la pared en el estado cíclico de un regenerador en contraflujo puede ser representado como un promedio mediante una curva en forma de S como la mostrada en figura 1.5. Se asume que el gas más frío viene desde la izquierda, mientras que el gas más caliente desde la derecha. Durante el período de calentamiento, la temperatura es incrementada en cada lugar; durante el período de enfriamiento, ésta decrece de tal forma que un cambio aproximadamente equidistante arriba y abajo de la curva de temperatura (fig. 1.5) puede ocurrir en el tiempo. Esto puede ser demostrado para las curvas gas-temperatura que son también equidistantes alrededor de la curva mostrada en ésta figura.

De acuerdo a la figura 1.4 el gas más frío I fluiría a través

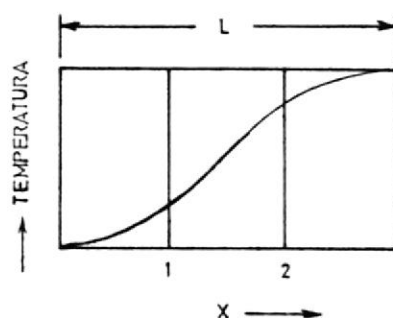


Fig. 1.5 Distribución de temperatura de pared en operación cíclica en contraflujo del regenerador

del recuperador desde la izquierda a la derecha, el gas más caliente II desde la derecha a la izquierda en contraflujo (o reverso en flujo unidireccional). Desde $t=0$ a $t=t$, la masa m_I puede pasar en cualquier sección transversal del recuperador y las temperaturas en las dos distancias X_1 y X_2 desde la parte final izquierda pueden ser $t_{I,1}$ y $t_{I,2}$, siendo el calor específico $(c_p)_I$. Reemplazando el I por el II dá las cantidades correspondientes para el gas II. Puesto que en el estado estable el gas I recibe la misma energía de calor entre los puntos 1 y 2 la cual es cedida por el gas II

$$m_I(c_p)_I(t_{I,2}-t_{I,1}) = \pm m_{II}(c_p)_{II}(t_{II,2}-t_{II,1}) \dots\dots\dots (1.19.)$$

con el signo + para el contraflujo, el signo menos para flujo unidireccional.

Una similar relación es obtenida con el regenerador si el intercambio de calor entre los puntos 1 y 2 es considerado, primero durante el tiempo P_I de un período de enfriamiento y luego durante el tiempo P_{II} de un período de calentamiento. Si nosotros denotamos por $(t_{I,1})_m$ y $(t_{I,2})_m$ a las temperaturas principales durante el tiempo P_I para los puntos 1 y 2 respectivamente, luego la energía de calor recibida por el gas I entre 1 y 2 es

$$Q_I = m_I (c_p)_I (t_{I,2})_m - (t_{I,1})_m$$

y el calor cedido por el gas II es

$$Q_{II} = m_{II}(c_p)_{II} (t_{II,2})_m - (t_{II,1})_m$$

Puesto que en el estado cíclico

$$Q_I = Q_{II}$$

$$m_I(c_p)_I(t_{I,2})_m - (t_{I,1})_m = m_{II}(c_p)_{II}(t_{II,2})_m - (t_{II,1})_m \dots (1.20)$$

La ecuación (1.19) así como la (1.20) pueden ser usadas para encontrar la temperatura del gas II en el punto 2, si las temperaturas de los gases I y II en el punto I y la temperatura del gas I en el punto 2 son conocidas.

Puesto que las localizaciones 1 y 2 son arbitrarias, Hausen bosquejó la siguiente conclusión para iguales masas, calores específicos, y temperaturas de entrada, preveendo que éstas temperaturas del regenerador son valores medios en el tiempo: Si en un arbitrario lugar en el regenerador ambos gases tienen iguales temperaturas como un correspondiente lugar en el recuperador, luego correspondientemente en cualquier otro lugar en el regenerador, existe un lugar en el recuperador en el cual las temperaturas de ambos gases son las mismas como en el regenerador. Así, por supuesto, la diferencia en las temperaturas de los dos gases es también la misma en ambas clases de intercambiadores de calor.

Un análisis detallado sobre la comparación entre el recuperador y el regenerador se hará en el siguiente capítulo. Sin embargo los resultados muestran que el intercambio de calor en el recuperador es el doble que en el regenerador.

1.3.c. INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD DEL ROTOR SOBRE LA EFICIENCIA DE TEMPERATURA

Un estudio muy completo de la influencia de la velocidad del rotor sobre la eficiencia del precalentador de aire tipo regenerativo continuo ha sido hecho por Gustav Boestad. Un abstracto de dicho estudio se dará a continuación: Como el rotor gira, la temperatura de la superficie de calentamiento se incrementa mientras pasa a través del compartimiento del gas de tal forma que la temperatura es elevada en el extremo de aquel período así como al comienzo. La razón del incremento en la temperatura es mayor en el comienzo como en el fin del período a causa de la mayor diferencia de temperatura existente en el comienzo. Por el mismo motivo, la temperatura de la superficie de calentamiento decrece a una mayor razón en el comienzo del período de enfriamiento al pasar a través del compartimiento de aire.

La figura (1.6) muestra un diagrama de los cambios de temperatura mencionado. En ésta ilustración t_g , indica la constante temperatura de entrada del gas. Las líneas sólidas t'_{f1} t''_{f1}

y t'_{f2} t''_{f2} denotan la temperatura en los extremos caliente y frío de la superficie de calentamiento durante el período de calentamiento. Las líneas punteadas designadas similarmente se refieren a la parte de enfriamiento del ciclo o período de aire.

Las líneas $t'_{a2} - t''_{a2}$ y $t'_{g2} - t''_{g2}$ muestran la variación de la temperatura del aire y gas saliendo del precalentador de aire como afectado por el viaje del rotor.

El diagrama tridimensional de la figura 1.7, nos dá una idea comprensiva de los ciclos de temperatura en un precalentador de aire tipo Ljunstrom. La variación en la eficiencia con las velocidades variables del rotor puede ser estimada desde la ecuación 1.21 la misma que puede ser usada para variaciones en la eficiencia mayores de 0.05 y cuando la temperatura eficiente es mayor que 0.5

$$n - n' = \frac{(n)^2}{10} \times \left(\frac{E_1}{E_2 n} \right)^2 \dots\dots\dots (1.21)$$

Esta fórmula no es correcta para $n = 0$, ya que $n - n'$ se vuelve infinito.

Para velocidades muy bajas, toda la masa regenerativa (superficie de calentamiento) podrá alcanzar la temperatura de los gases cuando pasa a través del compartimiento del gas y al-

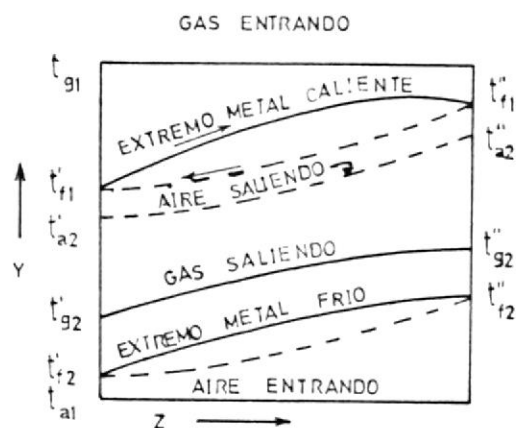


Fig. 1.6 Temperatura en el precalentador como afectada por el viaje del rotor.

canza la temperatura del aire frío cuando pasa a través del compartimiento de aire. La eficiencia podrá luego depender para una condición limitante, cuando $n = 0$ solamente, sobre la capacidad de almacenamiento. Nosotros luego obtenemos

$$n = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{nE_3(t_{g1} - t_{a1})}{E_1(t_{g1} - t_{a1})} = \frac{nE_3}{E_1} \dots\dots\dots (1.22)$$

la forma de la curva temperatura-eficiencia, como dependencia sobre n , para $n=0$ es luego por diferenciación.

La figura (1.8) muestra un decremento en la temperatura eficiente como un decremento en la velocidad del rotor. Como ejemplo si tomamos una velocidad de 30 rph la ganancia en eficiencia posible mediante un incremento en la velocidad del rotor puede ser despreciada.

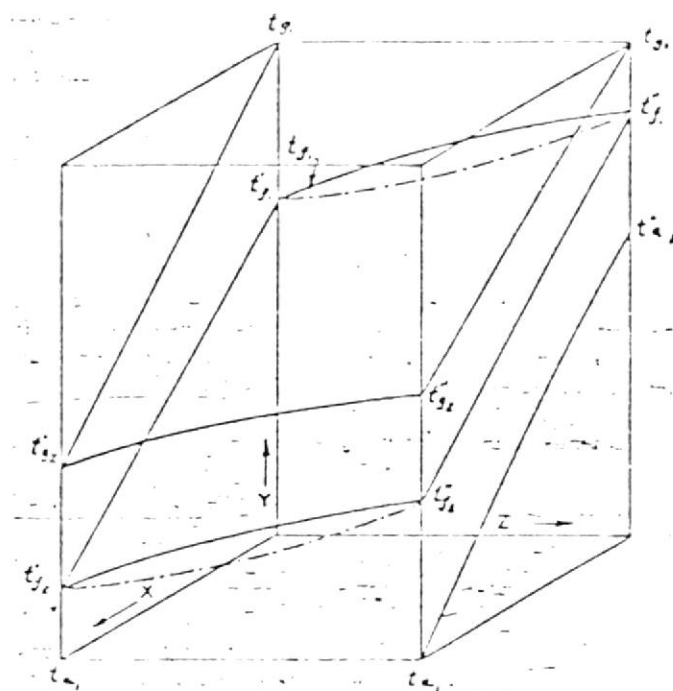


Fig. 1.7 Diagrama tridimensional de las temperaturas en el CAR.

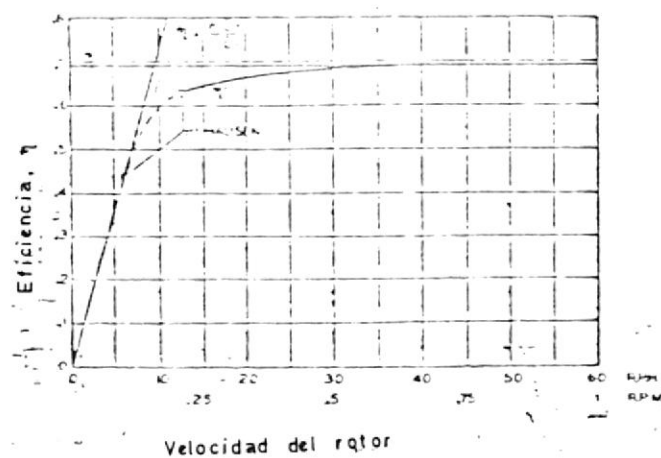


Fig. 18 Influencia de la velocidad del rotor sobre la eficiencia del CAR.

1.3.d. TEMPERATURA DE LA SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO

Es importante que cada porción de la superficie de calentamiento en un precalentador de aire sea mantenido a una temperatura sobre la del punto del rocío de los gases para poder evitar dificultades con la corrosión. Esto requiere que el diseñador deberá tener un conocimiento anticipado de las actuales temperaturas del metal, junto a las cuales las siguientes reglas deberán ser observadas:

1. El uso de alta velocidad de masa de gas y de baja velocidad de masa de aire deberá mantener la más alta temperatura posible de la superficie de calentamiento.
2. Evitar vueltas, remolinos y esquinas muertas con resultados posibles de sobrenfriamiento de la superficie de calentamiento.
3. Evitar pulsación de la admisión principalmente sobre la entrada del aire frío.
4. Proveer accesibilidad a la superficie de calentamiento así como práctica y eficiente facilidades de limpieza.

La superficie de calentamiento de un precalentador de aire tipo regenerativo pasa a través de variaciones periódicas de temperatura, acerca del carácter de ellas casi todos - nosotros tenemos una concepción equivocada.

En la figura (1.9) se muestra un método típico de la determinación de la temperatura mínima de la superficie de calentamiento, donde los datos usados son del ejemplo previo bajo el título "Influencia de las velocidades del rotor sobre la efectividad térmica".

Para el precalentador de aire tipo recuperativo, el coeficiente de transmisión de calor sobre el lado del gas es obtenido

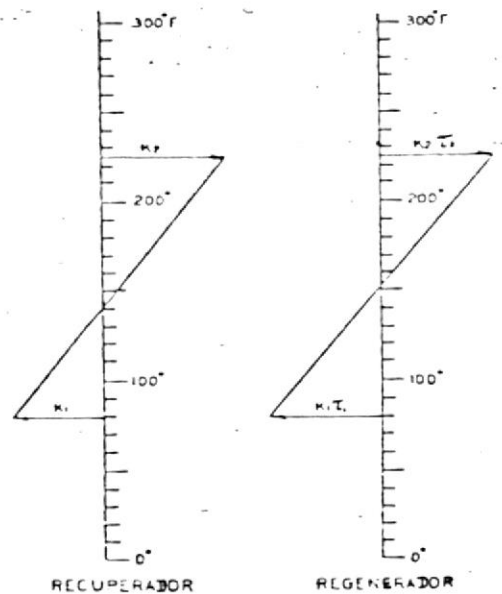


Fig. 1.9 Método gráfico de determinación de la temperatura mínima de la superficie de calentamiento cuando las razones de transferencia de calor K y el tiempo T son conocidos.

tenido con la temperatura de entrada del aire de 80°F a la izquierda, y el coeficiente de transmisión de calor sobre el lado del aire es obtenido usando la temperatura de salida -- del gas a la derecha, la línea que conecta éstos dos puntos intersectan la escala de temperatura alrededor de los 141°F . Para el precalentador de aire tipo regenerativo, el coeficiente de transmisión de calor sobre el lado del gas multiplicado por el tiempo proporcionado por la corriente de gas en la superficie de calentamiento es trazado a la izquierda, la temperatura de entrada de aire y el coeficiente de transmisión de calor sobre el lado del aire multiplicado por el tiempo proporcionado por la corriente de aire expuesta en la superficie de calentamiento es trazado a la derecha, en la misma escala a la temperatura de salida del gas. La línea que conecta estos puntos intersecta la escala de la temperatura alrededor de los 153°F . Los diagramas, figura 1.9, están basados sobre la asunción de que las temperaturas de los fluidos y las velocidades de masa son uniformes en la entrada a la superficie de calentamiento. Ellos muestran que, para condiciones similares, la temperatura del metal en un calentador de tipo Ljungstrom es mayor que en un calentador de tipo recuperativo.

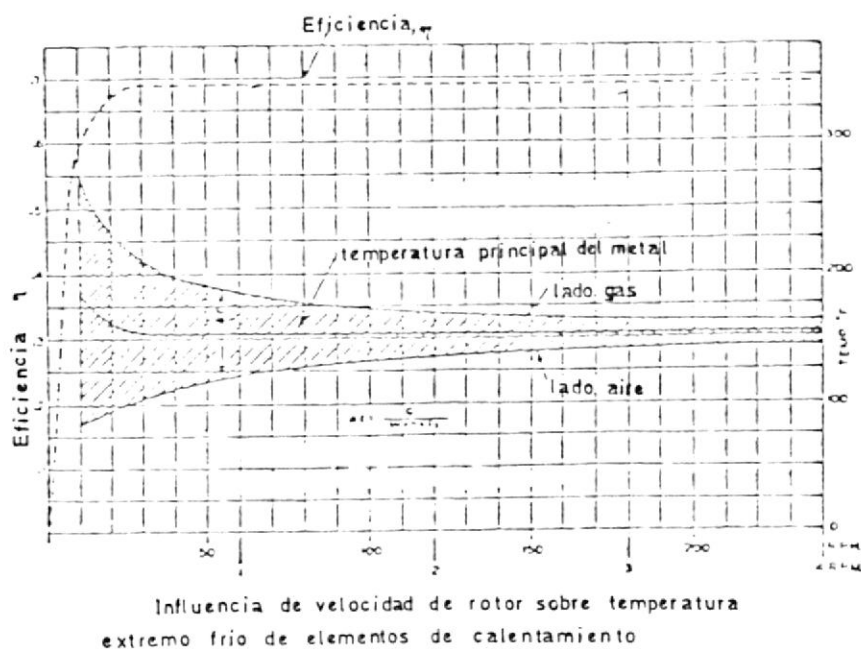


Fig. 1.10 Influencia de la velocidad del rotor sobre temperatura en el lado frío de los elementos de calentamiento.

La figura (1.10) ilustra la fluctuación en la temperatura de la superficie de calentamiento con la velocidad del rotor. Los datos usados en éste diagrama son los mismos que aquellos usados en el diagrama mostrado en la figura (1.9) y en el ejemplo previo. Si a causa del enfriamiento de la superficie de calentamiento por debajo del punto de rocío, ocurre corrosión, es deseable proveer que la porción de la superficie afectada pueda ser rápidamente reemplazada. La figura (1.11) ilustra claramente la provisión hecha en el diseño del precalentador de aire Ljungstrom para llevar a cabo este propósito. La superficie de calentamiento es arre

glada o dispuesta en dos capas, la profundidad de cada capa es proporcionada de tal forma que la corrosión bajo las peores condiciones anticipadas podrá ocurrir solamente en la capa menos profunda, la misma que puede ser reemplazada a bajo costo. En ésta conexión, se podrá notar que la corrosión de la superficie de calentamiento en un precalentador de aire tipo regenerativo no reduce su eficiencia hasta que no se produzca una pérdida actual en el área de superficie. Esta condición, sin embargo, no podrá causar mezcla de los dos fluidos.

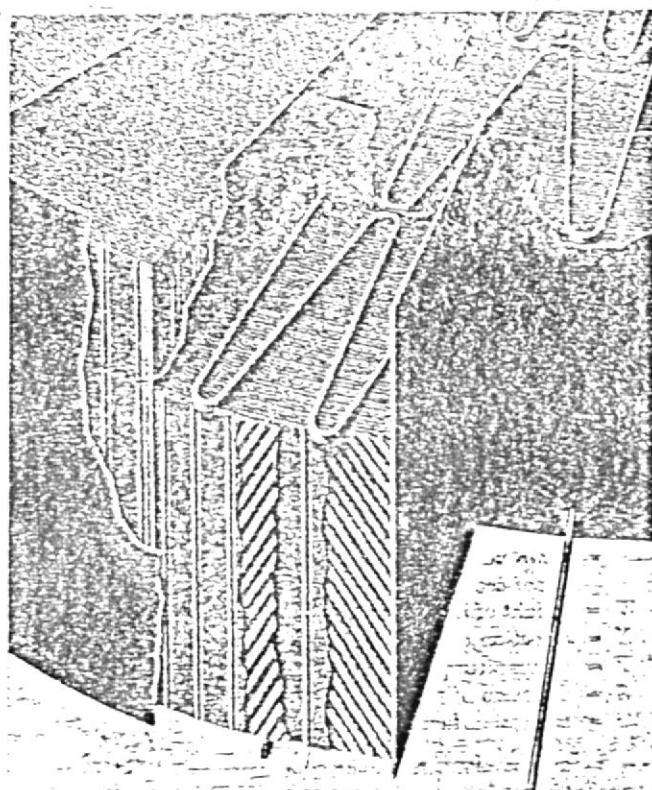


Fig. 1.11 Detalle de un corte agrandado de superficie de calentamiento tipo ondulado muescado.

La figura (1.12) muestra el efecto del viaje a través de los compartimientos de gas y aire sobre la temperatura del precalentador de aire Ljungstrom tipo regenerativo, a 180 rph, el espacio entre el gas y el aire y viciversa indica el período de sellado.

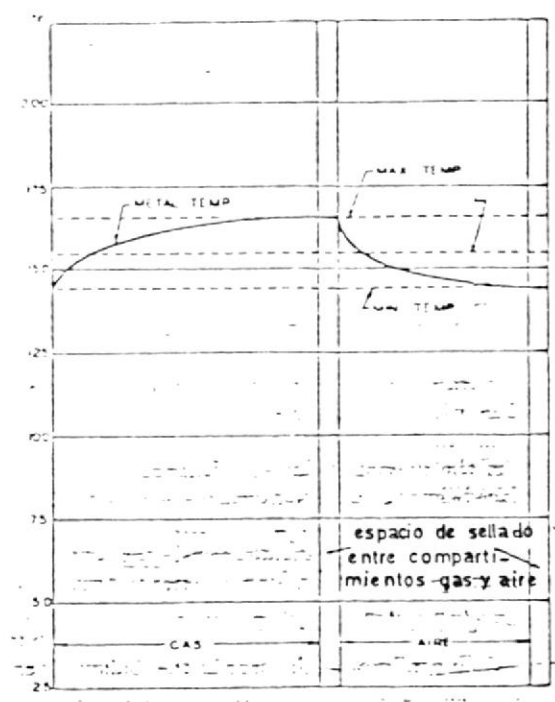


Fig. 1.12 Variación de la temperatura en el lado frío de los regeneradores durante un período de gas y aire a 3 RPM.

1.3.e. VARIOS TIPOS DE SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO

Una de las principales ventajas del precalentador de aire tipo regenerativo continuo es su adaptabilidad al uso de superficies de calentamiento de diferentes perfiles y formas, -- mientras que en el caso del precalentador de aire recuperativo, el diseñador está más confinado a las formas disponibles y convencionales de superficies de calentamiento. Para poder determinar el tipo de superficie de calentamiento más -- conveniente a los requerimientos encontrados con un precalen-- tador de aire de tipo regenerativo, un considerable trabajo experimental ha sido requerido.

En el desarrollo del precalentador de aire Ljungstrom, una -- gran cantidad de formas diferentes de superficie de calenta-- miento han sido tratadas, tres de las cuales han sido usadas comercialmente. El primer tipo de superficie usado comer-- cialmente en el precalentador de aire Ljungstrom fue el ilus-- trado en la figura (1.13) llamado tipo llano corrugado.

Una experimentación adicional condujo a la adopción de super-- ficies de calentamiento del tipo corrugado ondulado, mostra-- do en figura 1.14. Este segundo tipo comercial de superfi-- cie de calentamiento tiene la ventaja de proveer mayores con-- tactos entre las hojas individuales resultando así en un ma-- yor % de superficie efectiva.

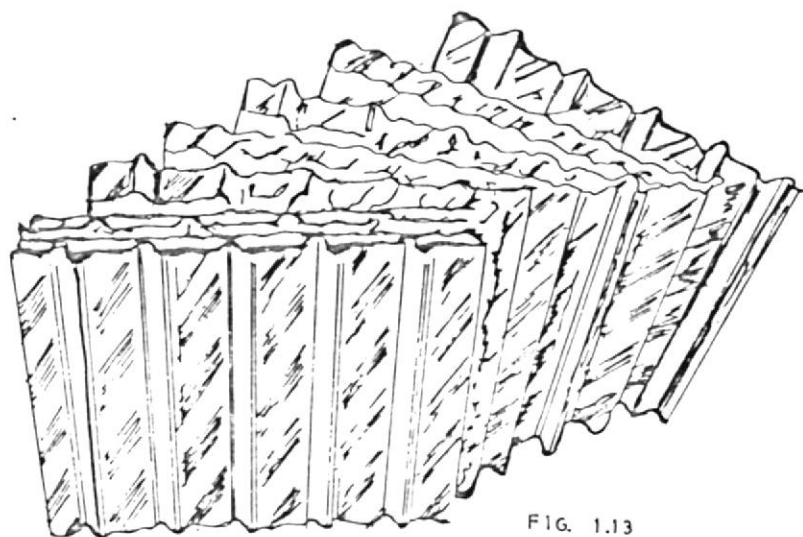


FIG. 1.13

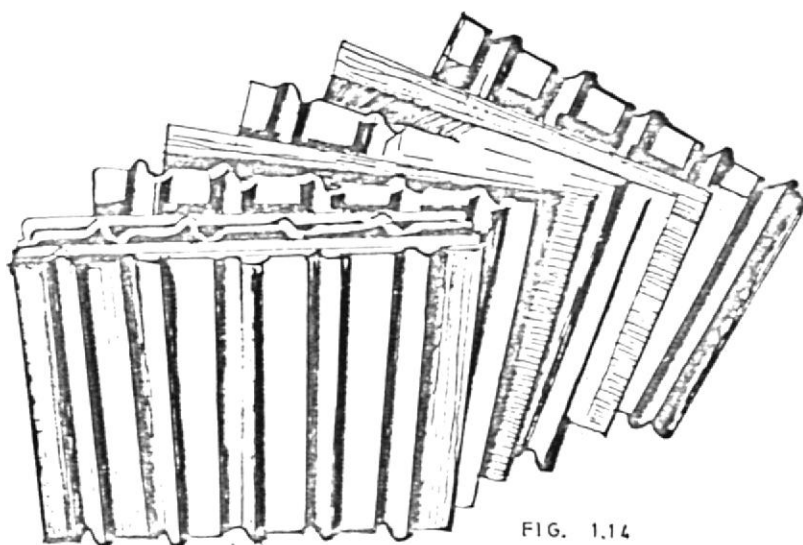


FIG. 1.14

FIG. 1.13 HOJAS DE SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO DE DOBLE ONDULACION

FIG. 1.14 HOJAS DE SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO DE MUESCA PLANA

Estudios de laboratorio adicionales conducen a la adopción de una superficie del tipo ondulado muescado usado ahora como - standard en el precalentador de aire Ljungstrom tipo regenerativo, tipo de superficie el cual es ilustrado en las figuras 1.11 y 1.15.

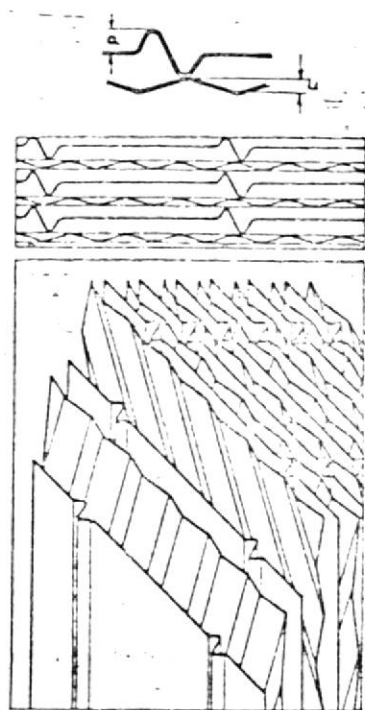


Fig. 1.15 Hojas de superficie de calentamiento con ondulaciones inclinadas entre hojas muescadas verticalmente.

Antes de la adopción de este tipo de superficie fue práctica general en los USA, dos precalentadores de aire Ljungstrom, - instalados en KEARNY, N.J., en la planta de la compañía de - servicio público de electricidad y gas, donde fueron equipa-

dos con el tipo de superficie ondulado muescado. En esta planta, un total de 18 unidades Ljungstrom tipo flujo vertical están instaladas en conexión con 3 calderos de 2350 hp, siendo arreglados los precalentadores de aire Ljungstrom en pares para cada caldero. Pruebas elaboradas en los calderos se desarrollaron instalándose en uno de ellos precalentadores de aire Ljungstrom con superficie de calentamiento del tipo ondulado muescado y en otros precalentadores equipados con superficie de calentamiento del tipo ondulado corrugado. Estas pruebas dan los siguientes resultados:

1. Que la temperatura principal eficiente del precalentador de aire fue incrementada 2.2%.
2. Que las pérdidas por fricción sobre el lado del gas del precalentador de aire decrecieron 45%.
3. Que las pérdidas de fricción sobre el lado del aire del precalentador de aire decrecieron 40%.

En esta conexión, es también interesante anotar que, con el tipo ondulado muescado, un 24% más de superficie de calentamiento existía en el mismo espacio del rotor del que fue posible con el tipo de superficie corrugado ondulado, y así, no obstante del gran incremento de la superficie de calentamiento, las pérdidas de fricción fueron sustancialmente minimizadas.

1.3.f. INFLUENCIA DE LA ALTURA DE LA MUESCA, ESPESOR DE LA PLACA Y HOLLIN

Los efectos de todas estas variables están ilustradas en la figura 1.16. Las ordenadas en este diagrama representan una figura de calidad.

$$q = \text{constante} \times \frac{F}{G} \times p \dots\dots\dots (1.23)$$

Para propósitos de comparación, empleando un elemento de 3.5 mm de profundidad de muesca y de un espesor de placa de USG No. 24 que es considerada como la unidad o 100%. Podrá verse que incrementando la altura de la muesca se incrementa la figura de calidad, lo que significa que la superficie de calentamiento debe ser incrementada en proporción. De las dos curvas de arriba en este diagrama, podrá notarse que la figura de calidad se incrementa muy bruscamente para elementos con muescas de poca profundidad cuando transportan una capa delgada de depósito, tal como hollin.

1.3.g. EFFECTOS DE LOS DIAMETROS HIDRAULICOS (D_h) SOBRE EL REQUERIMIENTO DE SUPERFICIES DE CALENTAMIENTO Y LA ALTURA O TAMAÑOS REQUERIDOS PARA LOS PRECALENTADORES DE AIRE.

A primera vista, se podría pensar que la diferencia del principio de operación entre el precalentador de aire recuperati-

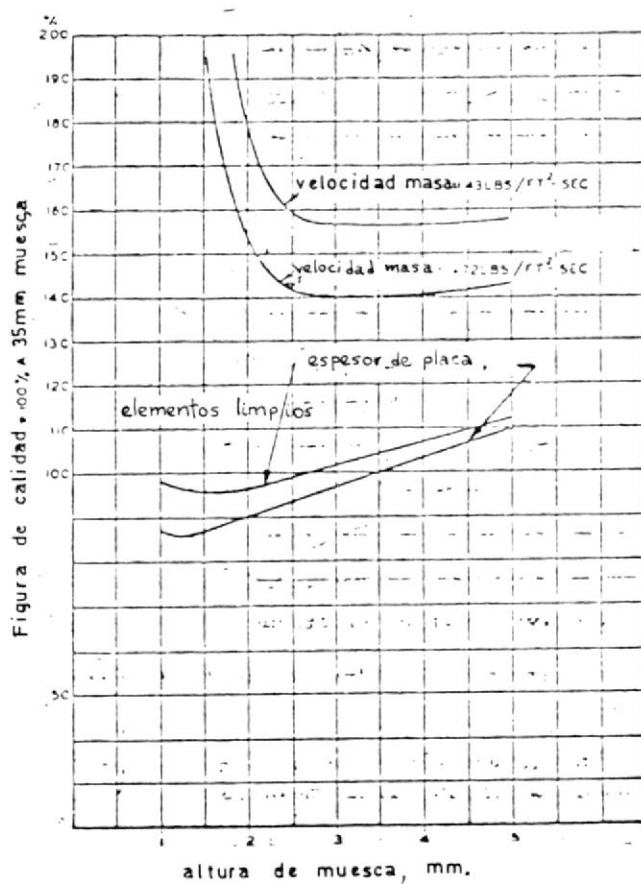


Fig. 1.16 Influencia del hollín y espesor de la placa sobre la figura de calidad.

vo y regenerativo no podría causar una gran diferencial en el tamaño. En ambos tipos, el calor transferido sigue el mismo principio general. Tanto la conductancia de calor del tipo recuperativo como el almacenamiento de calor en los elementos de la superficie de calentamiento del tipo regenerativo pueden ser despreciados cuando se compara la transferencia de calor desde el gas a la superficie de calentamiento, y desde la superficie de calentamiento al aire. Sin embargo al estudiar la figura 1.17 se nota un factor de influencia importante, ya que en este diagrama se señala los requerimientos de la superficie de calentamiento y el tamaño para los precalentadores de igual capacidad, dibujados como una función de los D_h de los pasajes de gas y aire, permitiendo iguales pérdidas de fricción para todos los tipos de precalentadores. Así se puede observar que el uso de un D_h pequeño tiene un significado más efectivo de incrementos de razones de transferencia de calor y consecuentemente reduce los requerimientos de tamaño. Para los precalentadores de aire tipo regenerativo donde la corriente de gas fluye paralelo, pero en contraflujo a la corriente de aire, es posible utilizar en forma completa la ventaja de un D_h pequeño para poder diseñar la superficie de calentamiento completamente orientada desde el punto de vista de la manufactura, y capacidad.

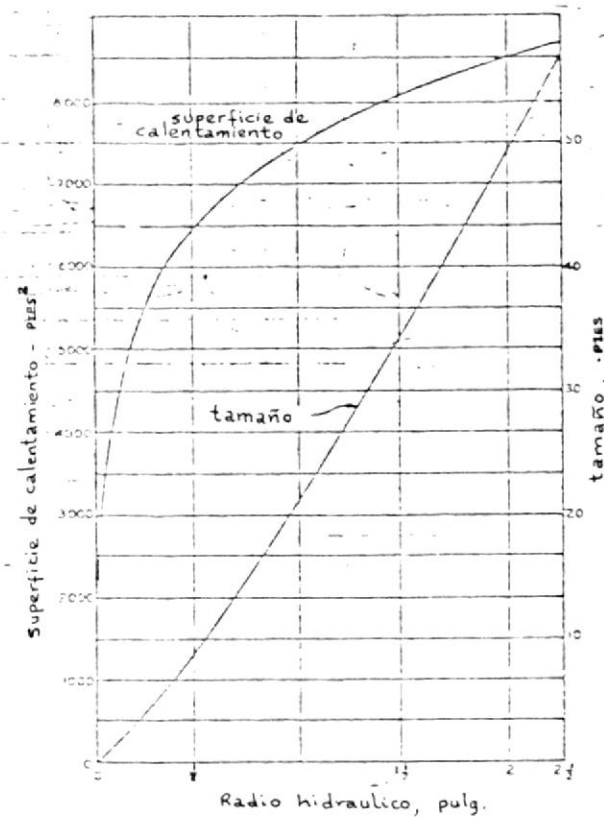


Fig. 1.17 Efecto del diámetro hidráulico sobre los requerimientos de superficie de calentamiento y tamaño de los precalentadores de aire.

1.3.h. CLASIFICACION, IMPORTANCIA, USOS

Los intercambiadores de flujo periódico se clasifican en dos tipos, a saber: el rotatorio y el tipo valvulado. (Fig. 1.18)

El tipo rotatorio a su vez se subdivide en: rotatorio de placa rotando y en rotatorio de placa estacionaria. En general el principio funcional del tipo rotatorio es el siguiente: la rotación de la matriz porosa provee un flujo de la -

fase sólida desde las corrientes del lado caliente a la del lado frío en una forma regular y periódica. Así la matriz es alternativamente calentada y enfriada, y de ésta forma, el calor es transferido indirectamente desde los fluidos caliente al frío.

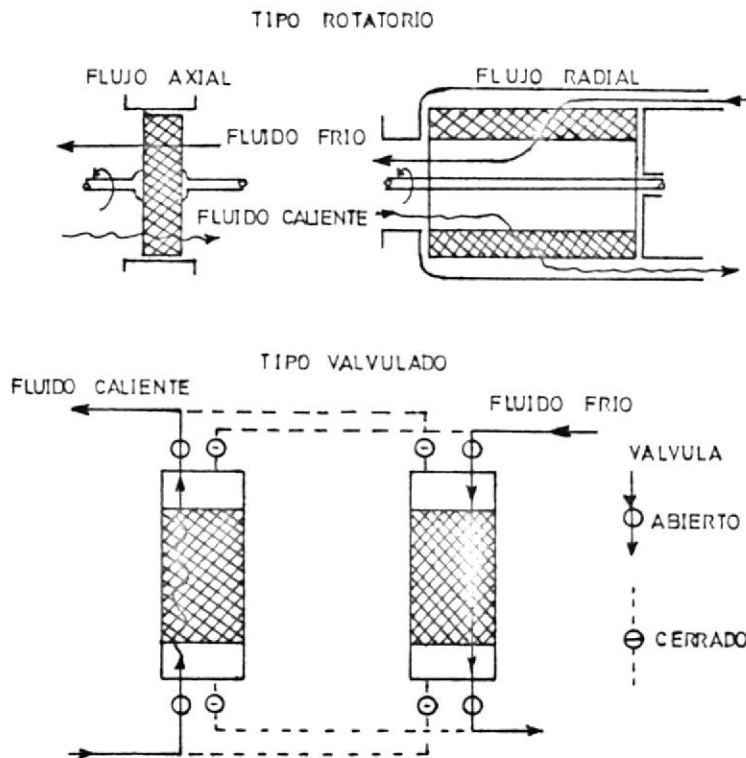


Fig. 1.18 Tipos de intercambiadores de flujo periódico.

INTERCAMBIADOR DE FLUJO PERIODICO.- PLACA ROTANDO (Fig. 1.19)

En el intercambiador rotatorio de flujo periódico tipo placa rotando, los elementos de placa para almacenar calor son calentados progresivamente en una corriente de gas fluyendo, y luego progresivamente rotando mediante medios mecánicos den-

tro de una corriente de aire fluyendo donde el calor almacenado es liberado al aire antes de que las placas sean retornadas a la corriente de gas. El uso de placas de acero como un medio de almacenaje de calor en un intercambiador rotatorio de este tipo fué instalado en USA en 1923. Desde entonces, este tipo y el tipo tubular (recuperativo) han sido los dos diseños principales de calentadores de aire usados en sistemas de generación a vapor.

Las características generales del intercambiador tipo rotatorio en mención son mostradas en la figura (1.19). Un rotor, soportado mediante cojines en los extremos del eje, está montado dentro de una caja de almacenamiento o carcasa. La estructura del rotor está provista de cavidades para la localización de canastas de segmento conteniendo la superficie de calentamiento en forma de placas.

Como el movimiento de giro del rotor es muy lento, la superficie de calentamiento se pone en contacto con la corriente de gas, pasa a través de una banda asegurada que contiene los sellos axial y radial, y luego se pone en contacto con la corriente de aire. El sistema de sellos reduce tanto la infiltración y el desvío de fugas. Las chimineas de gas y los ductos de aire unidas a la carcasa confinan el aire y gas a las trayectorias de flujo deseadas.

Dos tipos generales de éste tipo de intercambiador son usados en sistemas de generación a vapor, dependiendo del combustible a ser usado:

1. Tipo de superficie laminar, aplicable a "sistemas de --limpieza", por ejemplo en el quemado con gas natural. En este tipo las placas que almacenan calor están compactamente esparcidas, el flujo a través de ellas es la laminar, y la profundidad de la superficie de calentamiento es relativamente superficial. El eje del rotor está horizontalmente dispuesto como está ilustrado en la figura (1.19).
2. Tipo de superficie turbulento, aplicable a sistemas de quemado con carbón y/o bunker. En éste tipo de placas están espaciadas grandemente, y el flujo a través de --ellas es turbulento. Para la misma área de superficie de calentamiento expuesta como en el tipo de superficie laminar, la profundidad de superficie es alrededor de 6 veces más grande que en el tipo de superficie turbulento. El eje del rotor está verticalmente dispuesto como está ilustrado en la figura (1.20).

Los residuos de partículas de cenizas del quemado de carbón o bunker son limpiados de las placas que almacenan calor mediante un dispositivo de soplado de hollín el cual usa ya sea

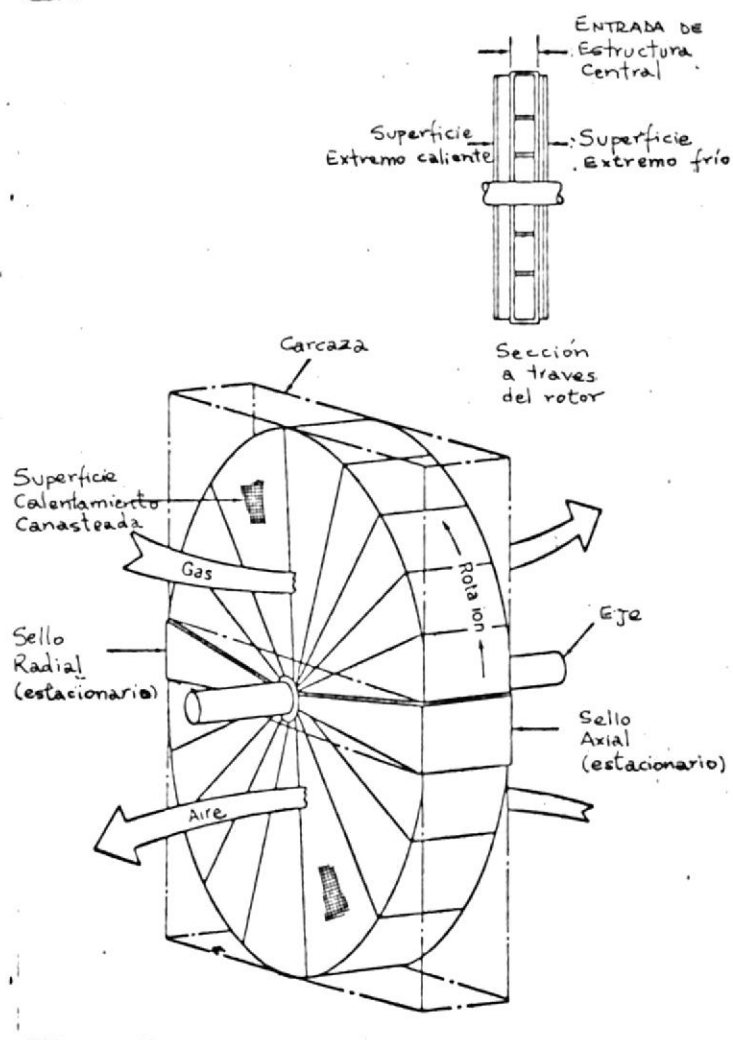


FIG. 119 ELEMENTOS DE UN CAR TIPO ROTATORIO

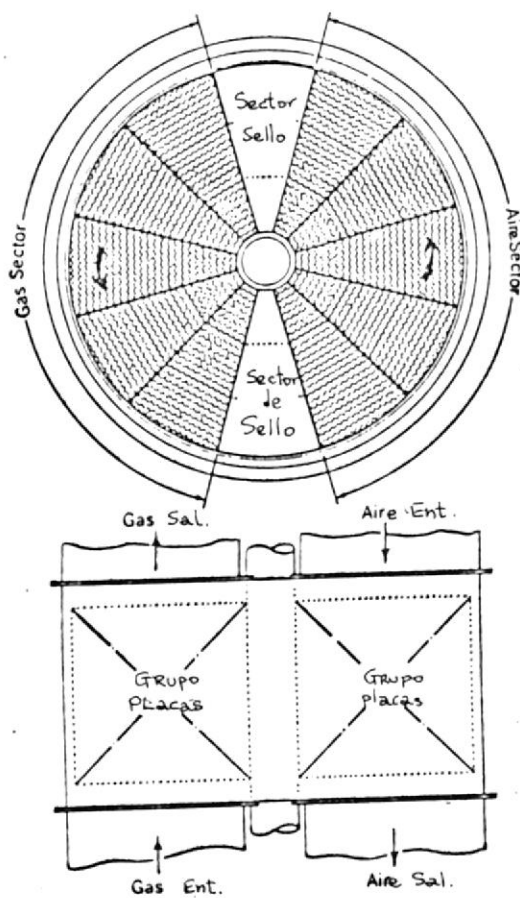


FIG 1.20 ILUSTRACION DIAGRAMATICA
DE UN CAR TIPO ROTATORIO
(DE EJE VERTICAL) CON GAS
Y AIRE EN CONTRAFLUJO.

vapor o aire como medio de limpieza. Durante la operación a baja carga, cuando los depósitos tienden a incrementarse a causa de las bajas temperaturas del metal el intercambiador puede ser desviado sobre el lado del aire o el aire puede ser recirculado.

Intercambiadores rotativos son hechos en un número de diámetros standards y con varias profundidades de placas que almacenan calor para obtener la eficiencia deseada en varias aplicaciones de sistemas de generación a vapor.

INTERCAMBIADOR ROTATORIO DE FLUJO PERIODICO - PLACA ESTACIONARIA (Fig. 1.21)

Un intercambiador rotatorio de flujo periódico tipo placa estacionaria (de acero) y gas rotando y conexiones de ducto de aire ha sido desarrollado y fue usado primeramente en Europa. Este tipo es ilustrado esquemáticamente en figura (1.21). Sus principios funcionales son los mismos del intercambiador rotatorio con placas rotando.

El tipo valvulado es la otra clasificación de los intercambiadores de flujo periódico y a continuación se describirá brevemente: Tiene dos matrices idénticas, cada una de ellas funcionando alternativamente ya sea la matriz del flujo caliente o la matriz del flujo frío mediante la conexión periódica de una rápida operación de válvulas.

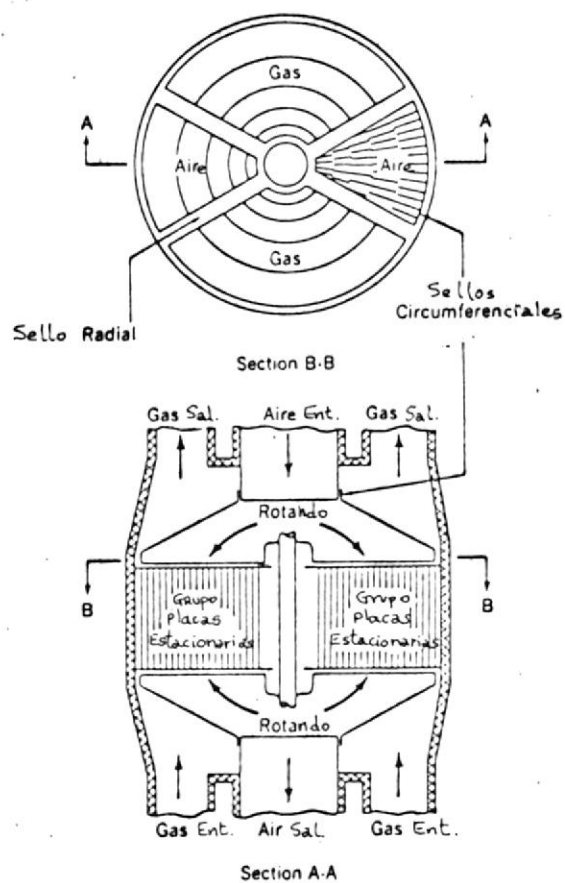


FIG 1.21 ARREGLO DE UN CAR EN
CONTRAFLUJO CON PLACAS
ESTACIONARIAS

En este intercambiador, la masa de las dos matrices dividida para el período de operaciones de la válvula corresponde a la masa de la simple matriz en el tipo rotatorio multiplicada por la velocidad de rotación. La teoría de diseño del intercambiador de calor podría aplicarse igualmente a ambos tipos una vez que ésta correspondencia sobre la razón de la masa de la matriz es reconocida.

La importancia del intercambiador de calor de flujo periódico en relación con el tipo de transferencia directa radica en las siguientes ventajas:

1. Una mucha más compacta superficie de transferencia de calor puede ser empleada. Por ejemplo, una matriz cribada de 24-mesh (huecos/pg²) tiene una densidad de área del orden de 1.000 ft²/ft³.
2. La superficie de transferencia de calor en general es -- sustancialmente menos cara por unidad de área de transferencia.
3. A causa de la inversión del flujo periódico no hay regiones de flujo de estancamiento y, consecuentemente, la superficie tiene a limpiarse por si misma. Esto es una característica que ha sido bien demostrada por el precalentador de aire tipo Ljungstrom usado en centrales térmicas empleando el más bajo grado de combustible.

Por supuesto, el intercambiador de flujo periódico también nos presenta desventajas y son las siguientes:

1. Hay alguna mezcla de los fluidos caliente y frío debido a fugas y,
2. Si los fluidos están a diferentes presiones, como en el regenerador de una turbina a gas, el problema del sellado es una dificultad sólo para el tipo rotatorio.

Los intercambiadores de tipo periódico o regeneradores se han empleado con mucho éxito como precalentadores de aire en hornos de hogar, en altos hornos y en procesos de licuación de gases.

C A P I T U L O No. 2

EL REGENERADOR O INTERCAMBIADOR DE TIPO PERIODICO

2.1. GENERALIDADES

El regenerador o intercambiador de tipo periódico del cual trataremos en nuestro estudio es del tipo Ljungstrom. El principio regenerativo continuo empleado en el mencionado intercambiador incluye el uso de un rotor moviéndose lentamente conteniendo la superficie de calentamiento. Cada revolución produce un ciclo completo de intercambio durante el cual el calor desde los gases calientes es constantemente absorbido por la superficie de calentamiento en el rotor y cedido, a medida de que se mueve en rotación, dentro de la trayectoria del aire de combustión.

La figura 2.1 es una vista de un precalentador de aire Ljungstrom tipo flujo vertical con parte del corte de la cubierta afuera para mostrar las partes integrantes. La figura 1.11 es un detalle ampliado del rotor mostrando el arreglo de la superficie de calentamiento tipo standard conocido como ondulado muescado. Como se muestra en esta ilustración la super

ficie de calentamiento está arreglada en dos capas o zonas. Cada zona de superficie de calentamiento está diseñada para que se ajuste a unas particulares condiciones de operación. Este tipo de superficie de calentamiento es usado en el presente precalentador de aire y está ilustrado en la figura 1.15. La figura 1.14 ilustra la superficie de calentamiento tipo corrugado-ondulado que fué usada antes de que se adopte el tipo ondulado muescado, mientras que la figura 1.13 ilustra el tipo de superficie llano corrugado el cual fué usado

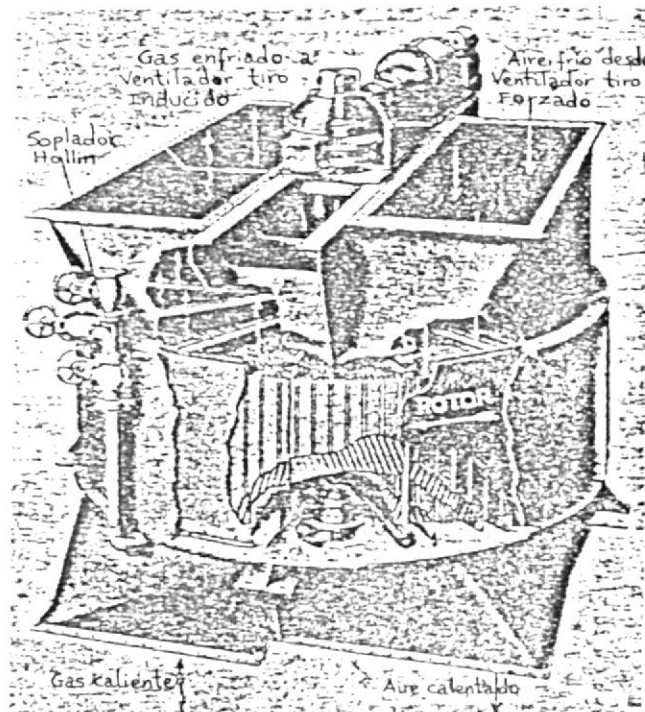


Fig. 2.1 Precalentador de aire Ljungstrom tipo flujo-vertical.

en el tiempo en que éste tipo de precalentador de aire estuvo disponible comercialmente. Las figuras 1.13 y 1.14 están incluidas para ilustrar el desarrollo y también la gran variación en los tipos de superficie que pueden ser usados.

2.1.a. ASUMPSIONES

Las ecuaciones diferenciales para el comportamiento de la transferencia de calor de un tubo de flujo en la matriz, figura 2.2 puede ahora ser presentado conjuntamente con las idealizaciones asociadas:

1. La conductividad térmica de la matriz es cero en las direcciones del flujo de gas y de aire, e infinito en la dirección normal al flujo.
2. Los calores específicos de los dos fluidos y del material de la matriz son constantes con la temperatura.

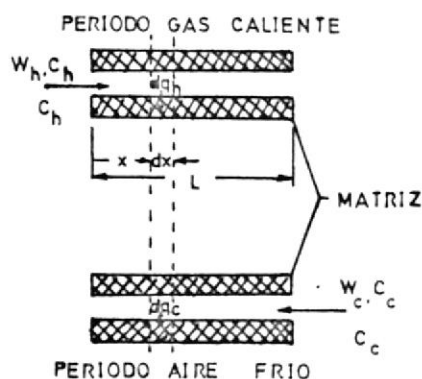


Fig. 2.2 Elemental pasaje de flujo y asociado al flujo de la matriz.

3. No ocurre mezcla de los fluidos durante el cambio de los flujos desde lo caliente a lo frío.
4. Las conductancias convectivas entre los fluidos y la matriz son constantes con la longitud del flujo, x .
5. Los pasos de los fluidos es en direcciones de contraflujo.
6. Las temperaturas de entrada del fluido son uniformes sobre el flujo de la sección transversal y constante con el tiempo.
7. Condiciones periódicas regulares son establecidas para todos los elementos de la matriz.

La primera de éstas idealizaciones fué mostrada por Hausen para los casos de mayor importancia práctica. Rough demuestra la misma idealización para un tiempo de inversión de $1/4$ segundos (dos cps completos) el cual es cercano a la frecuencia máxima permisible sin una excesiva pérdida de arrastre, que el efecto sobre la efectividad del intercambiador de conducti vidad térmica finita normal al flujo es menos del 0.5% para paredes de acero sobre los 0.2" de espesor, y para paredes ce rámicas sobre los 0.05" de espesor. Iliffe resumió un trabajo adicional sobre este tema. La conducción térmica en la di rección del flujo puede ser evitada casi enteramente, pero

aún matrices continuas de un razonable espesor de pared -- tienen una despreciable transferencia de calor longitudinal.

Saunders y Smoleniec han investigado la segunda idealización para un típico caso y han encontrado que la variación en los calores específicos del fluido y matriz ha resultado en menos del 1% de error en la efectividad. La idealización de la no mezcla del flujo es estrechamente encontrado cuando la longitud de los pasajes de flujo es corto, y tal brevedad de longitud aparece como un buen procedimiento de diseño para los más convenientes tipos de superficie.

Las idealizaciones cuarta, quinta y sexta son usualmente hechas dentro de la teoría convencional del diseño del intercambiador de calor. La séptima idealización de periodicidad corresponde a la usual asunción de condiciones de flujo de estado estable.

2.1.b. ANALISIS TERMICO

En esta parte haremos el desarrollo del análisis hecho por Hausen en el año de 1930 y que se refiere a la comparación entre el recuperador y el regenerador; análisis que solo fué planteado y escrita su conclusión en el capítulo anterior, en la sección que trata sobre la mencionada comparación. Si recordamos la conclusión a que arribó Hausen en la que nos indica: que si en un lugar arbitrario en el regenerador ambos ga

ses tienen iguales temperaturas como en un lugar correspondiente en el recuperador, luego correspondientemente en cualquier otro lugar en el regenerador, existe un lugar en el recuperador en el cual las temperaturas de ambos gases son las mismas como en el regenerador. Así, por supuesto, la diferencia en las temperaturas de los dos gases es también la misma en ambas clases de intercambiadores de calor.

Esto, sin embargo, no significa que la distancia $X_2 - X_1$ de los dos lugares correspondientes sea igual en ambos intercambiadores de calor, como puede ser ahora demostrado desde los intercambios de calor que actualmente ocurren. Si nosotros despreciamos la caída de temperatura en la separación de la pared del recuperador en la dirección Y, y se usa h_I (coeficiente de transferencia de calor en la convección) y h_{II} y t_w (temperatura de la pared), luego la transferencia de calor sobre la longitud dx en el intervalo de tiempo Δt sería:

$$dQ = h_I b \cdot dx \cdot \Delta t \cdot (t_w - t_I) \dots\dots\dots(2.1)$$

o

$$dQ = h_{II} b \cdot dx \cdot \Delta t \cdot (t_{II} - t_w) \dots\dots\dots(2.2)$$

siendo $b =$ ancho en la dirección z

Si un coeficiente total es introducido,

$$U = \frac{1}{1/h_I + 1/h_{II}} \dots\dots\dots(2.3)$$

Las ecuaciones 2.1 y 2.2 pueden ser combinadas a

$$dQ = U \cdot b \cdot dx \cdot \Delta t \cdot (t_{II} - t_I) \dots\dots\dots (2.4)$$

Estableciendo las ecuaciones correspondientes para el regenerador,

$$\Delta t = P_I = P_{II} = P \text{ Siendo } P = \text{período} \dots\dots\dots (2.5)$$

Luego, la figura 2.3 muestra el cambio de las temperaturas en el tiempo a una distancia fija X desde la parte final izquierda, las abscisas t han sido dibujadas en direcciones opuestas

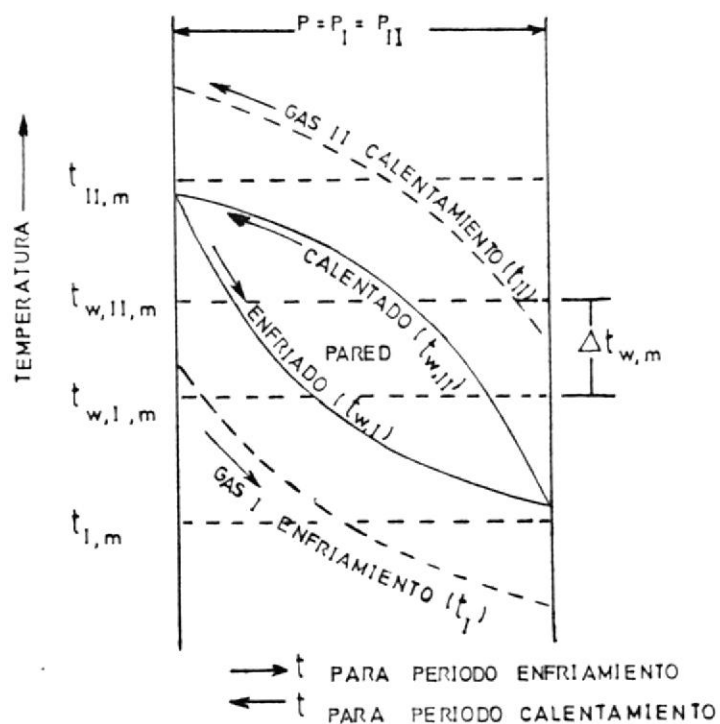


Fig. 2.3 Variación de las temperaturas del regenerador con el tiempo a una cierta distancia desde un extremo final.

para los períodos de enfriamiento y calentamiento (I y II). Puesto que $k_y = \infty$ las curvas $t_{w,I}$ y $t_{w,II}$ son válidas para cualquier distancia $y \leq Y_w$ desde la superficie expuesta.

En un tiempo diferencial dt , la energía de calor cedida al gas frío sería

$$d^2Q = h_I \cdot b \cdot dx \cdot (t_{w,I} - t_I) dt$$

Durante el período $\Delta t = P_I$ la energía de calor cedida sería

$$dQ = h_I b \cdot dx \int_0^{P_I} (t_{w,I} - t_I) dt = h_I b \cdot dx \cdot P_I (t_{w,I,m} - t_{I,m}) \quad (2.6)$$

donde el subíndice m indica "valor medio"

Para el período de calentamiento, $\Delta t = P_{II}$,

$$dQ = h_{II} b \cdot dx \cdot P_{II} (t_{II,m} - t_{w,II,m}) \dots \dots \dots (2.7)$$

Estas dos ecuaciones corresponden a las ecuac. 2.1 y 2.2 si la ec. 2.5 es considerada.

Sin embargo, cada una de ellas es solamente válida para la mi tad del tiempo de operación. Por lo tanto, si las cantidades correspondientes son las mismas, el intercambio de calor en el recuperador es el doble que en el regenerador. Esto ha si do hecho considerando que para $\Delta z = b$ y, $\Delta x = L$ dos superfi cies de área bL (una a $y = 0$ y otra a $y = Y_w$) son usadas en el recuperador comparada a las superficies de área bL (a $y = 0$)

en el regenerador. De donde dos regeneradores pero un recuperador solamente son necesarios para operación continua.

Por otra parte, las temperaturas medias $t_{w,I,m}$ y $t_{w,II,m}$ son diferentes en el regenerador mientras que en el recuperador (con $k_y = \infty$)

$$t_{w,I} = t_{w,II} = t_w \dots\dots\dots(2.8)$$

En concordancia a la figura 2.3,

$$t_{w,II,m} - t_{w,I,m} = \Delta t_{w,m} \dots\dots\dots(2.9)$$

y, por lo tanto, las ecuaciones 2.6 y 2.7 pueden ser combinadas a

$$dQ = Ub \cdot dx \cdot P [(t_{II,m} - t_{I,m}) - t_{w,m}] \dots\dots\dots(2.10)$$

donde U es definida en ec. 2.3.

Para $P \rightarrow 0$, $\Delta t_{w,m} \rightarrow 0$, y las curvas $t_{w,I}$ y $t_{w,II}$ en figura 2.3 se convierten en idénticas líneas rectas. En éste caso la ecuación 2.10 asume la forma de la ecuación 2.4 (excepto para con el subíndice m). Si en un lugar x, para un sistema de dos regeneradores, $t_{II,m} - t_{I,m}$ es el mismo como $t_{II} - t_I$ en un recuperador para la misma x, luego esto se mantiene para cada avalúo en x. En otras palabras, la distancia $x_2 - x_1$ de dos correspondientes lugares es igual para el recuperador y para el regenerador.

Para $P > 0$, como quiera que sea, $\Delta t_{w,m} = 0$, la diferencia llega a incrementarse con P y, en contraflujo, para lugares en que x sea más próximo a los extremos del regenerador.

Por esto, los lugares x_I y x_{II} , donde la diferencia de temperatura para el recuperador y el regenerador es la misma, jamás podrán ser idénticos.

Para flujo unidireccional $\Delta t_{w,m}$ puede tomar valores negativos.

La eficiencia de un regenerador puede ser definida como

$$\eta_{\text{reg.}} = \frac{Q}{Q_{\text{id}}} \dots\dots\dots(2.11)$$

donde Q es el calor actualmente intercambiado, y Q_{id} es una cantidad ideal la cual podría intercambiarse si la temperatura del gas frío sería incrementada a la temperatura de entrada del gas caliente. Hausen demuestra esto, para períodos infinitamente cortos en contraflujo, es la misma que para el recuperador, pero ésta decrece con el incremento de P . Para flujo unidireccional, sin embargo, se incrementaría con P , si $\Delta t_{w,m}$ se hace negativa.

Así en general la eficiencia del regenerador es mucho más pequeña que la de un recuperador, la considerable superioridad del regenerador en ciertos casos puede solamente ser entendida desde motivos prácticos. En particular, muchas superfi--

cies mayores pueden ser suministradas para la transferencia de calor en un regenerador que en un recuperador. Hausen (1932) demuestra esto sobre intercambiadores de calor industriales de la temperatura baja del gas. Los recuperadores usados allí consisten en manojos de tubos. Tomando tubos más largos se incrementa la caída de presión, mientras que incrementando el número de tubos sin cambiar la longitud de ellos se requiere de más espacio y de muchos mayores costos de inversión.

En contraste con esto, el elemento sólido de transferencia de calor en un regenerador puede ser enormemente incrementado por subdivisiones finas, por ejemplo, mediante el uso de cuerpos porosos o por el relleno de los canales del regenerador de cintas finas de metal corrugado, como fué hecho en el llamado regenerador de Fraenkl. El inventor, M. Fraenkl, fué capaz de colocar más de 600 ft. cuadrados de superficie en un espacio de un pie cuadrado. No debe de extrañar esto, no obstante la menor efectividad del regenerador, el intercambio de calor es mucho mejor que en un recuperador teniendo el mismo espacio.

Sobre la base de las idealizaciones vistas anteriormente, las siguientes ecuaciones diferenciales y condiciones de borde pueden ser expresadas. Para el flujo gas-caliente, el balan-

ce de energía sobre el elemento dx , figura 2.2, nos dá

$$\frac{dq_h}{dx} = \frac{M_r c_r}{L} \frac{\partial t_r}{\partial \theta} \dots\dots\dots (2.12)$$

$$\frac{dq_h}{dx} = -(W_h c_h \frac{\partial t_h}{\partial x} + \rho_h A_f c_h \frac{\partial t_h}{\partial \theta}) \dots\dots\dots (2.13)$$

La ecuación de razón de transferencia de calor convectivo es

$$dq_h = h_h \frac{A_h}{L} (t_h - t_r) dx \dots\dots\dots (2.14)$$

Eliminando los dq_h nos dá las siguientes dos ecuaciones,

$$\left. \begin{aligned} W_h c_h \frac{\partial t_h}{\partial x} + \rho_h A_f c_h \frac{\partial t_h}{\partial \theta} &= - \frac{M_r c_r}{L} \frac{\partial t_r}{\partial \theta} \\ &= - \frac{h_h A_h}{L} (t_h - t_r) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2.15)$$

Para el flujo de gas-frío un similar par de ecuaciones resulta

$$\left. \begin{aligned} W_c c_c \frac{\partial t_c}{\partial x} + \rho_c A_f c_c \frac{\partial t_c}{\partial \theta} &= \frac{M_r c_r}{L} \frac{\partial t_r}{\partial \theta} \\ &= \frac{h_h A_h}{L} (t_c - t_r) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2.16)$$

Las condiciones de borde son las siguientes:

Para intervalo de flujo caliente

$$t_{h,in} = \text{constante en } x=0$$

Para intervalo de flujo frío (2.17)

$$t_{c,in} = \text{constante en } x=L$$

La eficiencia de la transferencia de calor total de un regenerador es más convenientemente expresado como la "efectividad" de la transferencia de calor la cual compara la actual razón de transferencia de calor a la razón máxima posible de transferencia de calor limitada termodinámicamente. Esta definición (para $C_c < C_h$ como es para el caso del regenerador) resulta en

$$\varepsilon = \frac{1}{\theta_c} \int_0^{\theta_c} \frac{(t_c - t_{in})}{(t_{h,in} - t_{c,in})} d\theta \quad \dots \quad (2.18)$$

donde θ_c es el intervalo de tiempo del fluido frío. Alternativamente, la ecuación 2.18 se convierte en

$$\varepsilon = \frac{t_{c(out, prom)} - t_{c,in}}{t_{h,in} - t_{c,in}} \quad \dots \quad (2.19)$$

donde $t_{c(out, prom)}$ es una temperatura promedio del volumen de la corriente de aire frío después del paso a través del regenerador.

El problema inmediato es obtener soluciones de las ecuaciones y en concordancia con las condiciones de borde, ecuaciones y luego expresar resultados como la efectividad del regenerador,

en términos de ciertos parámetros adimensionales convenientes para el trabajo de diseño. Luego de una consideración de las varias posibilidades a éste respecto los siguientes parámetros adimensionales fueron seleccionados

$$\varepsilon = \phi \left[\frac{C_c}{C_h}, \frac{C_r}{C_c}, (hA)^*, N_{tuo} \right] \dots \dots \dots (2.20)$$

con N_{tuo} definido por

$$NTU_o = N_{tuc} \left(\frac{1}{1 + (hA)^*} \right) \dots \dots \dots (2.21)$$

Por lo tanto, la efectividad es una función de cuatro parámetros adimensionales pudiendo aparecer en el final de segundo miembro de ecuación, N_{tuo} o N_{tuc} . Sin embargo, debido al paralelismo que hay con el regenerador de tipo directo N_{tuo} es preferido en ésta presentación.

Para tener idea de las magnitudes de estos parámetros, la siguiente tabulación nos dá rangos de valores extremos a ser obtenidos en los trabajos de diseño de una turbina a gas:

ε	= 50 al 90%
C_c/C_h	= 0.90 a 1.0
C_r/C_c	= 1 a 10
$(hA)^*$	= $(hA)_c / (hA)_h = 0.2$ a 1
N_{tuc}	= 2 a 20 (aprox. dos veces N_{tuo})
N_{tuo}	= 1 a 10

No hay disponible una completa solución analítica para las ecuaciones y las condiciones de borde. Las soluciones particulares aquí presentadas, son obtenidas mediante métodos gráficos-analíticos. Una solución analítica disponible es para el caso especial de $C_r/C_c = 1$. Luego el comportamiento se vuelve idéntico al intercambiador en contraflujo de tipo directo y está dado por siguiente fórmula:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N_{tuo}(1 - C_c/C_h)}}{1 - \frac{C_c}{C_h} e^{-N_{tuo}(1 - C_c/C_h)}} \dots\dots\dots(2.22)$$

donde se puede demostrar desde definición de N_{tuo} , ecuación 2.21

$$N_{tuo} = \frac{1}{C_c} \frac{1}{1/(hA)_c + 1/(hA)_h} \dots\dots\dots(2.23)$$

Esta última expresión es paralela a aquella para el intercambiador de tipo directo

$$N_{tu} = AU / C_c$$

donde, para este caso, por desprecio de la resistencia térmica de la pared

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{(hA)_c} + \frac{1}{(hA)_h}$$

Así, en este caso límite, el regenerador de tipo flujo periódico

dico podría tener igual efectividad como una unidad en contraflujo de tipo directo poseendo iguales áreas de transferencia en el lado caliente como en el lado frío e iguales coeficientes de convección, con la única excepción de que la resistencia térmica ofrecida por la estructura de la pared es despreciada como es el caso usual.

Otro punto de interés es el caso $C_c/C_h = 1$ para el cual la ecuación se convierte en

$$\varepsilon = \frac{N_{tuo}}{1 + N_{tuo}} \dots\dots\dots (2.24)$$

la cual, por supuesto, es otra vez de igual forma como la solución para un intercambiador en contraflujo de tipo directo.

La ecuación 2.22 es graficada, en figuras 2.4 y 2.5, para los

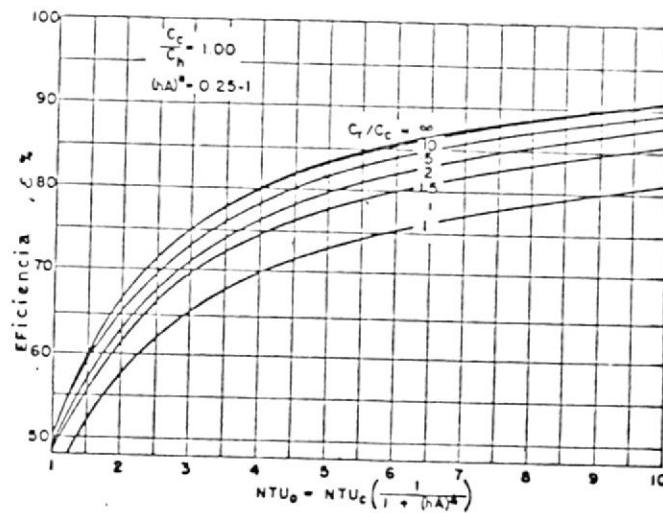


Fig. 2.4 Curvas de diseño: ε versus N_{tuo} para $C_c/C_h=1$

casos especiales de $C_c/C_h = 1.0$ y 0.9 de interés en el diseño del regenerador de la turbina a gas. Nótese desde la figura 2.4 que la solución para $C_r/C_c = 10$, que será considerada más adelante, es totalmente cercana a la solución límite de $C_r/C_c = \infty$, lo cual demuestra que la ecuación es útil para -- propósitos de diseño para grandes magnitudes de C_r/C_c . Siendo C_r la razón de la capacidad térmica del rotor.

A continuación varias soluciones especiales, obtenidas por métodos numéricos, serán presentadas.

ANÁLISIS DE HAUSEN.- Hausen obtuvo soluciones para el caso especial de $C_c/C_h = 1$ y $(hA)^* = 1$. El método empleado estuvo basado sobre la solución característica de la ecuación e incluye la evaluación de un número grande de integrales. Los resultados fueron computados para magnitudes de C_r/C_c con

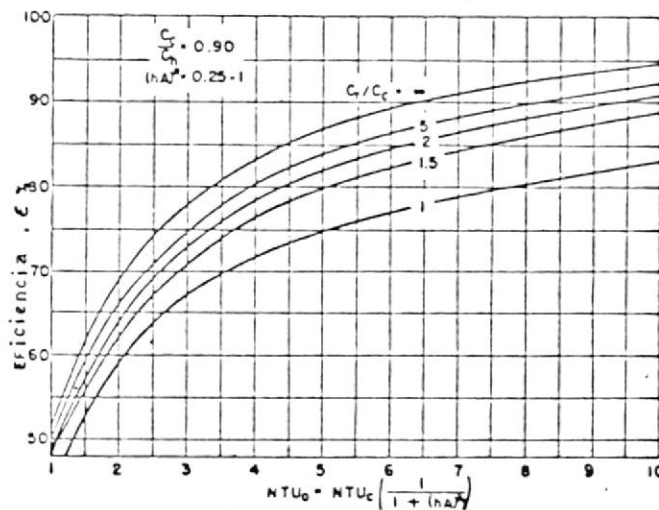


Fig. 2.5 Curvas de diseño: ϵ versus N_{tu0} para $C_c/C_h = 0.9$

rangos de 0.2 a ∞ . Sin embargo, solamente las curvas para $C_r/C_c = 1$ son de interés en la aplicación del regenerador. Los resultados de Hausen para $C_r/C_c = 0.5, 1, 2$ y ∞ son presentados gráficamente en la figura 2.6.

ANALISIS DE NUSSELT.- Nusselt partió de las mismas ecuaciones diferenciales de las que partió Hausen, obtuvo una solución simbólica para el caso especial de $(hA)^* = 1$ y $C_c/C_h = 1$.

ANALISIS DE ILIFFE.- Iliffe, parte de los resultados de Nusselt pero reduce la complejidad de los cálculos. Además, él amplió la solución ya no solamente para $(hA)^* = 1$ sino que calculó curvas de eficiencia para $(hA)^* = 1, 0.5, \text{ y } 0.33$, aún con la remanente limitación de $C_c/C_h = 1$. Estos resultados serán empleados más adelante para arribar a las curvas de diseño recomendadas en figuras 2.4 y 2.5.

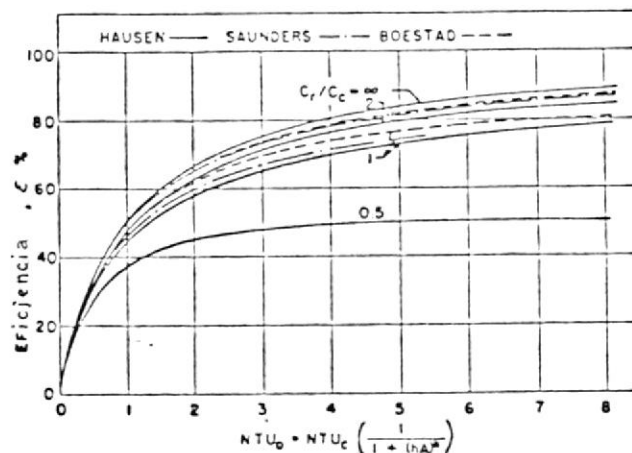


Fig. 2.6 Comparación de soluciones ϵ versus N_{tuo} para $C_c/C_h = 1, (hA)^* = 1$

ANALISIS DE SAUNDERS Y SMOLENIEC.- Estos autores emplean una técnica de relación numérica en la solución de las ecuaciones diferenciales y obtienen curvas de eficiencia para un rango de C_r/C_c pero aún limitada tanto para C_c/C_h y $(hA)^* = 1$. Las curvas de eficiencia para $C_r/C_c = 1$ y 2 , y ∞ están graficadas en la figura 2.6 para comparación con los resultados similares de Hausen. Es de anotar que los resultados de Hausen para $C_r/C_c = 1$ y 2 están alrededor de dos puntos más bajo que sobre la ξ correspondiente a los resultados de Saunders y Smoleniec.

ANALISIS DE BOESTAD.- La solución de Boestad es semiempírica basada sobre un número de aproximaciones. Para el caso de $C_c/C_h = 1$

$$\xi = \xi (C_r = \infty) - \Delta\xi \quad \dots\dots\dots (2.25)$$

donde $(C_r = \infty)$ es la efectividad para $C_r/C_c = \infty$, obtenida desde la ecuación 2.24 y el factor de corrección es igual

$$\Delta\xi = \frac{1}{10} (C_r = \infty)^2 \left(\frac{C_c}{C_r} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (2.26)$$

y está ajustado para la velocidad de rotación finita de la matriz.

Estos resultados son comparados con aquellos obtenidos por Hausen y Saunders-Smoleniec, en figura 2.6, y es de notar que

todo acuerdo es razonablemente bueno para $C_r/C_c \geq 2$ y es mediocre para $C_r/C_c = 1$.

2.1.c. FUGAS EN EL REGENERADOR ROTATORIO

La prevención de las fugas de flujo entre las corrientes caliente y fría en el regenerador rotatorio es un factor el cual puede determinar el éxito del uso de éste tipo de intercambiador de calor en el ciclo de una turbina a gas. Los arreglos del sellamiento deben ser los más adecuados para prevenir fugas de flujo, y al mismo tiempo no introducir alta resistencia friccional a la rotación. Hrynyszak despreciando los pequeños efectos aerodinámicos propone el uso de hojas en el estator y en rotor (matriz) para que rote el regenerador solamente por fuerzas aerodinámicas y la fuerza requerida para rotar el rotor sea enteramente absorbida en fricción.

Así esta fuerza de entrada es cargada directamente contra el intercambiador de calor que así se mantiene pequeña.

Los dos arreglos de sellado pueden ser de dos tipos generales; sellos cilíndricos continuos similares a los sellos de los ejes, sellos principales los cuales se dividen para los lados de alta y baja presión. Los sellos cilíndricos continuos pueden ser manipulados mediante un cuidadoso diseño mecánico.

Los sellos principales presentan un problema de mayor dificultad a causa del efecto de desplazamiento pérdidas por arras-

tre, fuerzas de presión bajo las caras de los sellos las cuales tienen que ser balanceadas.

Las dos clases posibles de los principales arreglos de sellos son ilustrados diagramáticamente en la figura 2.7. La figura 2.7a muestra el caso cuando los apoyos del sello están por encima de la matriz del regenerador. Este tipo demanda el uso de una matriz de pasos continuos, de paredes las cuales previenen el flujo directo desde el lado de alta presión hasta el lado de baja presión. La figura 2.7b muestra el caso donde los apoyos del sello están contra un sistema de compartimientos del rotor. Este tipo de rotor debe ser usado donde paquetes cribados u otros tipos de matriz porosa están siendo usados.

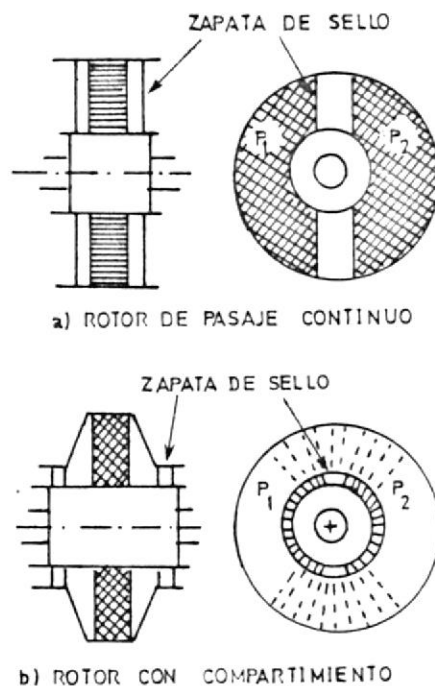


Fig. 2.7 Principales arreglos de sellos

Esta configuración tiene la ventaja de que la longitud del sello, siendo independiente de las dimensiones de la matriz, puede ser corta, pero con eso existirá un espacio "muerto" o confinamiento con el cual se incrementará las pérdidas de desplazamiento bajo el sello. En cualquiera de los dos casos de arreglos de sellado un número de compartimientos o pasos podrían estar bajo la zapata de sello en cualquier instante.

Una sección transversal a lo largo de cualquier arreglo es ilustrada esquemáticamente en la figura 2-8a donde las relaciones importantes son reproducidas. Allí el claro a través del cual la fuga podría tomar lugar es mostrado. El movimiento de la matriz con una velocidad \bar{V} podría causar un desplazamiento positivo del aire desde el lado hasta el otro lado.

Dentro del análisis de la zapata de sello la figura 2-8b puede ser tomada como un sistema equivalente, con respecto a las fugas, de la figura 2-8a si las siguientes asumpciones son hechas:

1. Las bajas velocidades del aire y del gas son cercanas a la de la matriz.
2. Desprecio de la resistencia del flujo en el interior del paso; ejemplo: la presión del aire dentro del paso es igual a aquella en la cara del sello.

3. Una temperatura promedio puede ser usada para el aire -- atrapado en el interior de un paso.

Para el análisis de las fugas ocurriendo en la figura -- 2-8b se consideran las siguientes asumpciones adicionales:

4. La baja velocidad del movimiento de la matriz es comparada con las velocidades del aire bajo las restricciones de sellado.
5. Que el flujo bajo la zapata de sello tiene un comportamiento idéntico a aquel flujo a través de orificio.

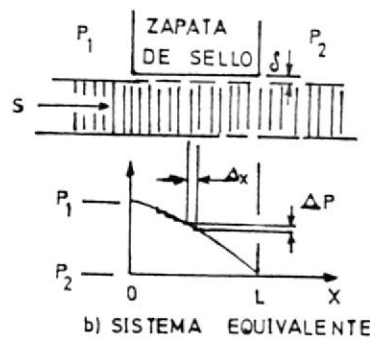
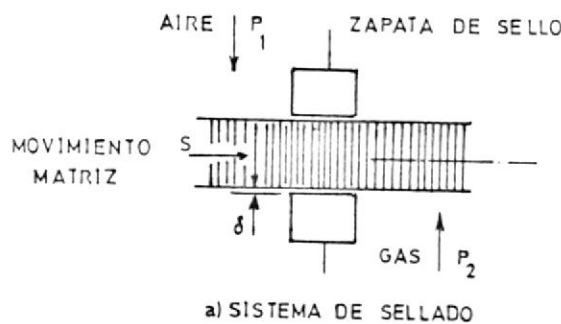


Fig. 2-8 Análisis de la zapata de sello del regenerador tipo rotativo.

6. Un número suficientemente grande de pasos, n bajo la zadata de sello para $(\Delta P/P)$ entre pasos adyacentes será pequeño. Siendo $n =$ número de pasajes bajo el sello.
7. La temperatura durante la expansión (o compresión) del aire atrapado en un compartimiento es constante (expansión isotérmica)

2.1.d. EFEECTO DE LA CONDUCCION LONGITUDINAL EN INTERCAMBIADO RES DE CALOR

La teoría del intercambiador de calor presentada hasta aquí es toda basada en la idealización de la no existencia de la conducción longitudinal (en la dirección del flujo), ya sea en la pared del sólido o en el fluido. Los fluidos generalmente tienen una baja conductividad térmica (excepto los metales líquidos), pero la conductividad de la pared puede ser completamente alta. Consecuentemente, solamente los efectos de la conducción de la pared podrían ser considerados en el siguiente tratamiento. La influencia de la conducción longitudinal es la de reducir la eficiencia para un número dado de unidades de transferencia, y ésta reducción puede ser completamente seria en los intercambiadores con cortas longitudes de flujo diseñados para una alta eficiencia ($\epsilon > 90\%$).

El siguiente análisis simplificado produce una aproximación somera de la influencia de la conducción longitudinal. Con-

sidere las condiciones de temperatura dibujadas en la figura 2-9 para un intercambiador tipo transferencia directa con $C_{\min}/C_{\max} = 1$. La diferencia de temperatura t muestra que para el fluido calientes es la misma magnitud que para el fluido frío y también para la pared. Luego el gradiente de temperatura de la pared es $\delta t/L$, siendo L la longitud del flujo. Si el área de la sección transversal de la pared para conducción longitudinal es designada como A_k , la transferencia de calor longitudinal por conducción es del orden de

$$q_k \approx kA_k \frac{\delta t}{L}$$

En contraste, la razón de transferencia de calor por convección es dada por consideraciones de balance de energía como

$$q = C_c \delta t = C_h \delta t$$

y entonces

$$\frac{q_k}{q} = \frac{(k/L) A_k}{C}$$

Ahora si q_k tiende a reducir la actual transferencia de calor q , q_k/q es del orden de $\delta E/E$, donde δE es el decremento en la eficiencia; por lo tanto

$$\frac{\delta E}{E} \approx \frac{(k/L) A_k}{C_{\min}} = \lambda \dots\dots\dots (2.27)$$

donde λ , es el parámetro adimensional de la conducción, es definido como se mostró. Este resultado simple así determina

do provee solamente una somera aproximación del efecto actual de la conducción longitudinal. Cuando un análisis más completo es requerido, las soluciones son suficientemente complejas que cálculos de computadores se requieren. Afortunadamente, los resultados comprensivos de Bahnke y Howard están disponibles, y las figuras B-1 y B-2 que constan en Apéndice B, fueron preparadas desde estas referencias. En éstos gráficos, la ineficiencia del intercambiador ($1 - \epsilon$) es presentada como una función de N_{tu} (o $N_{tu,0}$) y λ para las dos magnitudes de C_{min}/C_{max} , 1.0 y 0.95, las cuales son de interés primaria en la aplicación del regenerador de una turbina a gas. Mientras que los escritos de Bahnke y Howard fueron restringidos solamente para el regenerador de tipo de flujo periódico, los tipos de flujo periódico y de transferencia, directa tienen -- idénticos comportamientos para $C_r/C_{min} = \infty$. Más aún,

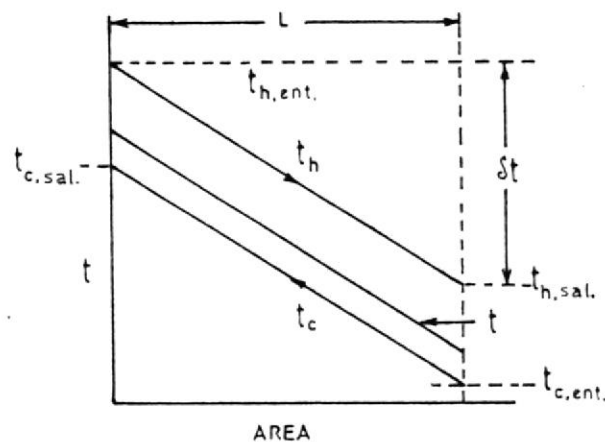


Fig. 2.9 Distribución de temperatura en un intercambiador de calor en contraflujo con $C_c = C_h$

es demostrado que es solamente necesario tener $C_r/C_{\min} > 5$ para que el comportamiento del flujo periódico se aproxime muy estrechamente a $C_r/C_{\min} = \infty$, o al comportamiento del tipo de transferencia directa. Este resultado es sugerido por las curvas, de figuras B - 3 a B - 8 que constan en apéndice B, - las cuales muestran una muy pequeña diferencia entre $C_r/C_{\min} = 5$ e ∞ . Nótese, como en el caso de las figuras B - 9 y B - 10 la ineficiencia $(1 - \xi)$ es un parámetro dependiente - mucho más útil que la efectividad ξ directamente, particularmente para $\xi > 90\%$. Las coordenadas logarítmicas son útiles - cuando propiamente se dá énfasis del efecto de la conducción longitudinal. Por ejemplo, es más rápido aparentemente desde las figuras B-1 y B-2 que más que para una ξ deseado de 98.5%.

C_{\min}/C_{\max}	N_{tu}		%. incremento de N_{tu}
	PARA $\lambda = 0$	PARA $\lambda = 0.01$	
1	65	190	189
0.95	29.5	40	36

Esta ilustración también sirve para enfatizar la influencia - de C_{\min}/C_{\max} para grandes ξ en los intercambiadores de calor. Allí solamente un 5% de incremento en la producción de la razón de la capacidad desde 0.95-1 hecho para aproximadamente - un 120% y un 375% de incremento en el número de unidades de transferencia requerido para $\lambda = 0$ y 0.01, respectivamente.

2.2. CAIDA DE PRESION DEL NUCLEO

En el diseño de intercambiadores de calor líquido a líquido, no se precisa el conocimiento de las características de fricción de la superficie de transferencia de calor a causa de la baja potencia requerida para el bombeo de fluidos de alta densidad. Para los gases, sin embargo, a causa de la baja densidad de ellos, la fuerza de fricción por razón de unidad de flujo de masa es grandemente multiplicada. Así, para el diseñador, las características de fricción de la superficie asume una importancia igual a la característica de la transferencia de calor. La característica de fricción necesaria es el factor de flujo de fricción f , el mismo que es una función de la geometría del flujo y del número de Reynolds.

2.2.a. ECUACION DE LA CAIDA DE LA PRESION

La figura 2-10 muestra el sistema del flujo a ser considerado. Para el flujo del gas en aplicaciones de intercambiadores de calor los cambios de presión desde las secciones 1 a la y desde la b a la 2 son relativamente muy pequeños en comparación con la presión total; así $v_a \approx v_1$ y $v_b \approx v_2$.

Luego por definición de los coeficientes de pérdidas a la entrada y salida K_c y K_e y mediante una integración a través del núcleo de la ecuación de momentum, la relación para el

cálculo de la caída de presión de la corriente de flujo para la mayoría de los núcleos de intercambiadores de calor es

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2 v_1}{2g_c P_1} \left[(K_c + 1 - \frac{v_2^2}{v_1^2}) + 2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \frac{v_m}{v_1} - (1 - \frac{v_2^2}{v_1^2} - K_e) \frac{v_2}{v_1} \right] \dots \dots \dots (2.28a)$$

efecto de entrada
aceleración de flujo
fricción núcleo

efecto de salida

Sin embargo, para el flujo normal en un banco de tubos o a través de superficies matriciales, como las empleadas en un intercambiador tipo de flujo periódico, los efectos de las pérdidas a la entrada y a la salida son tomados en cuenta en el factor de fricción, y la ecuación se convierte (con $K_c, K_e=0$)

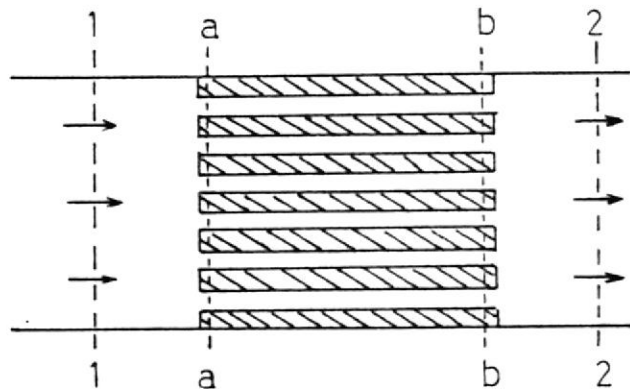


Fig. 2.10 Núcleo modelo del intercambiador de calor para análisis de la caída de presión. G está basada sobre el área mínima de flujo libre en el núcleo.

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2 v_1}{2g_c P_1} \left\{ (1 + \sigma^2) \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \frac{v_m}{v_1} \right\} \dots\dots (2.28b)$$

aceleración
del flujo
fricción
núcleo

La porosidad p reemplaza σ para las superficies matriciales.

Para arreglos de multipasos, las pérdidas en los cabezales retorno deben ser consideradas separadamente, como así las pérdidas en los cabezales de entrada y salida y aquellas asociadas con el ducto.

Es importante notar que $A/A_c = L/r_h$ es por definición del radio hidráulico, así se tiene que

$$\frac{G^2 v_1}{2g_c P_1} = \frac{(V_1^2 / 2g_c)}{(P_1 / \rho_1)}$$

donde $V_1 = G / \rho_1 v$ es la velocidad del flujo de entrada al núcleo, basada sobre el área mínima de flujo libre, el cual se define como G .

El correcto volumen específico medio a ser usado en ecuaciones (2.28a) y (2.28b) es:

$$v_m = \frac{1}{A} \int_0^A v dA \dots\dots\dots (2.29)$$

Considere las condiciones de flujo de temperatura dibujadas

en figuras 2.9 y 2.11. Para una magnitud de la unidad -- C_{\min}/C_{\max} (fig. 2.9), las temperaturas de la corriente del flujo varían linealmente con el área en un cierto arreglo en contraflujo, y también es una buena aproximación para cualquier otro arreglo de flujo como es flujo paralelo. Consecuentemente:

$$\frac{v'_m}{v_1} \approx \frac{P_1}{P_{\text{prom}}} \frac{T_{\text{prom}}}{T_1}$$

o

$$v'_m \approx \frac{v_1 + v_2}{2} \dots\dots\dots(2.29a)$$

donde T_{prom} y P_{prom} son medias aritméticas de las magnitudes finales. En contraste, si la temperatura de la pared es esencialmente uniforme (fig. 2.11), tal cual sucede en el interenfriador de agua enfriada, en el condensador, o en el evaporador, la ecuación (2.29) se reduce, a una muy buena aproximación, a

$$\frac{v'_m}{v_1} \approx \frac{P_1}{P_{\text{prom}}} \frac{T_{1\text{ma}}}{T_1} \dots\dots\dots(2.29b)$$

donde P_{prom} es la media aritmética de las magnitudes finales y $T_{1\text{ma}}$ está relacionada con la media logarítmica de la diferencia de temperatura entre el fluido con la temperatura cam

biante y la temperatura constante del fluido Δt_{lma} mediante

$$T_{lma} = T_{const} \pm \Delta t_{lma} \dots\dots\dots(2.30)$$

Por lo tanto, las condiciones mostradas en la figura muestran que el signo + es usado y

$$\Delta t_{lma} = \frac{(t_{h,in} - t_c) - (t_{h,out} - t_c)}{\ln \left\{ \frac{(t_{h,in} - t_c)}{(t_{h,out} - t_c)} \right\}} = \frac{t_{h,in} - t_{h,out}}{N_{tu}} \dots(2.31)$$

Una similar expresión con t_c en lugar de t_h podría ser usada si t_h fuera esencialmente una constante y t_c variará ($C_h \gg C_c$) con el signo - usado en ecuación (2.30).

La velocidad de masa G en ecuación (2.28a) está basada sobre el área mínima de flujo libre, consistente con la definición de factor de fricción ahí empleado.

Los efectos de entrada y salida en ecuación (2.28a) proveen

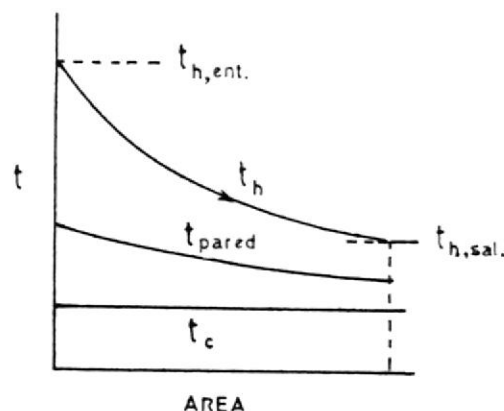


Fig. 2.11 Distribución de temperatura en un intercambiador de calor de cualquier arreglo de flujo con $C_c \gg C_h$

solamente una pequeña contribución sobre la caída de presión total en el diseño del intercambiador usual, puesto que A/A_c es completamente grande, el término fricción del núcleo controla la magnitud de P . Consecuentemente, no se requiere de mayor exactitud en la evaluación de K_c y K_e .

2.2.b INFLUENCIA DEL HOLLIN SOBRE LA CAIDA DE PRESION Y LA TRANSFERENCIA DE CALOR PARA ELEMENTOS ONDULADOS MUESCADOS

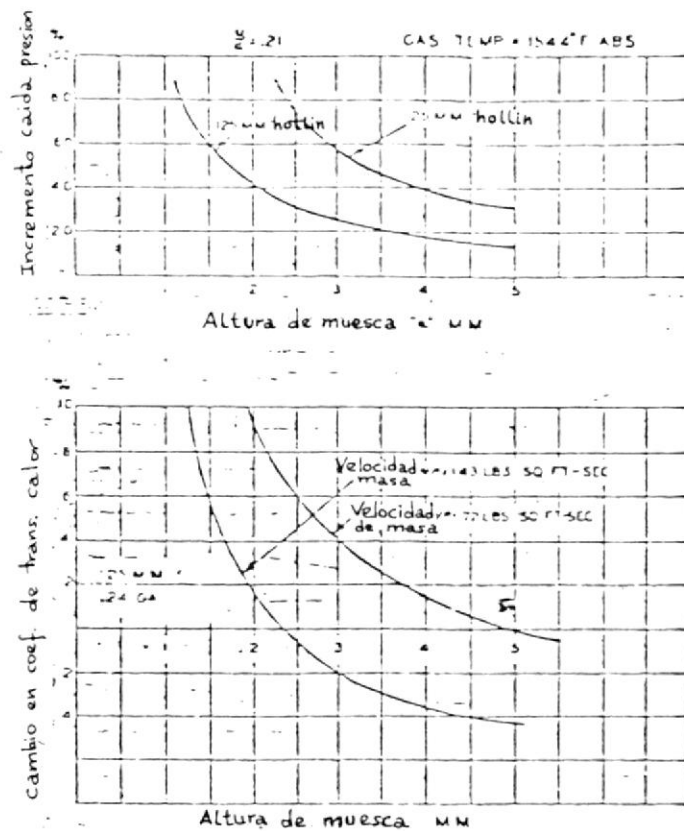


Fig. 2.12 Influencia del hollín sobre la caída de presión y la transferencia de calor para elementos ondulados muescados.

El efecto de lo mencionado es rostrado en la figura 2.12. Como podría ser esperado la caída de la presión se incrementa con el incremento del espesor de los depósitos de hollín, pero el coeficiente de transmisión de calor también se incrementa a baja velocidad de masa y decrece con la profundidad de las muescas. Esto indica una de las diferencias dignas de anotarse entre los precalentadores de aire tipo recuperativo y regenerativo, como un depósito de hollín y ceniza podría retardar la transferencia de calor en una unidad de tipo recuperativo, mientras que en una unidad de tipo regenerativo, tiene una tendencia de ayudar la razón de transferencia de calor a causa del hecho de que el depósito sobre la superficie en el caso del precalentador de aire tipo regenerativo actúa como una sustancia almacenadora de calor, así como el propio metal de la superficie de calentamiento. Sin embargo, los depósitos excesivos sobre la superficie de calentamiento obviamente incrementan la resistencia del fluido con el resultado de que si se permite que se forme el depósito sin ser chequeada la unidad vendría a ser inoperativa y esto se cumple en todos los tipos de unidades.

2.2.c RESULTADOS DE EXPERIMENTOS DE CAIDA DE PRESION

El propósito de los experimentos, fué determinar la resistencia del fluido a través de la superficie de calentamiento con canales de diferentes D_h y determinar el efecto de los dife-

rentes tipos de sellos sobre la resistencia del fluido. Los aparatos usados consisten en un túnel de prueba como el que se muestra en la figura 2.13, que tiene una sección cuadrada donde los elementos o superficie de calentamiento se prueban; nueve puntos de medición para medir la presión estática antes y después de la superficie a ser probada. La sección de prueba cuadrada fué extendida a una sección redonda con la misma área seccional cruzada como la sección de prueba. Dos tubos pitot fueron colocados en la sección redonda a una distancia de $7 \frac{1}{2}$ diámetros, cada uno arreglado en 10 puntos transversales para determinar la velocidad del aire. Los orificios

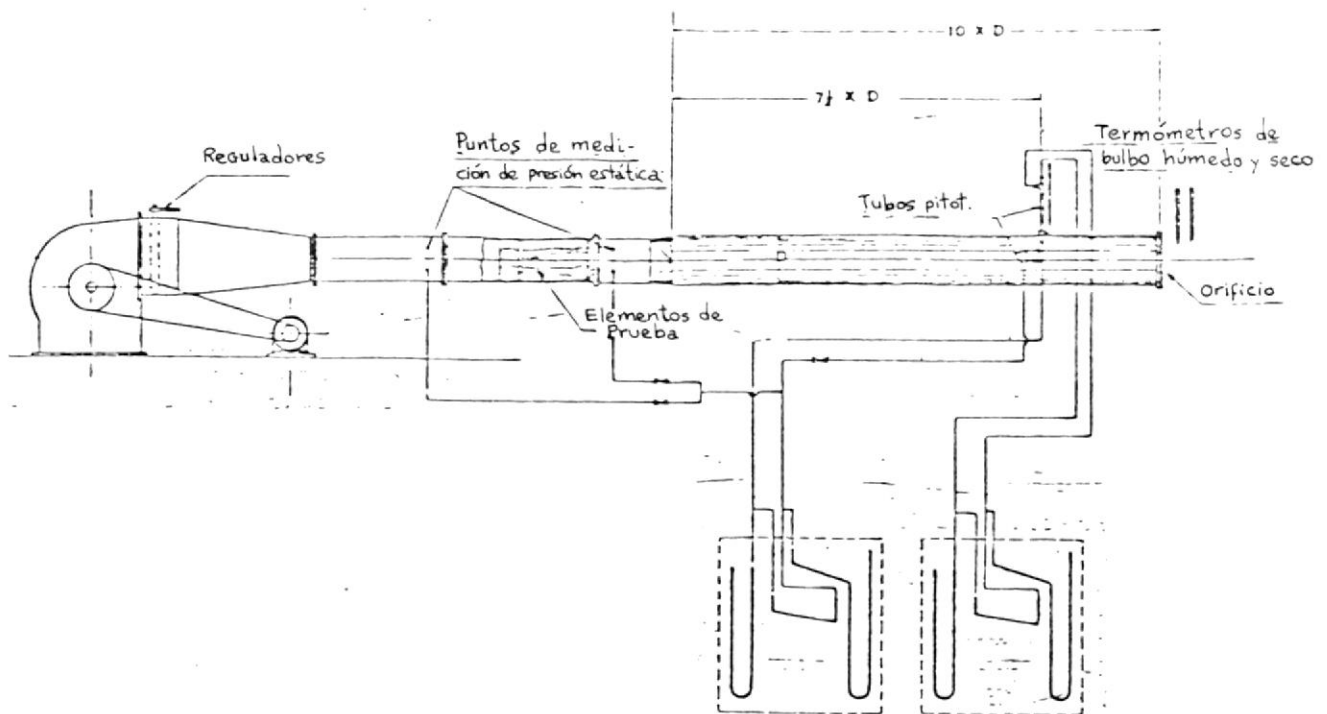


Fig. 2.13 Diagrama de los aparatos de prueba de la pérdida de presión.

de diámetros diferentes fueron usados para variar el flujo - del aire y así obtener lecturas para diferentes velocidades de masa. La temperatura del aire pasando sobre la superficie fué tomada por termómetros calibrados en el orificio.

Cada uno de los dos tubos pitot fué conectado a un juego de medidores, un medidor en U lleno de agua para la presión total, un medidor Ellison inclinado verticalmente para la presión estática, y un medidor Ellison diferencial para mediciones de velocidad y presión. Cada juego de medidores fué montado en un panel. Para mediciones de caída de presión estática en la sección de prueba, un medidor vertical inclinado fué usado. Para la toma de los impulsos de la presión estática en la sección de prueba, un medidor especial de presión estática fué desarrollado durante esta prueba para asegurar resultados correctos.

La figura 2.14 nos muestra resultados para una superficie de calentamiento hecha en hojas con muescas de 3.25 mm alternada con hojas que tienen ondulaciones de 1.725 mm con la superficie de calentamiento de dos zonas de 23 1/3" y 8 1/2" de profundidad y con 1/2" de espacio entre las dos zonas. La curva B nos muestra la caída de la presión sin los sellos y la curva A la caída de la presión con dos sellos tipo bulbo localizados a la entrada y dos a la salida de la sección de prueba. La razón del área proyectada de los sellos del área

cruzada seccional del ducto en este arreglo corresponde cercanamente a la más alta razón actualmente usada en el diseño de un precalentador de aire Ljungstrom. Las curvas solamente cubren la caída de presión a través de la superficie de calentamiento y de los sellos, pero no incluye pérdidas adicionales tales como pérdidas en las conexiones de entrada y salida, pérdidas de aceleración, etc.

Las pruebas también fueron hechas para determinar el efecto de los diferentes espacios entre dos o más capas de elementos.

Fué encontrado que el espacio entre las dos capas por arriba de las 3" no tienen efecto apreciable sobre la resistencia del fluido.

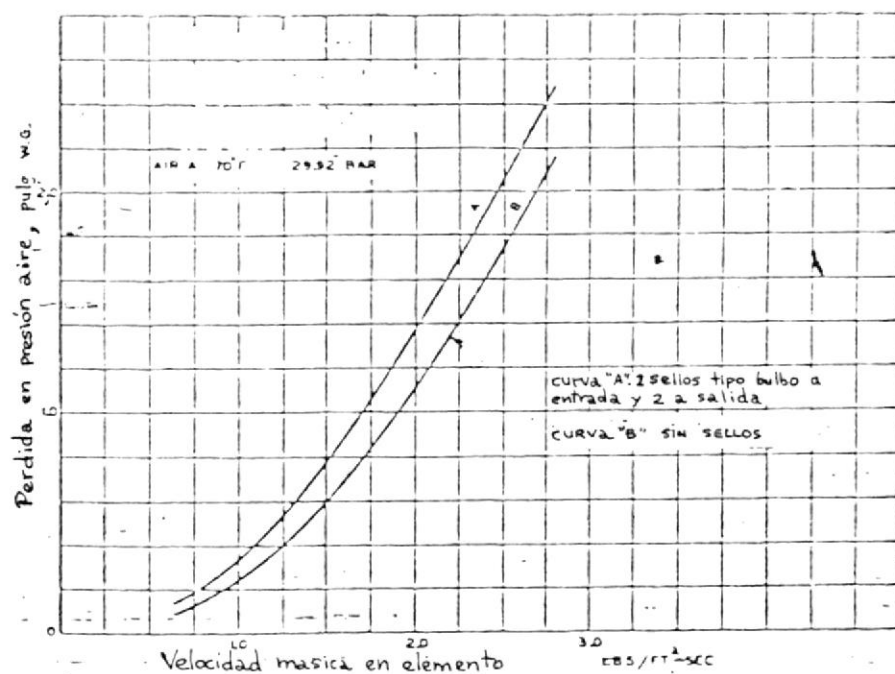


Fig. 2 .14 Caída de presión para superficie de calentamiento ondulado muescado.

Las curvas mostradas en la figura 2.15 dan el efecto de los diferentes D_h sobre la resistencia del fluido basados sobre estos resultados.

Los resultados a las pruebas de caída de presión sobre instalaciones actuales de precalentadores muestran una mayor resistencia friccional a través de las unidades que de anticipadas pruebas de laboratorio se han obtenido. Esta discrepancia es debida a la poca favorable sección cruzada de flujo en el rotor que en la sección de prueba. El impacto de las pérdidas causadas por los bordes sobresalidos en las juntas y cambios abruptos en el área y forma en el diseño del ducto

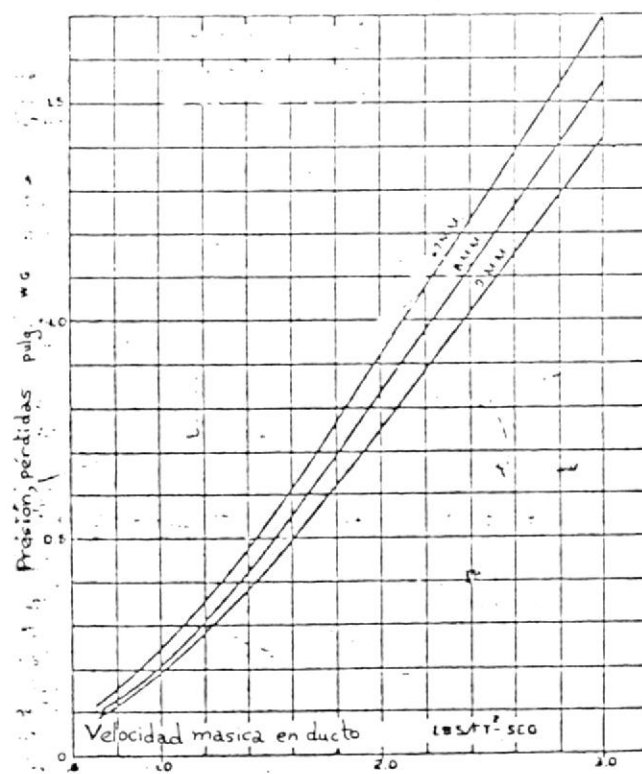


Fig. 2.15 Pérdida de presión como una función del D_h

de los precalentadores, también tienden a incrementar la caída de presión.

2.3 EFECTIVIDADES A DIFERENTES CARGAS

Para el cálculo de las efectividades a diferentes cargas del intercambiador de tipo periódico conocido también con el nombre de precalentador de aire regenerativo, que en nuestro caso es del tipo Ljungstrom de eje horizontal, nos guiaremos por los siguientes pasos que a continuación los detallo previo a proceder con su desarrollo numérico.

Los pasos a seguir son los siguientes:

1. Especificar

a) Eficiencia

Eficiencia deseable actual,

Caída de presión total, $\Delta P/P)_T$

Caída de presión sobre el lado frío, $\Delta P/P)_c$

Caída de presión sobre el lado caliente, $\Delta P/P)_h$

2. Matriz

Diámetro hidráulico de los pasajes de flujo, D_h

Porosidad, p

Densidad del material sólido, ρ_s

Calor específico del material sólido, c_s

c) Condiciones de flujo

Razón del flujo de aire, w_a

Razón del flujo de combustible, w_f

d) Temperaturas de entrada

Lado frío, $T_{c,ent}$

Lado caliente, $T_{h,ent}$.

e) Presiones de entrada

Lado frío, $P_{c,ent}$.

Lado caliente, $P_{h,ent}$.

2. Cálculo de

a) Razón de presión, $P^* = P_{c,ent}/P_{h,ent}$

b) Razón de temperatura, $T^* = T_{h,ent}/T_{c,ent}$

c) Razones de flujo de masa del fluido caliente y frío,

$$w_h = w_a + w_f, w_c = w_a$$

d) Razones de capacidad, $C_c = w_c c_{p,c}$; $C_h = w_h c_{p,h}$

(usar las condiciones de entrada para determinar los calores específicos)

e) Cambio de la razón de capacidad, $C^* = C_c/C_h$

3. Determinación del cambio de la razón de la capacidad de la matriz, C_r^*

a) Haciendo uso de la fórmula $C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}}$

- b) Determinar los $N_{tu,o}$ requeridos usando el valor calculado de C^*_R , la eficiencia de diseño, y el cambio de la razón de capacidad haciendo uso de las figuras B-5 y B-6 que constan en el apéndice B.

4. Calcular para ambos lados

- a) Temperaturas de salida y promedio

$$T_{h,sal} = T_{h,ent} - \epsilon_i C^* (T_{h,ent} - T_{c,ent})$$

$$T_{c,sal} = \epsilon_i (T_{h,ent} - T_{c,ent}) + T_{c,ent}$$

$$T_{h,pro} = (T_{h,sal} + T_{h,ent})/2$$

$$T_{c,pro} = (T_{c,sal} + T_{c,ent})/2$$

- b) Presiones de salida y promedio

$$P_{h,sal} = P_{h,ent} (1 - \Delta P/P_h)$$

$$P_{c,sal} = P_{c,ent} (1 - \Delta P/P_c)$$

$$P_{h,pro} = (P_{h,sal} + P_{h,ent})/2$$

$$P_{c,pro} = (P_{c,sal} + P_{c,ent})/2$$

- c) Volumen específico de entrada, salida y promedio

$$v = RT / P$$

5. Determinar desde las tablas de aire y gas. Ver Fig. B-11

- a) Viscosidad, $\mu_{h,pro}$ y $\mu_{c,pro}$

- b) Número de Prandtl, $N_{Pr,h,pro}$ y $N_{Pr,c,pro}$ y resolver para $N_{Pr,pro}^{2/3}$ para ambos lados

6. Seleccionar arbitrariamente un número de Reynolds, N_R

7. De curva j y f versus N_R (fig. B-12) y haciendo uso del número de Reynolds del paso anterior leer los valores de j y f .

8. Resolver para

$$\frac{N_{St}}{f} = j / (f N_{Pr}^{2/3})$$

9. Asumir un valor de $(hA)^* = \frac{(hA)_c}{(hA)_h}$

10. Resolver para

$$N_{St} (L/r_h)_c = N_{tu,o} (1 + hA^*)$$

$$N_{St} (L/r_h)_h = N_{tu,o} C^* (1 + 1/hA^*)$$

11. Reducir P/P para ambos lados mediante una cierta cantidad (dígase un 5%) para tomar en cuenta los efectos de entrada, aceleración del flujo y efectos de salida.

12. Resolver para G^2 para ambos lados

$$G^2 = 2g_c P_{ent} \rho_{prom} \left(\frac{\Delta P/P}{N_{St} L/r_h} \right) \left(\frac{N_{St}}{f} \right)$$

13. Resolver para ambos lados el número de Reynolds.

$$N_R = 4r_h G/u_{prom}$$

14. Repetir los pasos 7 y 8 y resolver para ambos lados usando el valor calculado de N_R desde el paso 13.

15. Resolver para $(hA)^*$ desde

$$(hA)^* = C^* \frac{N_{St,e}}{N_{St,h}}$$

16. Si el valor computado de $(hA)^*$ y el del N_R para ambos lados son iguales a los valores previos (asumidos o calculados) ir al paso 21. De lo contrario, continuar con el paso 17 haciendo uso de un proceso iterativo.

17. Resolver para $N_{St} L/r_h$ y para N_{St}/f para ambos lados de

$$N_{St} L/r_h)_c = N_{tu,o} (1 + hA^*)$$

$$N_{St} L/r_h)_h = N_{tu,o} C^* (1 + 1/hA^*)$$

18. Resolver para G^2 para ambos lados

$$G = 2 \epsilon_c P_{ent.} \left\{ \text{prom} \left(\frac{\Delta P/P}{N_{St} L/r_h} \right) \left(\frac{N_{St}}{f} \right) \right\}$$

19. Resolver para ambos lados

$$N_R = 4 r_h G / u_{\text{prom}}$$

20. Repetir los pasos 14 a 19 hasta que la convergencia sea alcanzada (2 o 3 veces es lo más necesario debido a la rápida convergencia).

21. Pasos iterativos.

22. Ahora, teniendo los valores finales para N_R , $(N_{St} L/r_h)$ y $(hA)^*$ para ambos lados, se continúa.

23. Resolver el área frontal total a partir del diámetro de

la matriz

$$D = 2 \sqrt{\frac{A_{fr,t}}{\pi}}$$

24. Resolver el área frontal para ambos lados a partir del

$A_{fr,t}$ incluyendo un 10% por los sellos.

$$A = 1.10 (A_{fr,h} + A_{fr,c})$$

$$\frac{A_h}{A_c} = \frac{A_{fr,h}}{A_{fr,c}}$$

25. Resolver el área efectiva de flujo libre para ambos lados

$$A_c = p (A_{fr})$$

26. Resolver la razón A/A_c

$$\frac{A_h}{A_{c,h}} = \frac{A_c}{A_{c,c}} = \frac{L}{r_h}$$

27. Resolver el número de unidades de transferencia de calor

N_{tu} para ambos lados

$$N_{tu} = N_{St} A/A_c$$

28. Resolver el número de unidades de transferencia de calor

$N_{tu,o}$ del intercambiador.

$$N_{tu,o} = \frac{1}{\frac{1}{N_{tu,c}} + \frac{C_c/C_h}{N_{tu,h}}}$$

29. Determinar la eficiencia del intercambiador desde las figuras B-5 y B-6 de efectividad como una función del número

ro de unidades de transferencia de calor y del cambio de la razón de la capacidad de la matriz.

A continuación consta el desarrollo numérico de todos y cada uno de los pasos descritos anteriormente.

1. Especificar

a) Eficiencia

Eficiencia deseable actual, $\epsilon_i = 90\%$

Caída de presión total, $\Delta P/P)_T$

Caída de presión sobre el lado frío, $\Delta P/P)_c$

Caída de presión sobre el lado caliente, $\Delta P/P)_h$

$1 \text{ mm H}_2\text{O} = 1 \text{ kg./m}^2 = 0.2048 \text{ lb./ft}^2$

100%

$$\Delta P/P)_T = 165 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 33.79 \text{ lb./ft}^2$$

$$\Delta P/P)_c = 70 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 14.34 \text{ lb./ft}^2$$

$$\Delta P/P)_h = 95 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 19.45 \text{ lb./ft}^2$$

75%

$$\Delta P/P)_T = 105 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 21.50 \text{ lb./ft}^2$$

$$\Delta P/P)_c = 45 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 9.21 \text{ lb./ft}^2$$

$$\Delta P/P)_h = 60 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 12.29 \text{ lb./ft}^2$$

50%

$$\Delta P/P)_T = 55 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 11.26 \text{ lb./ft}^2$$

$$\Delta P/P)_c = 25 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 5.12 \text{ lb./ft}^2$$

$$\Delta P/P)_h = 30 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 6.14 \text{ lb./ft}^2$$

25%

$$\Delta P/P)_T = 20 \text{ mm H O} \times 0.2048 = 4.09 \text{ lb./ft}^2$$

$$\Delta P/P)_c = 10 \text{ mm H O} \times 0.2048 = 2.04 \text{ lb./ft}^2$$

$$\Delta P/P)_h = 10 \text{ mm H O} \times 0.2048 = 6.14 \text{ lb./ft}^2$$

b) Matriz

$$\text{Porosidad, } p = \frac{\text{volumen total} - \text{volumen s\u00f3lido}}{\text{volumen total}}$$

$$\text{volumen s\u00f3lido} = \frac{\text{masa total de la matriz } (W_s)}{\text{densidad de la matriz } (\rho_s)}$$

$$W_s = \frac{F \rho_o}{a} \quad \begin{array}{l} \text{Peso total } F = 176000 \text{ kgf.} \\ 1 \text{ mt.} = 3.2808 \text{ ft.} \\ 1 \text{ kg.} = 2.204 \text{ lbs.} \\ \rho_o = 32.17 \frac{\text{ft-lbm}}{\text{lbf-sg}^2} \\ a = 32.17 \frac{\text{ft-lbm}}{\text{lbf-sg}^2} \end{array}$$

$$W_s = \frac{176000 \times 32.7}{32.7} = 176000 \text{ kgm.}$$

$$= 387200 \text{ lbm.}$$

$$W_T = \text{\u00e1rea} \times \text{ancho} = \frac{D^2}{4} \times \text{ancho}$$

$$= \frac{x (24.81)^2 \times 5.90}{4} = 2850.65 \text{ ft}^3$$

$$p = 1 - \frac{387200 \times 1}{2850.65 \times 488} = 0.721$$

$$= 0.721 \text{ (1)}$$

(1) El valor de la porosidad es igual para todos los porcentajes de carga

Diámetro hidráulico de los pasajes de flujo, D_h

$$D_h = 4 r_h \quad r_h = \frac{p}{\alpha}$$

$$\alpha = \frac{\text{área total de transf. de calor}}{\text{volumen total}}$$

$$A_T = 125120.19 \text{ ft}^2$$

$$V_T = 2850.65 \text{ ft}^3$$

$$\alpha = \frac{125120.19}{2850.65} = 43.89 \text{ ft}^{-1}$$

$$= 44 \text{ ft}^{-1}$$

$$r_h = \frac{0.721}{44} = 1.6386 \times 10^{-2} \text{ ft. (2)}$$

Densidad del material sólido, $\rho_s = 488 \text{ lb}/\text{ft}^3$ (3)

Calor específico del material sólido, $c_s = 0.11$

Btu/lb-°F. (4)

c) Condiciones de flujo

Razón de flujo de aire, w_a

Razón de flujo de combustible, w_f

100%

$$w_a = 287770 \text{ kg/h} \times 2.204 = 634245.08 \text{ lb./h}$$

$$w_f = 18380 \text{ kg/h} \times 2.204 = 40509.52 \text{ lb./h}$$

75%

$$w_a = 230590 \text{ kg/h} \times 2.204 = 508220.36 \text{ lb./h}$$

$$w_f = 14160 \text{ kg/h} \times 2.204 = 31208.64 \text{ lb./h}$$

(2) El valor de r_h es igual para todos los porcentajes de carga.

(3) ρ_s es igual para todos los porcentajes de carga

(4) c_s es igual para todos los porcentajes de carga

50%

$$w_a = 169730 \text{ kg/h} \times 2.204 = 374084.92 \text{ lb./h}$$

$$w = 9770 \text{ kg/h} \times 2.204 = 21533.08 \text{ lb./h}$$

25%

$$w_a = 103450 \text{ kg/h} \times 2.204 = 228003.8 \text{ lb./h}$$

$$w_f = 5160 \text{ kg/h} \times 2.204 = 11372.64 \text{ lb./h}$$

d) Temperaturas de entrada: $T_{c,ent}$, $T_{h,ent}$

100%

$$T_{c,ent} = 212 \text{ }^\circ\text{F} + 460 = 672 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$T_{h,ent} = 728.6 \text{ }^\circ\text{F} + 460 = 1188.6 \text{ }^\circ\text{R}$$

75%

$$T_{c,ent} = 212 \text{ }^\circ\text{F} + 460 = 672 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$T_{h,ent} = 672.8 \text{ }^\circ\text{F} + 460 = 1132.8 \text{ }^\circ\text{R}$$

50%

$$T_{c,ent} = 212 \text{ }^\circ\text{F} + 460 = 672 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$T_{h,ent} = 635 \text{ }^\circ\text{F} + 460 = 1095 \text{ }^\circ\text{R}$$

25%

$$T_{c,ent} = 212 \text{ }^\circ\text{F} + 460 = 672 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$T_{h,ent} = 609.8 \text{ }^\circ\text{F} + 460 = 1069.8 \text{ }^\circ\text{R}$$

e) Presiones de entrada: $P_{c,ent}$, $P_{h,ent}$

100%

$$P_{c,ent} = 482 \times 0.2048 = 98.713 \text{ lb./ft}^2$$

$$P_{h,ent} = 102 \times 0.2048 = 20.88 \text{ lb./ft}^2$$

75%

$$P_{c,ent} = 302 \times 0.2048 = 61.849 \text{ lb./ft}^2$$

$$P_{h,ent} = 60 \times 0.2048 = 12.28 \text{ lb./ft}^2$$

50%

$$P_{c,ent} = 250 \times 0.2048 = 51.2 \text{ lb./ft}^2$$

$$P_{h,ent} = 50 \times 0.2048 = 10.24 \text{ lb./ft}^2$$

25%

$$P_{c,ent} = 180 \times 0.2048 = 36.864 \text{ lb./ft}^2$$

$$P_{h,ent} = 32 \times 0.2048 = 6.553 \text{ lb./ft}^2$$

2. Cálculo de

a) Razón de presión, $P^* = P_{c,ent}/P_{h,ent}$

100%

$$P^* = 98.71/20.88 = 4.72$$

75%

$$P^* = 61.85/12.28 = 5.03$$

50%

$$P^* = 51.2 / 10.24 = 5.00$$

25%

$$P^* = 36.86/6.55 = 5.62$$

b) Razón de temperatura, $T^* = T_{h,ent}/T_{c,ent}$

100%

$$T^* = 1188.6/672 = 1.77$$

75%

$$T^* = 1132.8/672 = 1.69$$

50%

$$T^* = 1095 / 672 = 1.62$$

25%

$$T^* = 1069.8 / 672 = 1.59$$

c) Razones de flujo de masa del fluido caliente y frío,

$$w_h = w_a + w_f, \quad w_c = w_a$$

100%

$$w_c = 634245.08 \text{ lb./h}$$

75%

$$w_c = 508220.36 \text{ lb./h}$$

50%

$$w_c = 374084.92 \text{ lb./h}$$

25%

$$w_c = 228003.8 \text{ lb./h}$$

100%

$$w_f = 40509.52 \text{ lb./h}$$

75%

$$w_f = 31208.64 \text{ lb./h}$$

50%

$$w_f = 21533.08 \text{ lb./h}$$

25%

$$w_f = 11372.64 \text{ lb./h}$$

100%

$$w_h = 634245.08 + 40509.52 = 674754.6 \text{ lb./h}$$

75%

$$w_h = 508220.36 + 31208.64 = 539429.0 \text{ lb/h}$$

50%

$$w_h = 374084.92 + 21533.08 = 395618.0 \text{ lb/h}$$

25%

$$w_h = 228003.8 + 11372.64 = 239376.44 \text{ lb/h}$$

d) Razones de capacidad, $C_c = w_c c_{p,c}$; $C_h = w_h c_{p,h}$

100%

$$c_{p,c} = 0.241 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F}$$

75%

$$c_{p,c} = 0.241 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F}$$

50%

$$c_{p,c} = 0.241 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F}$$

25%

$$c_{p,c} = 0.241 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F}$$

100%

$$c_{p,a} = 0.259 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F}$$

75%

$$c_{p,a} = 0.254 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F}$$

50%

$$c_{p,a} = 0.250 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F}$$

25%

$$c_{p,a} = 0.248 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F}$$

$X_{c,f}$: factor de corrección de productos de combustión y se lo busca en fig. B-13, apéndice B

100%

$$X_{c,f} = 1.078$$

75%

$$X_{c,f} = 1.074$$

50%

$$X_{c,f} = 1.070$$

25%

$$X_{c,f} = 1.061$$

100%

$$c_{p,h} = X_{c,f} c_{p,a} = 1.078 \times 0.259 = 0.279$$

75%

$$c_{p,h} = 1.074 \times 0.254 = 0.272 \text{ Btu/lb.}^{-\circ}\text{F}$$

50%

$$c_{p,h} = 1.070 \times 0.25 = 0.267 \text{ Btu/lb.}^{-\circ}\text{F}$$

25%

$$c_{p,h} = 1.061 \times 0.248 = 0.263 \text{ Btu/lb.}^{-\circ}\text{F}$$

100%

$$C_c = 634245.08 \times 0.241 = 152853.06 \text{ Btu/h}^{-\circ}\text{F}$$

75%

$$C_c = 507298 \times 0.241 = 122481.11 \text{ Btu/h}^{-\circ}\text{F}$$

50%

$$C_c = 374084.92 \times 0.241 = 90154.46 \text{ Btu/h}^{-\circ}\text{F}$$

25%

$$C_c = 228003.8 \times 0.241 = 54948.91 \text{ Btu/h-}^\circ\text{F}$$

100%

$$C_h = 674754.6 \times 0.279 = 188256.53 \text{ Btu/h-}^\circ\text{F}$$

75%

$$C_h = 539429.0 \times 0.272 = 146724.69 \text{ Btu/h-}^\circ\text{F}$$

50%

$$C_h = 394900. \times 0.267 = 105630.01 \text{ Btu/h-}^\circ\text{F}$$

25%

$$C_h = 239376.44 \times 0.263 = 62956.004 \text{ Btu/h-}^\circ\text{F}$$

e) Cambio de la razón de capacidad, $C^* = C_c/C_h$

100%

$$C^* = 152853.06/188256.53 = 0.81 \quad 0.80$$

75%

$$C^* = 122481.11/146724.69 = 0.83$$

50%

$$C^* = 90154.466/105630.01 = 0.85$$

25%

$$C^* = 54948.91/62956.00 = 0.872 \quad 0.9$$

3. Determinación del cambio de la razón de la capacidad de la matriz, C_r^*

a) Hacer uso de la fórmula $C_r^* = \frac{C_r}{C_{\min}}$

$$C_r = (\text{rev./h}) (\text{masa de masa de matriz}) c_{\text{sol.}}$$

$$\text{RPH} = 1.56 \text{ RPM} \times 60 = 93.6$$

$$\text{masa} = 387200 \text{ lbm}$$

$$c_{\text{sol.}} = 0.11 \text{ Btu/lbm-}^{\circ}\text{F}$$

100%

$$C_r^* = \frac{93.6 (387200) (0.11)}{152853.06} = 26.08$$

75%

$$C_r^* = \frac{93.6 (387200) (0.11)}{122481.11} = 32.54$$

50%

$$C_r^* = \frac{93.6 (387200) (0.11)}{90154.46} = 44.21$$

25%

$$C_r^* = \frac{93.6 (387200) (0.11)}{54948.91} = 72.55$$

- b) Determinar los $N_{tu,o}$ requeridos usando el valor calculado de C_r^* , la eficiencia de diseño, y el cambio de la razón de capacidad haciendo uso de las figuras B-5 y B-6 del apéndice B.

100%

$$C_r^* = 26.08$$

$$\varepsilon_i = 0.90$$

$$C^* = 0.80$$

$$N_{tu,o} = 6.2$$

75%

$$C_r^* = 32.54$$

$$\epsilon_i = 0.90$$

$$C^* = 0.83$$

$$N_{tu,o} = 6.49$$

50%

$$C_r^* = 44.21$$

$$\epsilon_i = 0.90$$

$$C^* = 0.85$$

$$N_{tu,o} = 6.91$$

25%

$$C_r^* = 72.55$$

$$\epsilon_i = 0.90$$

$$C^* = 0.90$$

$$N_{tu,o} = 7.7$$

4. Cálculo para ambos lados

a) Temperaturas de salida v promedio

$$T_{h,sal} = T_{h,ent} - \epsilon_i C^* (T_{h,ent} - T_{c,ent})$$

100%

$$\begin{aligned} T_{h,sal} &= 1188.6 - (0.90)(0.80)(1188.6 - 672) \\ &= 816.648 \text{ } ^\circ\text{R} \end{aligned}$$

75%

$$\begin{aligned} T_{h,sal} &= 1132.8 - (0.90)(0.83)(1132.8 - 672) \\ &= 788.58 \end{aligned}$$

50%

$$\begin{aligned} T_{h,sal} &= 1095 - (0.90)(0.85)(1095 - 672) \\ &= 771.40 \text{ } ^\circ\text{R} \end{aligned}$$

25%

$$\begin{aligned} T_{h,sal} &= 1069.8 - 0.90)(0.90)(1069.8 - 672) \\ &= 747.58 \text{ } ^\circ\text{R} \end{aligned}$$

$$T_{c,out} = \epsilon_i (T_{h,ent} - T_{c,ent}) + T_{c,ent}$$

100%

$$\begin{aligned} T_{c,sal} &= 0.90 (1188.6 - 672) + 672 = \\ &= 1136.94 \text{ } ^\circ\text{R} \end{aligned}$$

75%

$$\begin{aligned} T_{c,sal} &= 0.90 (1132.8 - 672) + 672 \\ &= 1086.72 \text{ } ^\circ\text{R} \end{aligned}$$

50%

$$\begin{aligned} T_{c,sal} &= 0.90 (1095 - 672) + 672 \\ &= 1052.7 \text{ } ^\circ\text{R} \end{aligned}$$

25%

$$\begin{aligned} T_{c,sal} &= 0.90 (1069.8 - 672) + 672 \\ &= 1030.02 \text{ } ^\circ\text{R} \end{aligned}$$

$$T_{h,prom} = (T_{h,sal} + T_{h,ent})/2$$

100%

$$T_{h,prom} = (816.64 + 1188.6)/2 = 1002.62 \text{ } ^\circ\text{R}$$

75%

$$T_{h,prom} = (788.58 + 1132.8)/2 = 960.69 \text{ } ^\circ\text{R}$$

50%

$$T_{h,prom} = (771.40 + 1095)/2 = 933.2 \text{ } ^\circ\text{R}$$

25%

$$T_{h,prom} = (747.58 + 1069.8)/2 = 908.69 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$T_{c,prom} = (T_{c,sal} + T_{c,ent})/2$$

100%

$$T_{c,prom} = (1136.94 + 672)/2 = 904.47 \text{ } ^\circ\text{R}$$

75%

$$T_{c,prom} = (1086.72 + 672)/2 = 879.36 \text{ } ^\circ\text{R}$$

50%

$$T_{c,prom} = (1052.7 + 672)/2 = 862.35 \text{ } ^\circ\text{R}$$

25%

$$T_{c,prom} = (1030.02 + 672)/2 = 851.01 \text{ } ^\circ\text{R}$$

b) Presiones de salida v promedio

$$P_{h,sal} = P_{h,ent} (1 - \Delta P/P_h)$$

$$100\% \quad P_{h,sal} = 32 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 6.55 \text{ lb/ft}^2$$

75%

$$P_{h,sal} = 15 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 3.072 \text{ lb/ft}^2$$

50%

$$P_{h,sal} = 10 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 2.048 \text{ lb/ft}^2$$

25%

$$P_{h,sal} = 5 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 1.024 \text{ lb/ft}^2$$

$$P_{c,sal} = P_{c,ent} (1 - \Delta P/P_c)$$

100%

$$P_{c,sal} = 410 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 83.96 \text{ lb/ft}^2$$

75%

$$P_{c,sal} = 265 \text{ mm H}_2\text{O} \times 0.2048 = 54.27 \text{ lb/ft}^2$$

50%

$$P_{c,sal} = 250 \text{ mm H}_2\text{O} (1-25) = 0.3429 \text{ psi}$$

$$0.3429 \times 144 = 49.37 \text{ lb/ft}^2$$

25%

$$P_{c,sal} = 180 \text{ mm H}_2\text{O} (1-10) = 0.2523 \text{ psi}$$

$$0.2523 \times 144 = 36.33 \text{ lb/ft}^2$$

$$P_{h,prom} = (P_{h,sal} + P_{h,ent})/2$$

100%

$$P_{c,prom} = (6.553 + 20.88)/2 = 13.71 \text{ lb/ft}^2$$

75%

$$P_{c,prom} = (3.072 + 12.28)/2 = 7.67 \text{ lb/ft}^2$$

50%

$$P_{c,prom} = (2.048 + 10.24)/2 = 6.14 \text{ lb/ft}^2$$

25%

$$P_{c,prom} = (1.024 + 6.553)/2 = 3.78 \text{ lb/ft}^2$$

$$P_{c,prom} = (P_{c,sal} + P_{c,ent})/2$$

100%

$$P_{c,prom} = (83.96 + 98.71)/2 = 91.34 \text{ lb/ft}^2$$

75%

$$P_{c,prom} = (54.27 + 61.84)/2 = 58.06 \text{ lb/ft}^2$$

50%

$$P_{c,prom} = (49.37 + 51.2) / 2 = 50.28 \text{ lb/ft}^2$$

25%

$$P_{c,prom} = (36.33 + 36.86) / 2 = 36.60 \text{ lb/ft}^2$$

c) Volumen específico de entrada, salida y promedio

$$v = RT / P$$

100%

$$\begin{aligned} v_{h,ent} &= 53.34 (1188.6) / 20.88 \\ &= 3036.394 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{h,sal} &= 53.34 (816.64) / 6.553 \\ &= 6647.273 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{h,prom} &= 53.34 (1002.62) / 13716 \\ &= 3899.077 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

75%

$$\begin{aligned} v_{h,ent} &= 53.34 (1132.8) / 12.28 \\ &= 4920.485 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{h,sal} &= 53.34 (788.58) / 3.072 \\ &= 13692.336 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{h,prom} &= 53.34 (960.69) / 7.676 \\ &= 6675.769 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

50%

$$\begin{aligned} v_{h,ent} &= 53.34 (1095) / 10.24 \\ &= 5703.837 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{h,sal} &= 53.34 (771.40)/2.048 \\ &= 20091.053 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{h,prom} &= 53.34 (933.2)/6.144 \\ &= 8101.707 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

25%

$$\begin{aligned} v_{h,ent} &= 53.34 (1069.8)/6.553 \\ &= 8707.940 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{h,sal} &= 53.34 (747.58)/1.024 \\ &= 38941.325 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{h,prom} &= 53.34 (908.69)/3.788 \\ &= 12795.545 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

100%

$$\begin{aligned} v_{c,ent} &= 53.34 (672)/98.713 \\ &= 363.118 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{c,sal} &= 53.34 (1135.94)/83.968 \\ &= 722.232 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{c,prom} &= 53.34 (904.47)/91.34 \\ &= 528.185 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

75%

$$\begin{aligned} v_{c,ent} &= 53.34 (672)/61.849 \\ &= 570.548 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{c,sal} &= 53.34 (1086.72)/54.272 \\ &= 1068.058 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{c,prom} &= 53.34 (879.36)/58.06 \\ &= 807.872 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

50%

$$\begin{aligned} v_{c,ent} &= 53.34 (672)/51.2 \\ &= 700.087 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{c,sal} &= 53.34 (1052.7)/49.377 \\ &= 1137.189 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{c,prom} &= 53.34 (862.35)/50.28 \\ &= 914.831 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

25%

$$\begin{aligned} v_{c,ent} &= 53.34 (672)/36.864 \\ &= 972.343 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{c,sal} &= 53.34 (1030.03)/36.331 \\ &= 1512.242 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{c,prom} &= 53.34 (851.01)/36.60 \\ &= 1240.242 \text{ ft}^3/\text{lbm} \end{aligned}$$

5. Determinar desde las tablas de aire y gas de figura B-11

a) Viscosidad, $T_{h,prom}$ y $u_{c,prom}$

100%

$$T_{h,prom} = 1002.62^{\circ}\text{R} = 542.62^{\circ}\text{F}$$

$$u_{c,prom} = 0.0705 \text{ lbm/h-ft}$$

$$T_{h,prom} = 904.47^{\circ}\text{R} = 444.47^{\circ}\text{F}$$

$$u_{c,prom} = 0.0662 \text{ lbm/h-ft}$$

75%

$$T_{h,prom} = 960.69^{\circ}\text{R} = 500.69^{\circ}\text{F}$$

$$u_{v,prom} = 0.0685 \text{ lbm/h-ft}$$

$$T_{h,prom} = 879.36^{\circ}R = 419.36^{\circ}F$$

$$u_{c,prom} = 0.0645 \text{ lbm/h-ft}$$

50%

$$T_{h,prom} = 933.2^{\circ}R = 473.2^{\circ}F$$

$$u_{c,prom} = 0.0672 \text{ lbm/h-ft}$$

$$T_{h,prom} = 862.35^{\circ}R = 402.35^{\circ}F$$

$$u_{c,prom} = 0.0632, \text{ lbm/h-ft}$$

25%

$$T_{h,prom} = 908.69^{\circ}R = 448.69^{\circ}F$$

$$u_{c,prom} = 0.0662 \text{ lbm/h-ft}$$

$$T_{h,prom} = 851.01^{\circ}R = 391.01^{\circ}F$$

$$u_{c,prom} = 0.025 \text{ lbm/h-ft}$$

b) Numero de Prandtl, $N_{Pr,h,prom}$ y $N_{Pr,c,prom}$ y resolver para $N_{Pr,prom}^{2/3}$ para ambos lados

100%

$$T_{h,prom} = 542.62^{\circ}F$$

$$N_{Pr,h,prom} = 0.675$$

$$N_{Pr,h,prom}^{2/3} = 0.768$$

$$T_{c,prom} = 444.47^{\circ}F$$

$$N_{Pr,prom} = 0.683$$

$$N_{Pr,c,prom}^{2/3} = 0.774$$

75%

$$T_{h,prom} = 500.69^{\circ}F$$

$$N_{Pr,h,prom} = 0.675$$

$$N_{Pr,h,prom}^{2/3} = 0.768$$

$$T_{c,prom} = 419.36^{\circ}F$$

$$N_{Pr,prom} = 0.683$$

$$N_{Pr,c,prom}^{2/3} = 0.774$$

50%

$$T_{h,prom} = 473.2^{\circ}F$$

$$N_{Pr,h,prom} = 0.675$$

$$N_{Pr,h,prom}^{2/3} = 0.768$$

$$T_{c,prom} = 402.35^{\circ}F$$

$$N_{Pr,prom} = 0.683$$

$$N_{Pr,c,prom}^{2/3} = 0.774$$

25%

$$T_{h,prom} = 448.69^{\circ}F$$

$$N_{Pr,h,prom} = 0.683$$

$$N_{Pr,h,prom}^{2/3} = 0.774$$

$$T_{c,prom} = 391.01^{\circ}F$$

$$N_{Pr,prom} = 0.687$$

$$N_{Pr,c,prom}^{2/3} = 0.777$$

Todos los pasos siguientes serán computados para el 100% de carga.

6. Seleccionar arbitrariamente un número de Reynolds, N_R

$$N_R = 600$$

7. De curva j y f versus N_R (fig. B-12, apéndice B) y haciendo uso del número de Reynolds del paso anterior leer los valores siguientes de j y f .

$$j = 0.0139 \qquad f = 0.085$$

8. Resolver para N_{St}/f para ambos lados

$$N_{St}/f = j / N_{Pr}^{2/3} \times f$$

$$(N_{St}/f)_h = 0.0139 / (0.768 \times 0.085) = 0.212$$

$$(N_{St}/f)_c = 0.0139 / (0.774 \times 0.085) = 0.211$$

9. Asumir un valor para $(hA)^*$

$$(hA)^* = 0.7$$

10. Resolver para $N_{St}L/r_h$ para ambos lados

$$(N_{St}L/r_h)_h = 6.2 (0.8) (1 + 1/0.7) = 12.04$$

$$)_c = 6.2 (1 + 0.7) = 10.54$$

11. Dato del $\Delta P/P$

$$(\Delta P/P)_h = 0.13 \text{ psi} \times 144 = 18.72 \text{ lb/ft}^2$$

$$(\Delta P/P)_c = 9.94 \times 10^{-2} \text{ psi} \times 144 = 14.31 \text{ lb/ft}^2$$

12. Resolver para G^2 para ambos lados

$$G_h^2 = 8.34 \times 10^8 \times \left(\frac{20.88}{3899.077} \right) \left(\frac{18.72}{12.04} \right) 0.212$$

$$= 1472142.8$$

$$G_h = 1213.32$$

$$G_c^2 = 8.34 \times 10^8 \times \left(\frac{98.713}{528.185} \right) \left(\frac{14.31}{10.54} \right) 0.211$$

$$G_c = 6682,17$$

13. Resolver para número de Reynold para ambos lados

$$N_{R,h} = \frac{0.0655 (1213.32)}{0.0705} = 1127.27$$

$$N_{R,c} = \frac{0.0655 (6682.17)}{0.0662} = 6611.51$$

14. Repetir los pasos 7 y 8 y resolver N_{St} para ambos lados usando valor calculado de N_R desde paso 13

$$N_{R,h} = 1127.27 \quad N_{R,c} = 6611.51$$

$$J_h = 0.0103 \quad J_c = 0.007$$

$$f_h = 0.0683 \quad f_c = 0.0468$$

$$N_{St,h} = 0.0103/0.768 \quad N_{St,c} = 0.007/0.774$$

$$= 1.3411 \times 10^2 \quad = 9.0439 \times 10^3$$

15. Resolver para $(hA)^*$ desde

$$(hA)^* = C^* \frac{N_{St,c}}{N_{St,h}}$$

$$(hA)^* = 0.8 \left(\frac{9.0439 \times 10^3}{1.3411 \times 10^2} \right) = 0.539$$

16. Este valor de $(hA)^*$ calculado no coincide con el valor asumido por lo tanto se procede haciendo uso de un proceso iterativo

PRIMERA ITERACION

17. Resolver para $N_{St} L/r_h$ y para N_{St}/f para ambos lados

$$N_{St} L/r_h)_h = 6.2 (0.8) (1 + 1/0.539) = 14,16$$

$$)_c = 6.2 (1 + 0.539) = 9.54$$

$$N_{St}/f)_h = 1.3411 \times 10^2 / 0.0683 = 0.196$$

$$N_{St}/f)_c = 9.0439 \times 10^3 / 0.0468 = 0.193$$

18. Resolver para G^2 para ambos lados

$$G_h^2 = 8.34 \times 10^8 \times \frac{20.88}{3899.077} \times \frac{18.72}{14.16} \times 0.196$$

$$= 1157266.5$$

$$G_h = 1075.76$$

$$G_c^2 = 8.34 \times 10^8 \times \frac{98.713}{528.185} \times \frac{14.31}{9.54} \times 0.193$$

$$= 45123513$$

$$G_c = 6717.40$$

18. Resolver para ambos lados el número de Reynolds

$$N_{R,h} = 999.46$$

$$N_{R,c} = 6646.37$$

$$j_h = 0.0112$$

$$j_c = 0.007$$

$$f_h = 0.07$$

$$f_c = 0.0468$$

$$N_{St,h} = 0.0112 / 0.768$$

$$N_{St,c} = 0.007 / 0.774$$

$$= 1.4583 \times 10^2$$

$$= 9.0439 \times 10^3$$

$$(hA)^* = 0.8 \times \frac{9.0439 \times 10^3}{1.4583 \times 10^2} = 0.496$$

SEGUNDA ITERACION

$$21. N_{St}L/r_h)_h = 6.2 (0.8)(1 + 1/0.496) = 14.96$$

$$N_{St}L/r_h)_c = 6.2 (1 + 0.496) = 9.27$$

$$N_{St}/f)_h = 0.208$$

$$N_{St}/f)_c = 0.193$$

$$G_h^2 = 1162444.7$$

$$G_h = 1078.16$$

$$G_c^2 = 46437790$$

$$G_c = 6814.52$$

$$\begin{aligned}
 N_{R,h} &= 1001.69 & N_{R,c} &= 6742.46 \\
 J_h &= 0.0112 & J_c &= 0.007 \\
 f_h &= 0.07 & f_c &= 0.0468 \\
 N_{St,h} &= 1.4583 \times 10^2 & N_{St,c} &= 9.0439 \times 10^3 \\
 (hA)^* &= 0.8 \times \frac{9.0439 \times 10^{-3}}{1.4583 \times 10^{-2}} = 0.496
 \end{aligned}$$

22. Ahora, habiendo obtenido los valores finales para N_R , $(N_{St} L/r_h)$ y $(hA)^*$, para ambos lados se continúa con el procedimiento de cálculo.

23. Resolver el área frontal a partir del diámetro de la matriz

$$\begin{aligned}
 D &= 2 \sqrt{\frac{A_{fr,t}}{\pi}} & D &= 24.81 \text{ ft.} \\
 A_{fr,t} &= \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 \\
 &= \pi \left(\frac{24.81}{2}\right)^2 = 483.44 \text{ ft}^2
 \end{aligned}$$

24. Resolver el área frontal para ambos lados a partir del

$A_{fr,t}$ incluyendo un 10% por los sellos.

$$A_{fr,t} = 1.10 (A_{fr,h} + A_{fr,c}) \quad (a)$$

$$\frac{A_h}{A_c} = \frac{A_{fr,h}}{A_{fr,c}} \quad (b) \quad A_h = 75523.97 \text{ ft}^2$$

$$A_c = 17213.44 \text{ ft}^2 \quad (c)$$

$$\text{De (a)} \quad A_{fr,h} = \frac{A_{fr,t}}{1.10} - A_{fr,c} \quad (d)$$

Reemplazando (c) y (d) en (b) nos resulta

$$\frac{75523.97}{17213.44} = \frac{(483.44/1.10 - A_{fr,c})}{A_{fr,c}}$$

$$4.39 = \frac{439.49 - A_{fr,c}}{A_{fr,c}}$$

$$4.39 (A_{fr,c}) = 439.49 - A_{fr,c}$$

$$A_{fr,c} = 81.53 \text{ ft}^2$$

$$A_{fr,h} = 439.49 - 81.53 = 357.96 \\ = 357.96 \text{ ft}^2$$

25. Resolver el área efectiva de flujo libre (A_C) para ambos lados

$$A_C = p (A_{fr})$$

$$A_{C,h} = p (A_{fr,h}) = 0.721 \times 357.96 = 258.08 \text{ ft}^2$$

$$A_{C,c} = p (A_{fr,c}) = 0.721 \times 81.53 = 58.78 \text{ ft}^2$$

26. Resolver la razón A/A_C

$$\frac{A_h}{A_{C,h}} = \frac{A_c}{A_{C,c}} = \frac{L}{r_h} = \frac{75523.97}{258.08} = 292.64$$

27. Resolver el número de unidades de transferencia de calor

N_{tu} para ambos lados

$$N_{tu,h} = 1.4583 \times 10^{-2} \times (292.64) = 4.27$$

$$N_{tu,c} = 9.0439 \times 10^{-63} \times (292.64) = 2.65$$

28. Resolver el número de unidades de transferencia de calor

$N_{tu,o}$ del intercambiador

$$N_{tu,o} = \frac{1}{\frac{1}{2.65} + \frac{0.80}{4.27}} = 1.7708 = 1.77$$

29. Determinar de la figura B-6 del apéndice B la eficiencia del intercambiador haciendo uso de C^* , C_r^* y $N_{tu,o}$

$$\left. \begin{aligned} C^* &= 0.80 \\ C_r^* &= 26.12 \\ N_{tu,o} &= 1.77 \end{aligned} \right\} \varepsilon = 66\%$$

Todos los pasos computados a continuación serán para 75% de carga

6. Seleccionar arbitrariamente un número de Reynolds, N_R
- $$N_R = 600$$
7. De curva j y f versus N_R (fig. B-12, apéndice B) y haciendo uso del número de Reynolds del paso anterior leer los valores siguientes de j y f .

$$j = 0.0139 \qquad f = 0.085$$

8. Resolver para N_{St}/f para ambos lados
- $$N_{St}/f)_h = 0.0139/0.768 \times 0.085 = 0.212$$
- $$N_{St}/f)_c = 0.0139/0.774 \times 0.085 = 0.211$$

9. Asumir un valor para $(hA)^*$

$$(hA)^* = 0.7$$

10. Resolver para $N_{St}L/r_h$ para ambos lados

$$N_{St}L/r_h)_h = 6.49 (0.83) (1 + 1/0.7) = 13.08$$

$$N_{St}L/r_h)_c = 6.49 (1 + 0.7) = 11.033$$

11. Dato del $\Delta P/P$

$$\Delta P/P)_h = 12.27 \text{ lb/ft}^2$$

$$\Delta P/P)_c = 9.20 \text{ lb/ft}^2$$

12. Resolver para G^2 para ambos lados

$$G_h^2 = 8.34 \times 10^8 \times \frac{12.28}{6675.769} \times \frac{12.27}{13.08} \times 0.212$$

$$= 305095.49$$

$$G_h = 552.35$$

$$G_c^2 = 8.34 \times 10^8 \times \frac{61.84}{807.872} \times \frac{9.20}{11.033} \times 0.211$$

$$= 11232324$$

$$G_c = 3351.46$$

13. Resolver para número de Reynolds para ambos lados

$$N_{R,h} = \frac{0.0655 (552.35)}{0.0685} = 528.15$$

$$N_{R,c} = \frac{0.0655 (3351.46)}{0.0645} = 3403.42$$

14. Repetir los pasos 7 y 8 y resolver N_{St} para ambos lados usando valor calculado de N_R desde paso 13.

$$N_{R,h} = 528.15$$

$$N_{R,c} = 3403.42$$

$$J_h = 0.0143$$

$$J_c = 0.008$$

$$f_h = 0.088$$

$$f_c = 0.052$$

$$N_{St,h} = 0.0143/0.768$$

$$N_{St,c} = 0.008/0.774$$

$$= 1.8619 \times 10^{-2}$$

$$= 1.0335 \times 10^{-2}$$

15. Resolver para $(hA)^*$ desde

$$(hA)^* = C^* \frac{N_{St,c}}{N_{St,h}}$$

$$(hA)^* = 0.83 \times \frac{1.0335 \times 10^{-2}}{1.8619 \times 10^{-2}} = 0.460$$

16. Este valor de $(hA)^*$ calculado no coincide con el valor asumido por lo tanto proceder haciendo uso de un proceso iterativo

PRIMERA ITERACION

17. Resolver para $N_{St}L/r_h$ y para N_{St}/f para ambos lados

$$N_{St}L/r_h)_h = 6.49 (0.83)(1 + 1/0.460) = 17.09$$

$$)_c = 6.49 (1 + 0.460) = 9.47$$

$$N_{St}/f)_h = 1.8619 \times 10^{-2}/0.088 = 0.211$$

$$)_c = 1.0335 \times 10^{-2}/0.052 = 0.198$$

18. Resolver para G^2 para ambos lados

$$G_h^2 = 8.34 \times 10^8 \times \frac{12.28}{6675.769} \times \frac{12.27}{17.09} \times 0.211$$

$$= 232406.4$$

$$G_c^2 = 8.34 \times 10^8 \times \frac{61.84}{807.872} \times \frac{9.20}{9.47} \times 0.198$$

$$= 12279934$$

$$G_c = 3504.27$$

19. Resolver el número de Reynolds para ambos lados

$$N_{R,h} = \frac{0.0655 (482.08)}{0.0685} = 460.96$$

$$N_{R,c} = \frac{0.0655 (3504.27)}{0.0645} = 3558.59$$

$$N_{R,h} = 460.96 \qquad N_{R,c} = 3558.59$$

$$J_h = 0.0154 \qquad J_c = 0.008$$

$$f_h = 0.0950 \qquad f_c = 0.052$$

$$N_{St,h} = 0.0154/0.768 \qquad N_{St,c} = 0.008/0.774$$

$$= 2.0052 \times 10^{-2} \qquad = 1.0335 \times 10^{-2}$$

20. Repetir los pasos 14 a 19 hasta que la convergencia es alcanzada (2 o 3 veces es lo más necesario debido a la rápida convergencia)

$$(hA)^* = \frac{0.83 \times 1.0335 \times 10^{-2}}{2.0052 \times 10^{-2}} = 0.427$$

SEGUNDA ITERACION

$$21. N_{St} L/r_h)_h = 6.49 (0.83) (1 + 1/0.427) = 18.00$$

$$N_{St} L/r_h)_c = 6.49 (1 + 0.427) = 9.26$$

$$N_{St}/f)_h = 0.211$$

$$N_{St}/f)_c = 0.198$$

$$G_h^2 = 8.34 \times 10^8 \times \frac{12.28}{6675.769} \times \frac{12.27}{18} \times 0.211$$

$$\begin{aligned}
 &= 220656.96 \\
 G_h &= 469.74 \\
 G_c^2 &= 8.34 \times 10^8 \times \frac{61.84}{807.872} \times \frac{9.20}{9.26} \times 0.198 \\
 &= 12558420 \\
 G_c &= 3543.78 \\
 N_{R,h} &= 449.16 & N_{R,c} &= 3598.72 \\
 J_h &= 0.0158 & J_c &= 0.0078 \\
 f_h &= 0.0975 & f_c &= 0.0514 \\
 N_{St,h} &= 0.0158/0.768 & N_{St,c} &= 0.0078/0.774 \\
 &= 20572 \times 10^{-2} & &= 1.0077 \times 10^{-2} \\
 (hA)^* &= \frac{0.83 \times 1.0077 \times 10^{-2}}{2.0572 \times 10^{-2}} = 0.406
 \end{aligned}$$

TERCERA ITERACION

$$\begin{aligned}
 21. N_{St} L/r_h)_h &= 6.49 (0.83) (1 + 1/0.406) = 18.65 \\
 N_{St} L/r_h)_c &= 6.49 (1 + 0.406) = 9.12 \\
 N_{St}/f)_h &= 0.210 \\
 N_{St}/f)_c &= 0.196 \\
 G_h^2 &= 211957.19 \\
 G_h &= 460.38 \\
 G_c^2 &= 12622403
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 G_c &= 3552.80 \\
 N_{R,h} &= 440.21 & N_{R,c} &= 3607.88 \\
 J_h &= 0.0158 & J_c &= 0.0078 \\
 f_h &= 0.0975 & f_c &= 0.0514 \\
 N_{St,h} &= 2.0572 \times 10^{-2} & N_{St,c} &= 1.0077 \times 10^{-2} \\
 (hA)^* &= 0.406
 \end{aligned}$$

22. Ahora, teniendo los valores finales para N_R , $(N_{St}L/r_h)$ y $(hA)^*$ para ambos lados se procede o se continua.

23. Resolver el área frontal total a partir del diámetro de la matriz

$$\begin{aligned}
 D &= 2 \sqrt{\frac{A_{fr,t}}{\Pi}} & D &= 24.81 \text{ ft.} \\
 A_{fr,t} &= \Pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 \\
 &= \Pi \left(\frac{24.81}{2}\right)^2 = 483.44 \text{ ft}^2
 \end{aligned}$$

24. Resolver el área frontal para ambos lados a partir del $A_{fr,t}$ incluyendo un 10% por los sellos.

$$A_{fr,t} = 1.10 (A_{fr,h} + A_{fr,c}) \quad (a)$$

$$\frac{A_h}{A_c} = \frac{A_{fr,h}}{A_{fr,c}} \quad (b) \quad A_h = 75523.97 \text{ ft}^2$$

$$A_c = 17213.44 \text{ ft}^2$$

$$\text{De (a) nos resulta : } A_{fr,h} = \frac{A_{fr,t}}{1.10} - A_{fr,c} \quad (d)$$

Reemplazando (c) y (d) en (b) nos resulta:

$$\frac{75523.97}{17213.44} = \frac{(483.44/1.10) - A_{fr,c}}{A_{fr,c}}$$

$$4.39 = \frac{4.3949 - A_{fr,c}}{A_{fr,c}}$$

$$A_{fr,c} = 81.53 \text{ ft}^2$$

$$\begin{aligned} A_{fr,h} &= 439.49 - 81.53 = 357.96 \\ &= 357.96 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

25. Resolver el área efectiva de flujo libre (A_c) para ambos lados

$$A_c = p (A_{fr})$$

$$A_{c,h} = p (A_{fr,h}) = 0.721 \times 357.96 = 258.08 \text{ ft}^2$$

$$A_{c,c} = p (A_{fr,c}) = 0.721 \times 81.53 = 58.78 \text{ ft}^2$$

26. Resolver la razón A/A_c

$$\frac{A_h}{A_{c,h}} = \frac{A_c}{A_{c,c}} = \frac{L}{r_h} = \frac{75523.97}{258.08} = 292.64$$

27. Resolver el número de unidades de transferencia de calor N_{tu} para ambos lados

$$N_{tu,h} = 2.0572 \times 10^{-2} \times 292.64 = 6.02$$

$$N_{tu,c} = 1.0077 \times 10^{-2} \times 292.64 = 2.94$$

28. Resolver el número de unidades de transferencia de calor

$N_{tu,o}$ del intercambiador.

$$N_{tu,o} = \frac{1}{\frac{1}{2.94} + \frac{0.83}{6.02}} = 2.09$$

29. Determinar de figuras B-5 y B-6 del apéndice B la eficiencia del intercambiador mediante una interpolación lineal, haciendo uso de C^* , C_R^* y $N_{tu,o}$ previamente resueltos.

$$C^* = 0.90 \text{ -----} = 80\%$$

$$C^* = 0.83 \text{ -----} = X$$

$$C^* = 0.80 \text{ -----} = 66\%$$

$$X = \frac{0.007 \times 14}{0.1} = 9.8$$

Por lo tanto = 70.2% para $C^* = 0.83$ y $C_R^* = 32.60$

Todos los pasos siguientes serán computados para: 50% de carga.

6. Seleccionar arbitrariamente un número de Reynolds, N_R

$$N_R = 600$$

7. De curva j y f versus N_R (fig. B-12, apéndice B) y haciendo uso del número de Reynolds del paso anterior leer los valores siguientes de j y f.

$$j = 0.0139 \qquad f = 0.085$$

8. Resolver para N_{St}/f para ambos lados

$$N_{St}/f = j/N_{Pr}^{2/3} \times f$$

$$N_{St}/f = 0.0139/(0.774 \times 0.085) = 0.211$$

$$) = 0.0139/(0.768 \times 0.085) = 0.212$$

9. Asumir un valor para $(hA)^*$

$$(hA)^* = 0.7$$

10. Resolver para $N_{St}L/r_h$ para ambos lados

$$N_{St}L/r_h)_h = N_{tu,o} C^* (1 + 1/hA^*)$$

$$)_c = N_{tu,o} (1 + hA^*)$$

$$)_h = 6.91 (0.85) (1 + 1/0.7) = 14.26$$

$$)_c = 6.91 (1 + 0.7) = 11.74$$

11. Datos del $\Delta P/P$

$$\Delta P/P)_h = 6.13 \text{ lb/ft}^2$$

$$\Delta P/P)_c = 5.11 \text{ lb/ft}^2$$

12. Resolver para G^2 para ambos lados

$$G^2 = 2g_c P_{ent} \text{ prom} \left(\frac{\Delta P/P}{N_{St}L/r_h} \right) \left(\frac{N_{St}}{f} \right)$$

$$G_h^2 = 8.34 \times 10^8 \times \frac{10.24}{8101.707} \times \frac{6.13}{14.26} \times 0.212$$

$$= 96065.244$$

$$\begin{aligned}
 G_h &= 309.94 \\
 G_c^2 &= 8.34 \times 10^8 \times \frac{51.2}{914.831} \times \frac{5.11}{11.74} \times 0.211 \\
 &= 4286772.1 \\
 G_c &= 2070.45
 \end{aligned}$$

13. Resolver para número de Reynolds para ambos lados

$$\begin{aligned}
 N_R &= 4r_h G/u_{prom} \\
 N_{R,h} &= \frac{0.0655 (309.94)}{0.0672} = 302.09 \\
 N_{R,c} &= \frac{0.0655 (2070.45)}{0.0632} = 2145.79
 \end{aligned}$$

14. Repetir los pasos 7 y 8 y resolver N_{St} para ambos lados usando valor calculado de N_R desde paso 13.

$$\begin{array}{ll}
 N_{R,h} &= 302.09 & N_{R,c} &= 2145.79 \\
 j_h &= 0.020 & j_c &= 0.009 \\
 f_h &= 0.125 & f_c &= 0.0585 \\
 N_{St,h} &= 0.020/0.768 & N_{St,c} &= 0.009/0.774 \\
 &= 2.6041 \times 10^{-2} & &= 1.1627 \times 10^{-2}
 \end{array}$$

15. Resolver para $(hA)^*$ desde

$$\begin{aligned}
 (hA)^* &= C^* \frac{N_{St,c}}{N_{St,h}} \\
 (hA)^* &= 0.85 \times \frac{1.1627 \times 10^{-2}}{2.6041 \times 10^{-2}} = 0.379
 \end{aligned}$$

16. Este valor de $(hA)^*$ calculado no coincide con el valor a

sumido por lo tanto procedo haciendo uso de un proceso iterativo

PRIMERA ITERACION

17. Resolver para $N_{St} L / r_h$ y para N_{St} / f para ambos lados

$$\begin{aligned} N_{St} L / r_h)_c &= 6.91 (1 + 0.379) = 9.52 \\)_h &= 6.91 (0.85) (1 + 1/0.379) = 21.37 \end{aligned}$$

18. Resolver para G^2 para ambos lados

$$\begin{aligned} G_h^2 &= 62893.934 \\ G_h &= 250.78 \\ G_c^2 &= 4960715.1 \\ G_c &= 2227.26 \end{aligned}$$

19. Resolver el número de Reynolds para ambos lados

$$\begin{aligned} N_{R,h} &= 244.43 & N_{R,c} &= 2308.31 \\ 20. \quad j_h &= 0.023 & j_c &= 0.0089 \\ f_h &= 0.144 & f_c &= 0.0578 \\ N_{St,h} &= 0.023/0.768 & N_{St,c} &= 0.0089/0.774 \\ &= 2.9947 \times 10^{-2} & &= 1.1498 \times 10^{-2} \\ (hA)^* &= 0.90 \times \underline{1.1498 \times 10^{-2}} \\ &= 0.326 \end{aligned}$$

SEGUNDA ITERACION

21. $N_{St} L / r_h)_h = 6.91 (0.85) (1 + 1/0.326) = 23.89$

$$\begin{aligned}
 N_{St} L/r_h)_c &= 6.91 (1 + 0.326) = 9.16 \\
 N_{St}/f)_h &= 0.207 \\
 N_{St}/f)_c &= 0.198 \\
 G_h^2 &= 55989.185 \\
 &= 236.62 \\
 G_c^2 &= 5155677.6 \\
 &= 2270.61 \\
 N_{R,h} &= 230.63 & N_{R,c} &= 2353.24 \\
 j_h &= 0.025 & j_c &= 0.0089 \\
 f_h &= 0.15 & f_c &= 0.0578 \\
 N_{St,h} &= 0.025/0.768 & N_{St,c} &= 0.0089/0.774 \\
 &= 3.2552 \times 10^{-2} & &= 1.1498 \times 10^{-2} \\
 (hA)^* &= 0.85 \times \frac{1.1498 \times 10^{-2}}{3.2552 \times 10^{-2}} \\
 &= 0.30
 \end{aligned}$$

TERCERA ITERACION

$$\begin{aligned}
 21. \quad N_{St} L/r_h)_h &= 6.91 (0.85) (1 + 1/0.30) = 25.45 \\
 &)_c = 6.91 (1 + 0.30) = 8.98 \\
 N_{St}/f)_h &= 0.217 \\
 &)_c = 0.198 \\
 G_h^2 &= 55096.232 \\
 &= 234.72 \\
 G_c^2 &= 5259020.8 \\
 &= 2293.25 \\
 N_{R,h} &= 228.78 & N_{R,c} &= 2376.70
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 j_h &= 0.025 & j_c &= 0.0089 \\
 f_h &= 0.15 & f_c &= 0.0578 \\
 N_{St,h} &= 0.025/0.768 & N_{St,c} &= 0.0089/0.774 \\
 &= 3.2552 \times 10^{-2} & &= 1.1498 \times 10^{-2} \\
 (hA)^* &= 0.85 \times \frac{1.1498 \times 10^{-2}}{3.2552 \times 10^{-2}} \\
 &= 0.30
 \end{aligned}$$

22. Ahora, teniendo los valores finales para N_R , ($N_{St}L/r_h$) y $(hA)^*$ para ambos lados, se continúa.

23. Resolver el área frontal total a partir del diámetro de la matriz

$$D = 2 \frac{A_{fr,t}}{II} \qquad D = 24.81 \text{ ft}$$

$$A_{fr,t} = II \left(\frac{D}{2} \right)^2 = II \left(\frac{24.81}{2} \right)^2 = 483.44 \text{ ft}^2$$

24. Resolver el área frontal para ambos lados a partir del $A_{fr,t}$ incluyendo un 10% por los sellos.

$$A_{fr,t} = 1.10 (A_{fr,h} + A_{fr,c}) \qquad (a)$$

$$\frac{A_h}{A_c} = \frac{A_{fr,h}}{A_{fr,c}} \qquad (b)$$

$$\begin{aligned}
 A_h &= 75523.97 \text{ ft}^2 \\
 A_c &= 17213.44 \text{ ft}^2
 \end{aligned} \qquad (c)$$

De (a) nos resulta:

$$A_{fr,h} = \frac{A_{fr,t}}{1.10} - A_{fr,c} \qquad (d)$$

Reemplazando (c) y (d) en (b) nos resulta:

$$\frac{75523.97}{17213.44} = \frac{(483.44/1.10) - A_{fr,c}}{A_{fr,c}}$$

$$4.39 = \frac{439.49 - A_{fr,c}}{A_{fr,c}}$$

$$A_{fr,c} = 81.53 \text{ ft}^2$$

$$\begin{aligned} A_{fr,h} &= 439.49 - 81.53 = 357.96 \\ &= 357.96 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

25. Resolver el área efectiva de flujo libre (A_c) para ambos lados

$$A_c = D (A_{fr})$$

$$A_{c,h} = P (A_{fr,h}) = 0.721 \times 357.96 = 258.08 \text{ ft}^2$$

$$A_{c,c} = D (A_{fr,c}) = 0.721 \times 81.53 = 58.78 \text{ ft}^2$$

26. Resolver la razón A/A_c

$$\frac{A_h}{A_{c,h}} = \frac{A_c}{A_{c,c}} = \frac{L}{r_h} = 292.64$$

27. Resolver el número de unidades de transferencia de calor N_{tu} para ambos lados.

$$N_{tu} = N_{St} A/A_c$$

$$N_{tu,h} = 3.2552 \times 10^{-2} (292.64) = 9.52$$

$$N_{tu,c} = 1.1498 \times 10^{-2} (292.64) = 3.36$$

28. Resolver el número de unidades de transferencia de calor $N_{tu,o}$ del intercambiador.

$$N_{tu,o} = \frac{1}{\frac{1}{3.36} + \frac{0.85}{9.52}} = 2.58$$

29. Determinar de la fig. B-5 y B-6 del apéndice B la eficiencia del intercambiador haciendo uso de C^* , C_r^* y $N_{tu,o}$ previamente resueltos. Realizaré una interpolación lineal.

$$\begin{aligned} C^* &= 0.90 \text{ -----} = 80\% \\ C^* &= 0.85 \text{ -----} = X \\ C^* &= 0.80 \text{ -----} = 66\% \\ X &= \frac{0.05 \times 14}{0.1} = 7 \end{aligned}$$

Por lo tanto = 73% para $C^* = 0.85$ y $C_r^* = 44.30$

Todos los paso siguientes serán computados para: 25% de car
ra.

6. Seleccionar arbitrariamente un número de Reynolds, N_R

$$N_R = 600$$

7. De curva j y f versus N_R (fig. B-12, apéndice B) y haciendo uso del número de Reynolds del paso anterior leer los valores siguientes de j y f .

$$j = 0.0139 \qquad f = 0.085$$

8. Resolver para N_{St}/f para ambos lados

$$N_{St}/f = j/N_{Pr}^{2/3} \times f$$

$$N_{St}/f)_c = 0.0139/(0.774 \times 0.085) = 0.211$$

$$)_{h} = 0.0130/(0.768 \times 0.085) = 0.212$$

9. Asumir un valor para $(hA)^*$

$$(hA)^* = 0.7$$

10. Resolver para $N_{St}L/r_h$ para ambos lados

$$N_{St}L/r_h)_h = N_{tu,o} C^* (1 + 1/hA^*)$$

$$N_{St}L/r_h)_c = N_{tu,o} (1 + hA^*)$$

$$)_{h} = 7.7 (0.9)(1 + 1/0.7) = 16.83$$

$$)_{c} = 7.7 (1 + 0.7) = 13.09$$

11. Dato del $\Delta P/P$

$$\Delta P/P)_h = 2.048 \text{ lb/ft}^2$$

$$\Delta P/P)_c = 2.048 \text{ lb/ft}^2$$

12. Resolver para G^2 para ambos lados

$$G^2 = 2g_c P_i \text{ prom} \left(\frac{\Delta P/P}{N_{St}L/r_h} \right) \left(\frac{N_{St}}{f} \right)$$

$$G_c^2 = 8.34 \times 10^8 \left(\frac{36.86}{1240.242} \right) \left(\frac{2.048}{13.09} \right) = 818253.18$$

$$= 904.57$$

$$G_h^2 = 8.34 \times 10^8 \left(\frac{6.55}{12795.545} \right) \left(\frac{2.048}{16.83} \right) = 11013.624$$

$$= 104.94$$

13. Resolver para el número de Reynolds para ambos lados

$$N_R = 4r_h G/u_{\text{prom}}$$

$$N_{R,h} = \frac{0.0655 (104.94)}{0.0662} = 103.83$$

$$N_{R,c} = \frac{0.0655 (904.57)}{0.0625} = 947.98$$

14. Repetir pasos 7 y 8 y resolver para N_{St} para ambos lados usando valor calculado de N_R desde paso 13.

$$N_{R,h} = 103.83$$

$$N_{R,c} = 947.98$$

$$j_h = 0.044$$

$$j_c = 0.0115$$

$$f_h = 0.268$$

$$f_c = 0.072$$

$$N_{St,h} = 0.044/0.774 \\ = 5.6847 \times 10^{-2}$$

$$N_{St,c} = 0.0115/0.777 \\ = 1.4800 \times 10^{-2}$$

15. Resolver para $(hA)^*$ desde

$$(hA)^* = C^* \frac{N_{St,c}}{N_{St,h}} \\ = 0.90 \times \frac{1.4800 \times 10^{-2}}{5.6847 \times 10^{-2}} = 0.234$$

16. Este valor de $(hA)^*$ calculado no coincide con el valor asumido por lo tanto procedo haciendo uso de un proceso iterativo.

PRIMERA ITERACION

17. Resolver para $N_{St} L/r_h$ y para N_{St}/f para ambos lados

$$N_{St} L/r_h = 7.7 (0.80) (1 + 1/0.234) = 36.54$$

$$)_c = 7.7 (1 + 0.234) = 9.50$$

$$\begin{aligned} N_{St/f}) &= 5.6847 \times 10^{-2} / 0.268 && = 0.212 \\) &= 1.48 \times 10^{-2} / 0.072 && = 0.205 \end{aligned}$$

18. Resolver para G^2 para ambos lados

$$\begin{aligned} G_h^2 &= 8.34 \times 10^8 \left(\frac{6.55}{12795.545} \right) \left(\frac{2.048}{36.54} \right) \times 0.212 \\ &= 5072.78 \end{aligned}$$

$$G_h = 71.22$$

$$\begin{aligned} G_c^2 &= 8.34 \times 10^8 \left(\frac{36.86}{1240.242} \right) \left(\frac{2.048}{9.50} \right) \times 0.205 \\ &= 1095406.1 \end{aligned}$$

$$G_c = 1046.61$$

19. Resolver el número de Reynold-s para ambos lados

$$N_{R,h} = 70.47$$

$$N_{R,c} = 1096.84$$

20. Repetir los pasos 14 a 19 hasta que la convergencia es alcanzada (2 o 3 veces es lo más necesario debido a la rápida convergencia)

$$\begin{array}{llll} N_{R,h} & = 70.47 & N_{R,c} & = 1096.84 \\ j_h & = 0.0571 & j_c & = 0.0112 \\ f_h & = 0.36 & f_c & = 0.0683 \\ N_{St,h} & = 7.3772 \times 10^{-2} & N_{St,c} & = 1.4414 \times 10^{-2} \\ (hA)^* & = \frac{0.90 \times 1.4414 \times 10^{-2}}{7.3772 \times 10^{-2}} & & = 0.175 \end{array}$$

SEGUNDA ITERACION

$$\begin{aligned}
 21. \quad N_{St} L/r_h)_h &= 7.7 (0.90) (1 + 1/0.175) = 46.53 \\
 &)_c = 7.7 (1 + 0.175) = 9.04 \\
 N_{St}/f)_h &= 0.204 \\
 N_{St}/f)_c &= 0.211 \\
 G_h^2 &= 3832.50 \\
 &= 61.90 \\
 G_c^2 &= 1184832.3 \\
 &= 1088.50 \\
 N_{R,h} &= 61.24 & N_{R,c} &= 1140.74 \\
 j_h &= 0.0625 & j_c &= 0.0112 \\
 f_h &= 0.39 & f_c &= 0.0683 \\
 N_{St,h} &= 0.0625/0.774 & N_{St,c} &= 0.0112/0.777 \\
 &= 8.0749 \times 10^{-2} & &= 1.4414 \times 10^{-2} \\
 (hA)* &= 0.90 \times \frac{1.4414 \times 10^{-2}}{8.0749 \times 10^{-2}} & &= 0.160
 \end{aligned}$$

TERCERA ITERACION

$$\begin{aligned}
 21. \quad N_{St} L/r_h)_h &= 7.7 (0.90) (1 + 1/0.160) = 50.24 \\
 &)_c = 7.7 (1 + 0.160) = 8.93 \\
 N_{St}/f)_h &= 8.0749 \times 10^{-2}/0.39 = 0.207 \\
 &)_c = 1.4414 \times 10^{-2}/0.0683 = 0.211 \\
 G_h^2 &= 3602.40 \\
 G_h &= 60.02 \\
 G_c^2 &= 1199419.2
 \end{aligned}$$

$$\begin{array}{ll}
 G_c & = 1095.18 \\
 N_{R,h} & = 59.38 & N_{R,c} & = 1147.74 \\
 j_h & = 0.064 & j_c & = 0.0112 \\
 f_h & = 0.40 & f_c & = 0.0683 \\
 N_{St,h} & = 0.064/0.774 & N_{St,c} & = 0.0112/0.777 \\
 & = 8.2687 \times 10^{-2} & & = 1.4414 \times 10^{-2} \\
 (hA)^* & = 0.156
 \end{array}$$

22. Ahora, teniendo los valores finales para N_R , ($N_{St}L/r_h$) y $(hA)^*$ para ambos lados, se continúa.
23. Resolver el área frontal total a partir del diámetro de la matriz

$$\begin{aligned}
 D &= 2\sqrt{\frac{A_{fr,t}}{\pi}} & D &= 24.81 \text{ ft.} \\
 A_{fr,t} &= \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 \\
 &= \pi \left(\frac{24.81}{2}\right)^2 & &= 483.44 \text{ ft}^2
 \end{aligned}$$

24. Resolver el área frontal para ambos lados a partir del $A_{fr,t}$ incluyendo un 10% por los sellos.

$$A_{fr,t} = 1.10 (A_{fr,h} + A_{fr,c}) \quad (a)$$

$$\frac{A_h}{A_c} = \frac{A_{fr,h}}{A_{fr,c}} \quad (b)$$

$$\begin{aligned}
 A_h &= 75523.97 \text{ ft}^2 \\
 A_c &= 17213.44 \text{ ft}^2 & & (c)
 \end{aligned}$$

De (a) nos resulta:

$$A_{fr,h} = \frac{A_{fr,t}}{1.10} - A_{fr,c} \quad (d)$$

Reemplazando (c) y (d) en (b) nos resulta:

$$\frac{75523.97}{17213.44} = \frac{483.44/1.10 - A_{fr,c}}{A_{fr,c}}$$

$$4.39 = \frac{4.3949 - A_{fr,c}}{A_{fr,c}}$$

$$A_{fr,c} = 81.53 \text{ ft}^3$$

$$A_{fr,h} = 357.96 \text{ ft}^2$$

25. Resolver el área efectiva de flujo libre (A_c) para ambos lados

$$A_c = p (A_{fr})$$

$$A_{c,h} = p (A_{fr,h}) = 0.721 \times 357.96 = 258.08 \text{ ft}^2$$

$$A_{c,c} = p (A_{fr,c}) = 0.721 \times 81.53 = 58.78 \text{ ft}^2$$

26. Resolver la razón A/A_c

$$\frac{A_h}{A_{c,h}} = \frac{A_c}{A_{c,c}} = \frac{L}{r_h} = 292.64$$

27. Resolver el número de unidades de transferencia de calor N_{tu} para ambos lados

$$N_{tu} = N_{St} A/A_c$$

$$N_{tu,h} = 8.2687 \times 10^{-2} (292.64) = 24.19$$

$$N_{tu,c} = 1.4414 \times 10^{-2} (292.64) = 4.21$$

28. Resolver el número de unidades de transferencia de calor

$N_{tu,o}$ del intercambiador.

$$N_{tu,o} = \frac{1}{\frac{1}{N_{tu,c}} + \frac{C_c/C_h}{N_{tu,h}}}$$

$$N_{tu,o} = \frac{1}{\frac{1}{4.21} + \frac{0.90}{24.19}} = 3.6398 = 3.64$$

29. Determinar de la fig. B-5 del apéndice B la eficiencia del intercambiador haciendo uso de C^* , C_r^* y $N_{tu,o}$ previamente resueltos.

$$\left. \begin{array}{l} C^* = 0.90 \\ C_r^* = 72.55 \\ N_{tu,o} = 3.64 \end{array} \right\} \text{-----} = 80\%$$

2.4 EFFECTO Y ANALISIS DEL MATERIAL

2.4.a. ANALISIS DEL MATERIAL

El material de los elementos de calentamiento así como el de los sellos del rotor deben ser seleccionados de una forma muy cuidadosa ya que dichos componentes están en contacto directo con los dos fluidos de trabajo del sistema.

En nuestro calentador se pueden diferenciar dos tipos de elementos de calentamiento, a saber: los de la zona caliente e intermedia que son de doble ondulación según puede observarse en fig. 1-14; en cambio los de la zona fría son de muesca lisa y pueden observarse en fig. 1-15. Debe anotarse que los

elementos de calentamiento para una u otra zona de temperatura son de un espesor y material particular; así tenemos que los elementos de calentamiento de las zonas caliente e intermedia son de un espesor igual a 0.6 mm y de un material cuya denominación en la norma JIS es SPCC-1, mientras que los elementos de calentamiento de la zona fría son de un espesor -- igual a 1.2 mm y de un material denominado CORTEN.

La diferencia de espesores es para igualar la razón del peso del gas al peso del aire. Por consiguiente el gas de la chimenea es hecho pasar a través de los elementos de calentamiento de menor espesor y el aire a través de los elementos de calentamiento de mayor espesor, generalmente en contraflujo.

En cuanto y tanto se refiere al material de los sellos del rotor es de anotar que son de el mismo material denominado CORTEN, y de un mismo espesor (1.6 mm) tanto para la zona caliente como para la zona fría.

Un análisis somero del material de los componentes antes dichos a continuación lo detallo. Respecto al CORTEN es un acero de baja aleación y de alta resistencia, de composición química como sigue:

C	: 0.10%	Cr	: 0.75%
Mn	: 0.25%	Cu	: 0.40%
Si	: 0.75%	Ni	: 0.65% (máx.)
P	: 0.15%		

El efecto que produce el material sobre el buen funcionamiento del regenerador radica en el control efectivo que se puede hacer contra la corrosión. El control de la corrosión se lo explicará en el numeral siguiente.

2.4.b. EFECTO DEL MATERIAL.-CONTROL DE LA CORROSION

La experiencia nos indica que la corrosión puede ocurrir en calentadores de aire cuando la temperatura del metal disminuye por debajo de los límites dados en la fig. 2-16. El contenido de azufre de la chimenea, la humedad contenida de los gases y el tipo de quemado son todos los factores importantes los cuales deben ser considerados.

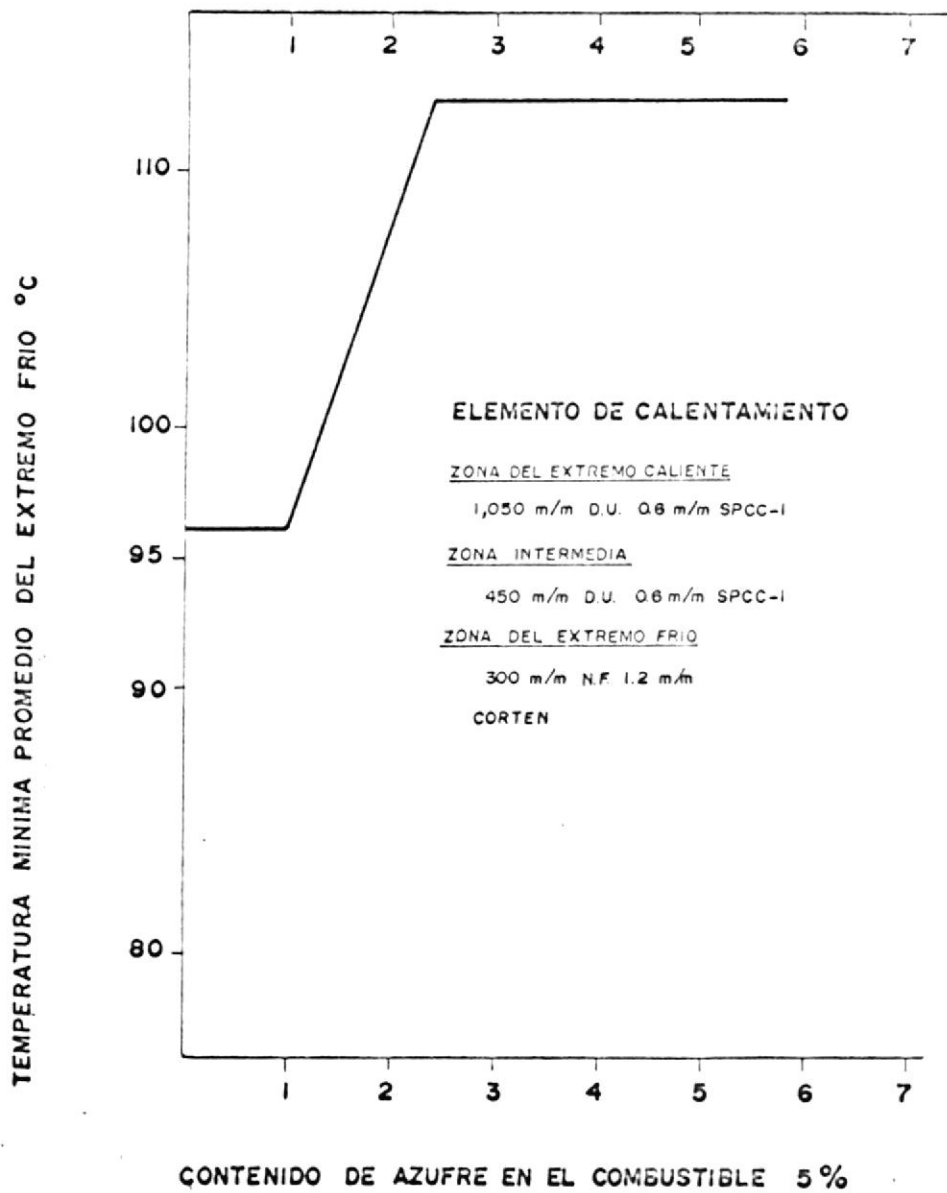
La conexión entre la temperatura mínima del metal, las temperaturas del gas y aire, el combustible y el diseño del calentador de aire están establecidos por cálculos de diseño usando datos de las pruebas de operación o ingeniería.

Los requisitos de temperaturas del metal pueden ser controlados mediante uno o más de los métodos siguientes:

1. Usar vapor extraído desde la turbina o planta de proceso como la fuente de calor en un calentador de vapor en bobinas localizado en frente del ducto de aire del calentador de aire (gas a aire) para incrementar la temperatura del aire entrando al calentador de aire.

FIG. 2.16

TEMPERATURA RECOMENDADA DEL METAL DEL CALENTADOR
DE AIRE



2. Recircular una parte del aire caliente desde la salida posterior del calentador de aire a la entrada del ventilador de tiro forzado para incrementar la temperatura del aire a la entrada del calentador.

Las temperaturas del metal pueden ser incrementadas mediante:

1. Empleando un flujo paralelo para el aire y gas en el calentador. Esto es usado a menudo para unidades que usan para su quemado un fogón y en unidades de recuperación química en la industria del papel.
2. Diseñando el primer paso de aire de los calentadores tubulares por la variación de la velocidad del aire con la más baja velocidad en la entrada de aire.

La corrosión puede ser reducida y el servicio de vida incrementado mediante el uso de materiales resistentes a la corrosión, lo cual se logra seleccionando materiales que tengan una diferencia de potencial eléctrico pequeño entre ellos; o cubriendo en las secciones de más baja temperatura del calentador, con un acero aleado de bajo grado y de superficies recubiertas.

2.5 EFFECTO DE LAS INCRUSTACIONES SOBRE LA EFICIENCIA REGENERADOR

Según el numeral anterior se vió que el control del material contra la corrosión depende de varios factores como: conteni

do de azufre en los gases de salida de la chimenea, humedad contenida de los gases, etc. lo cual permite alargar o acortar la vida útil de servicio del material de los elementos de calentamiento, así como los de los sellos del rotor.

Si bien el estado de los elementos de calentamiento y de los sellos del rotor es muy importante para el funcionamiento del regenerador, entonces no es menos cierto que el hollín o posibles sedimentaciones denominadas como incrustaciones alteren el normal intercambio energético entre los dos fluidos de trabajo plenamente reconocidos; lo que nos conduciría a una variación de los valores de presión y temperatura tanto a la entrada como a la salida del regenerador. Como dichos parámetros son de suma importancia dentro de los pasos a seguir para el cálculo de la eficiencia, ésta se vería afectada por las incrustaciones siempre y cuando no sean controladas a tiempo.

Para concluir con el numeral presente debemos remitirnos al capítulo 3 donde las características de operación y mantenimiento del regenerador nos darán una idea más clara sobre el efecto de las incrustaciones sobre la eficiencia del regenerador. En vista que el soplado del hollín que se sedimenta en los elementos de calentamiento se lo realiza a diario, con una frecuencia normada por el departamento de operaciones, pues de acuerdo al fabricante debe ser un soplado al día.

Todo esto nos conduce a concluir que las incrustaciones como tales no son capaces de alterar la eficiencia del equipo siempre y cuando se cumplan fielmente con la frecuencia del soplado del hollín.

C A P I T U L O No. 3

CARACTERISTICAS DE OPERACION Y MANTENIMIENTO DEL RE- GENERADOR

3.1. PARTES PRINCIPALES E IMPORTANCIA DE CADA UNA DE ELLAS

El precalentador de aire Ljungstrom absorbe parte del calor presente en los gases del escape para transferirlo al aire frío de entrada por medio de la rotación continua de placas metálicas diseñadas especialmente para la transferencia de calor.

Miles de estos elementos de alta eficiencia están espaciados y arreglados compactamente dentro de doce compartimientos de forma sectorial, dispuestos radialmente dentro de un caparazón cilíndrico llamado el rotor. Los extremos circulares del rotor conectan conductos adecuadamente sellados tanto radial como axialmente, formando un pasaje de aire de un lado a otro por una mitad del precalentador y un pasaje de gas por la otra mitad.

Como el rotor gira lentamente, la masa de los elementos de transferencia pasan alternativamente por las corrientes de gas y de aire. El calor es absorbido por las placas cuando -

el flujo de los gases calientes de combustión pasan a través de ellas, entonces, por la continua rotación de estas placas, al pasar por la parte por donde se desplaza la corriente de aire, lo calientan al librarse de su energía almacenada. Esto incrementa considerablemente la temperatura del aire antes del proceso de combustión, lo cual contribuye al aumento del rendimiento del sistema.

A continuación se ilustra una perspectiva del precalentador de aire, indicando sus partes más importantes: Ver Fig. 3.1

1. Puerta removible en el extremo frío de la canasta.
2. Conexión del ducto por el extremo caliente
3. Cubierta del rotor.
4. Puerta de acceso.
5. Ajustador de placa de cubierta axial.
6. Unidad de mando del rotor.
7. Conexión del ducto por el extremo frío
8. Elemento del calentamiento.
9. Vigas para soporte del rodamiento.
10. Rueda soporte del rodamiento.
11. Placa de forma sectorial en el extremo frío.

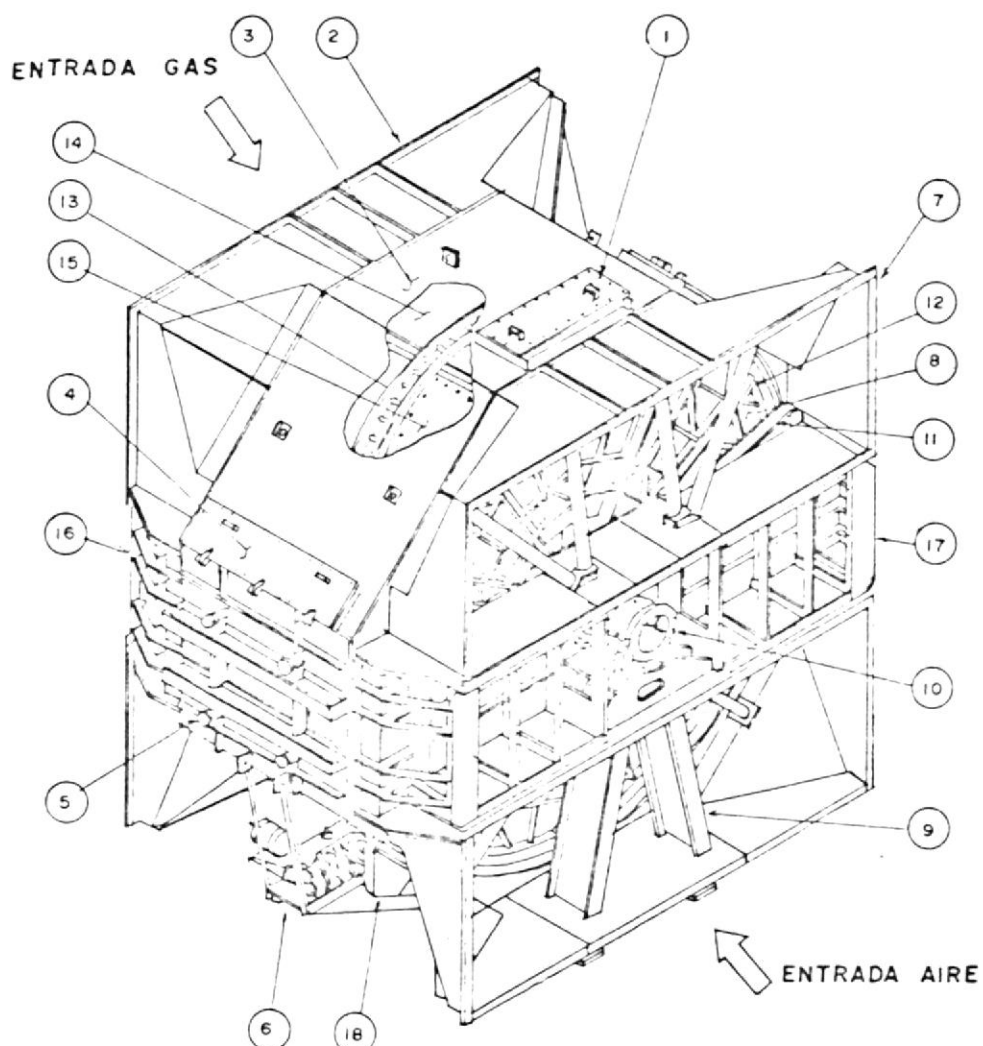


FIG. 3.1 PRECALENTADOR DE AIRE LJUNGSTROM TIPO HX

1	PUERTA REMOCION CANASTA LADO FRIO	10	COJINETE SOPORTE ROTOR
2	DUCTO DE CONEXION LADO CALIENTE	11	PLACA SECTORIAL LADO FRIO
3	CUBIERTA DEL ROTOR	12	SELLO RADIAL
4	PUERTA DE ACCESO A SELLO	13	ENGRANE
5	PLACA AJUSTADORA DEL SELLO AXIAL	14	ROTOR
6	UNIDAD MANDO ROTOR	15	CANASTA LADO FRIO
7	DUCTO DE CONEXION LADO FRIO	16	SECCION CENTRAL LADO CALIENTE
8	ELEMENTO DE CALENTAMIENTO	17	SECCION CENTRAL LADO FRIO
9	VIGA SOPORTE DE COJINETE	18	CUBIERTA DEL PINON

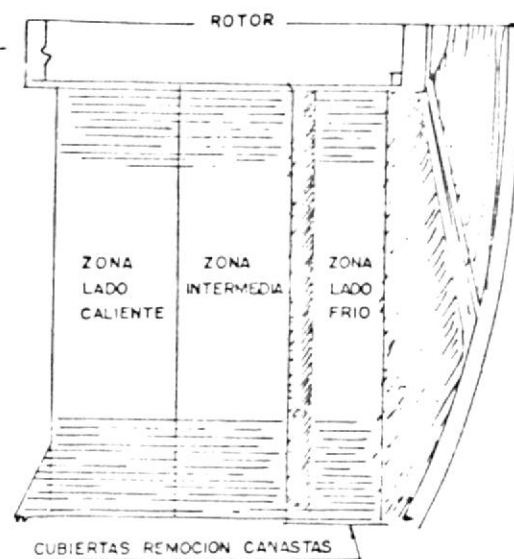
12. Sello radial
13. Engrane
14. Rotor.
15. Extremo frío de la canasta.
16. Sección central en el extremo caliente.
17. Sección central en el extremo frío.
18. Cubierta de piñon.

ESPECIFICACIONES GENERALES

Elementos de calentamiento. Ver fig. 3.2

	Longitud	Espesor
Láminas en el extremo caliente	105 cm.	0.6 mm
Láminas intermedias	45 cm.	0.6 mm
Láminas en el extremo frío	30 cm.	1.2 mm

Los elementos de calentamiento son hojas metálicas arregladas compactamente en conjuntos llamados canastas. Las láminas ca nesteadas en el extremo frío donde el aire es admitido y los gases de escape son descargados pueden ser removidos por medio de una puerta de acceso en la cubierta del precalentador de aire sin que se altere el sellado de miembros u otros componentes del precalentador.



SECCION DEL ROTOR MOSTRANDO LAS ZONAS DE LOS ELEMENTOS DE CALENTAMIENTO

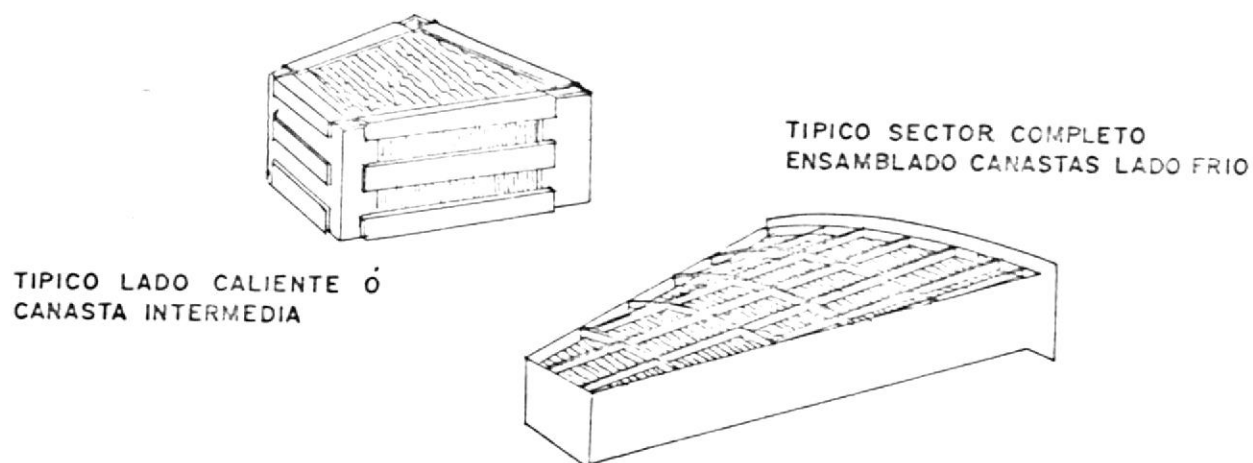


FIG. 3.2 PRECALENTADOR TIPO H

Aún cuando un borde de una lámina en el extremo frío haya sido adelgazada, debido a la erosión, hasta una tercera parte de su espesor original, las canastas pueden ser invertidas a fin de alargar la vida de los elementos.

Dispositivo de limpieza

El mecanismo de limpieza consiste de un motor eléctrico acoplado en un engrane de transmisión de manivela el cual hace oscilar el cabezal giratorio que conduce a un tubo a lo largo del cual se disponen tres hileras de toberas.

El medio de limpieza es conducido a lo largo del cabezal de toberas, una junta giratoria en la línea de suministro permite el libre movimiento del cabezal giratorio mientras está conectado a la fuente de suministro. El arco recorrido por las toberas y la rotación del rotor subtiende la superficie entera del rotor para la acción de la limpieza a chorro.

Los elementos que conforman este sistema son:

Motor	Mitsubishi Elect Co.
	Potencia = 0.2 kw
Reductor de velocidad	Relación 1:10000
Cabezal provisto de tres hileras de toberas	
Alarmas de no rotación	Transductor
	Unidad de control
	Detector de movimiento

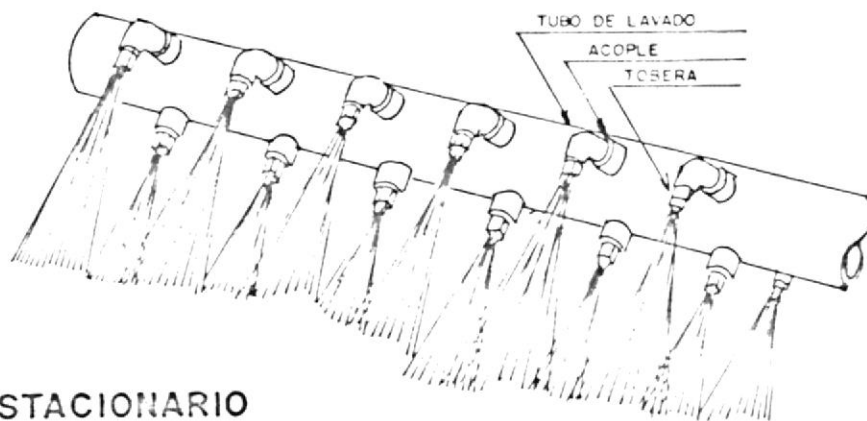
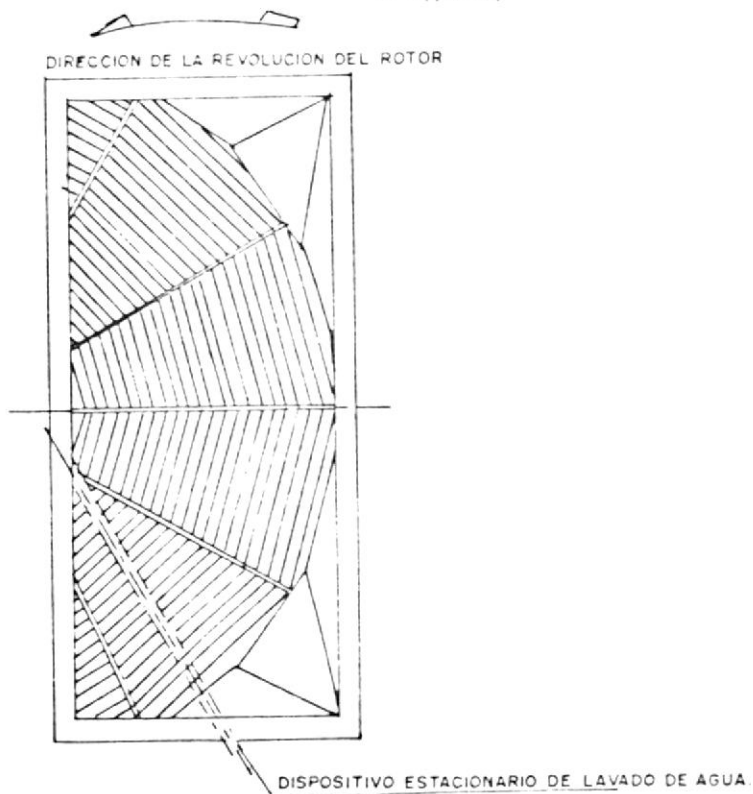


FIG. 3.3
DISPOSITIVO ESTACIONARIO
DE LAVADO DE AGUA.



Lavado Precalentador de aire

Las cenizas que se van depositando en el precalentador de aire, en el lado de la salida, llamado lado frío donde generalmente su adherencia a las láminas es firme, obstruyendo el libre paso del aire y gases. Este problema se incrementa, cuando el contenido de azufre en el combustible es mayor de 1.2, 2.0%.

Los gases de salida de la caldera tienen compuestos con SO_2 y SO_3 , lo que hace que estas cenizas, sean corrosivas, y una -- forma efectiva de eliminarlos es disolviéndolos con agua.

El precalentador tiene instalado un sistema de lavado que comprende líneas tomadas del sistema de agua de la ciudad, para cada lado del CAR se tienen instalados manómetros para control de flujo, esta presión debe ser superior a 5 Kg. /cm^2 . En la parte inferior de la estructura del CAR se tienen instaladas bridas para drenar el agua, las que se conectan para descargar el drenaje.

SELLOS DEL ROTOR

	Espesor de lámina
Sello radial	1.6 mm
Sellos posteriores	1.6 mm
Sellos de By-pass	1.6 mm
Sellos axial	1.6 mm

Los sellos están provistos en ambos extremos del precalentador para minimizar el escape entre el lado del aire y el lado del gas del precalentador y la combinación de los mismos.

Sellos radiales

Están colocados en cada diafragma del rotor dejando un huelgo determinado a partir de las placas sectoriales los cuales separan las corrientes de aire y gas. (Figura No. 3.4)

Sellos posteriores

Estos operan con un huelgo mínimo frente a la brida del segmento del sello. Fig. 3.4.

Sellos de desviación

Están unidos a la placa de conexión y están ajustados dejando un huelgo especificado desde la superficie exterior de la barra T del rotor. (Figura No. 3.4)

Sellos axiales

Están dispuestos en la dirección axial de la circunferencia del rotor y están ajustado para un huelgo especificado desde la superficie de la placa del sello axial la cual puede ser regulada desde el lado exterior. (Fig. 3.4)

A continuación y en la figura No.3.4 las principales partes de los sellos del rotor.

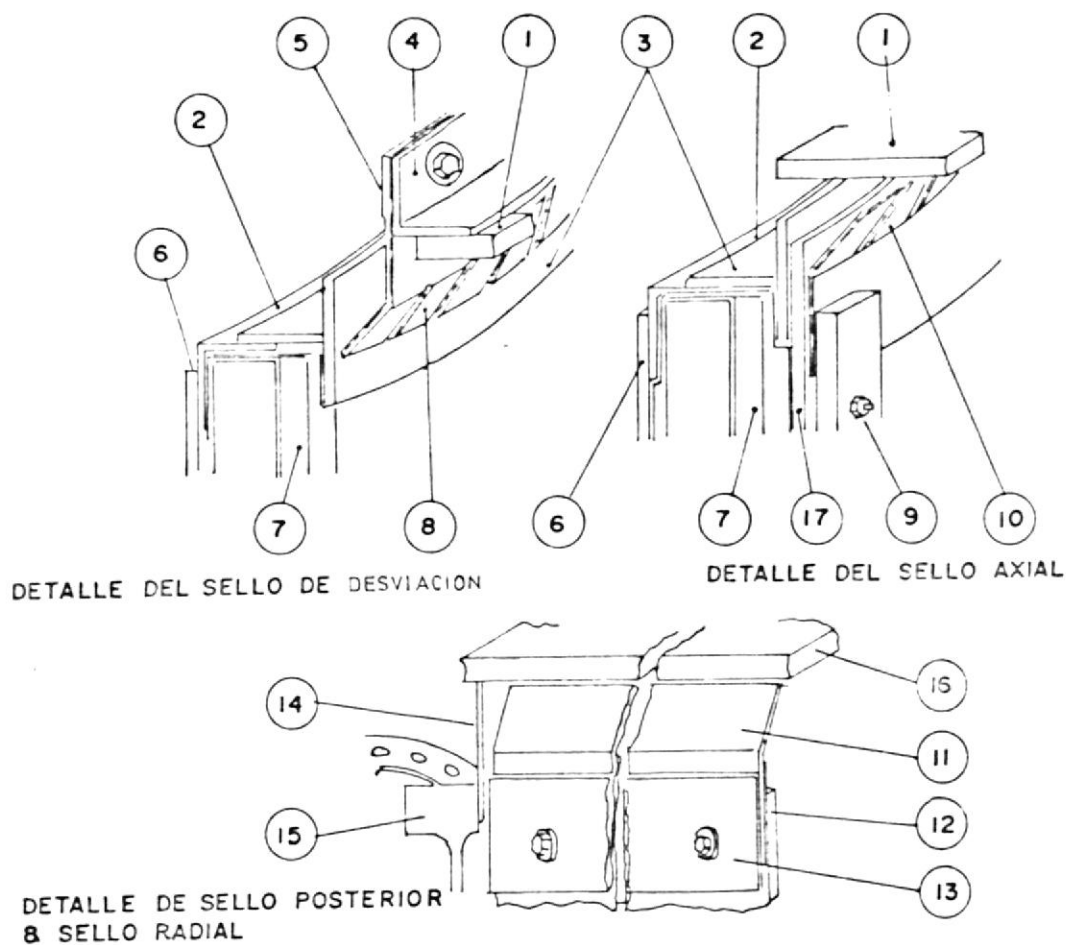


FIG. 3.4 MONTAJE DE SELLOS DEL ROTOR

1	Brida plana de ajuste	9	RETENEDOR
2	ANGULO DEL ROTOR	10	PLACA DE SELLO
3	BARRA - T	11	SELLO RADIAL
4	ANGULO SELLO de desviacion	12	PLACA DIAFRAGMA
5	PLACA RETENEDORA SELLO desviacion	13	PLACA RETENEDORA SELLO RADIAL
6	PLACA DE CUBIERTA DEL ROTOR	14	SELLO POSTERIOR
7	SELLO AXIAL	15	ROTOR POSTERIOR
8	SELLO DE desviacion	16	PLACA SECTORIAL
		17	PLACA DEL SELLO AXIAL

1. Placa de conexión con el reborde o brida plana de ajuste.
2. Angulo del rotor
3. Barra T
4. Angulo sello de desviación
5. Retenedor para sello de desviación
6. Placa de cubierta del rotor
7. Sello axial
8. Sello de desviación
9. Retenedor
10. Placa de sello
11. Sello radial
12. Placa diafragma
13. Placa retenedora para sello radial
14. Sello posterior
15. Rotor posterior
16. Placa sectorial
17. Placa de sello axial

Nunca deberá ser operado el motor de aire sin el lubricador.

A continuación las partes más importantes de la unidad de man_ do auxiliar (motor de aire). Ver figura No. 3.5

1. Motor de aire
2. Piñón de engrane
3. Engrane
4. Cubierta del piñón
5. Reductor de velocidad
6. Freno
7. Motor
8. Base

RODAMIENTOS DEL ROTOR

Este precalentador de aire está provisto de dos rodamientos - montado sobre muñones colocados en ambos extremos del eje del rotor.

Los rodamientos tienen cubiertas selladas a fin de prevenir - el ingreso de polvos y partículas extrañas.

Debido a que este precalentador es de tipo horizontal sus ro-

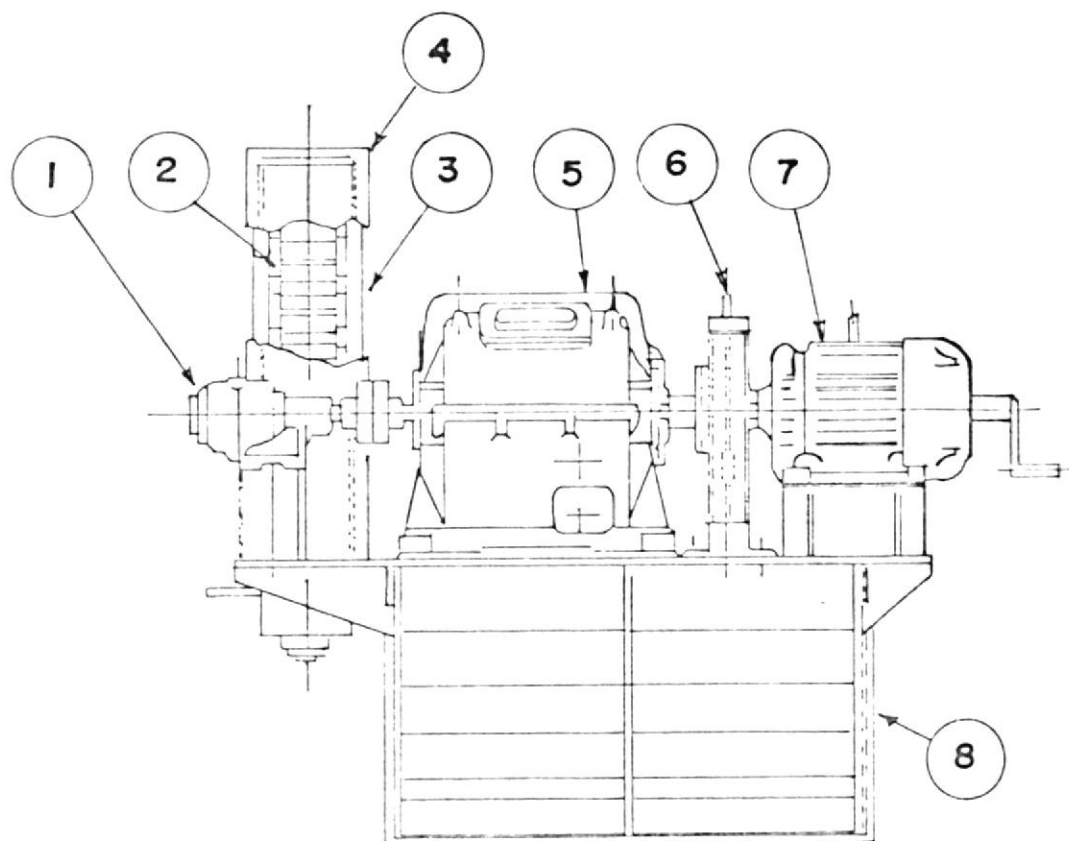


FIG. 3.5 MONTAJE DE LA UNIDAD DEL ROTOR IMPULSOR

1	MOTOR DE AIRE
2	PIÑON DE ENGRASE
3	ENGRASE
4	CUBIERTA DE PIÑON
5	REDUCTOR DE VELOCIDAD
6	FRENO
7	MOTOR
8	BASE

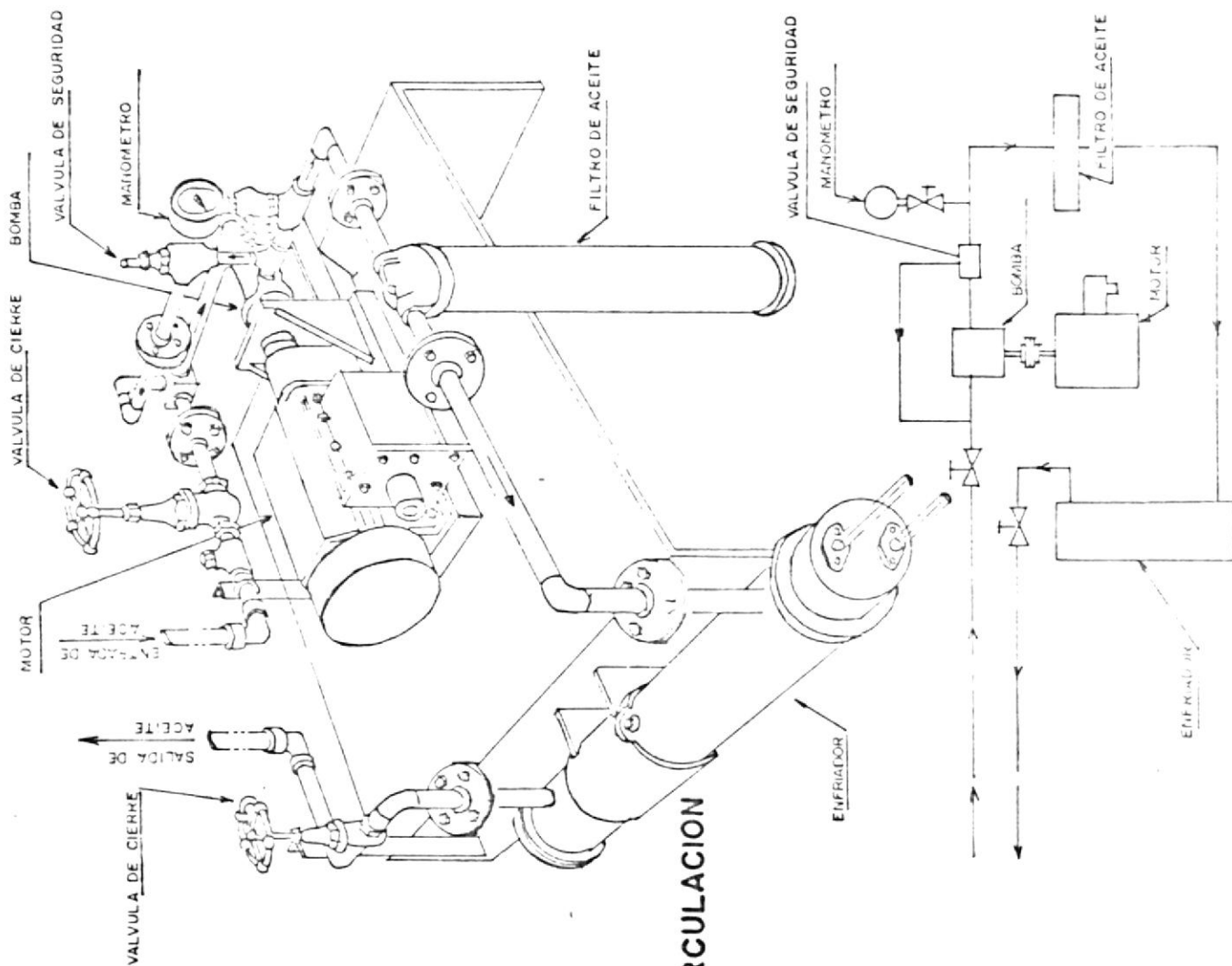


FIG. 3.6
**SISTEMA DECIRCULACION
 DE ACEITE DE
 ENFRIAMIENTO**

llevado desde el alojamiento del cojinete por la bomba, donde es dirigido dentro del filtro, atraviesa el enfriador y regresa al alojamiento del aceite.

El aceite deberá tener una viscosidad mínima de 1000 SSU (Second Saybolt Universal) para la máxima temperatura de operación.

ENFRIADOR

Si un intercambiador de agua helada es construido o suministrado, los lápices de zinc localizados en las cajas de agua del enfriador podrían ser inspeccionados periódicamente y renovados cuando estén casi consumidos o cuando estén recubiertos con productos corrosivos.

A causa de las condiciones de operación, algunas instalaciones están equipadas con un radiador enfriador.

FILTROS DE ACEITE

El calentador de aire regenerativo, CAR, hace uso dentro de su sistema de circulación de aceite de un filtro del tipo de cartucho, que son de una sola vida es decir no pueden ser --vuelto a usar luego que cumplen con su tiempo de uso.

VALVULA DE SEGURIDAD

Está destinada exclusivamente para el uso de válvulas de segu

ridad y no podría ser usada para otros propósitos tales como para controlar flujo y presión. En tales casos, válvulas de control separadas deben ser proveídas.

MOTOR DE AIRE

Este motor es de tipo rotatorio (multi-hojas) incorporando un reductor de velocidad de dos pasos, y consiste de partes integrales tales como; motor, reductor de velocidad y accesorios tales como aceitero (oiler), filtro y válvula.

El modo de acción es básicamente una combinación de una turbina y cilindro de aire, es decir, el rotor con las hojas alojadas alrededor actúan de modo que ellas se abren o entran a lo largo de las ranuras de las hojas. Las hojas son proyectadas para ser empujadas hacia afuera automáticamente mediante el suministro de flujo de aire a lo largo del surco de las hojas. El rotor es puesto en movimiento por medio del empuje creado por el aire dirigido contra las hojas. La rotación ha sido convertida en el rendimiento requerido en el reductor de velocidad, es guiada sobre el rendimiento del eje para ser extraído como un rendimiento para una máquina combinada.

3.2. OPERACION DEL REGENERADOR

3.2.a. INSTRUCCIONES DE ARRANQUE

Antes del arranque, el impulsor del precalentador de aire podría ser arrancado al mismo tiempo que los ventiladores de tiro forzado e inducido.

Si dos o más precalentadores son provistos, los rotores de todas las unidades podrían ser puestos en movimiento aún si solamente una unidad está expuesta al flujo de aire y gas, y las otras tienen sus reguladores de aire y gas cerrados. Como cada precalentador remanente es requerido en la operación de la planta, se abre primero el regulador de aire y luego el regulador de gas. Esta secuencia podría prevenir al rotor desde la posición de sobrecalentamiento y enfriamiento debido a la excesiva expansión térmica.

Apuntar la razón de incremento en la temperatura del motor impulsor. El sobrecalentamiento puede ser debido a un insuficiente claro o huelgo de los sellos del rotor. Si la sobrecarga no es muy importante, y la capacidad de los relays térmicos o fusibles no es excedido, los sellos podrían gradualmente "desgastarse" (wear in), aliviándose así la sobrecarga. El reajustamiento de un severo rozamiento de los sellos del rotor es necesario solamente si la sobrecarga del motor es excesiva.

La expansión del rotor en precalentadores equipados con un engranaje de cremallera o de piñón y transmisión de piñón due

de causar que estos miembros se engranen muy difícilmente. Esta condición puede también sobrecargar el motor. La profundidad del diente engranado puede ser regulado por el movimiento de la unidad impulsora.

Se debe chequear los puntos de suministro de grasa y de aceite de todas las partes que requieran lubricación.

3.2.b. ARRANQUE CON COMBUSTIBLE GASEOSO

Cuando los calderos entran en servicio o arrancan usando combustibles gaseosos, la experiencia nos indica que la humedad transportada por el aire de combustión al quemador -- puede contribuir a una llama inestable y dando por resultado un apagado de la llama.

En todas las probabilidades esta condición es el resultado de variables tales como: presión del combustible gaseoso, diseño del quemador, y velocidad en la garganta del quemador. La baja temperatura del metal en el quemador, economizador y calentador de aire son responsables para la formación de humedad. Para controlar el efecto de tal humedad, el siguiente procedimiento es recomendado:

1. Colocar los calentadores de aire en operación con los ventiladores.
2. Observarla estabilidad y color de la llama a intervalos

frecuentes, hasta que la temperatura del gas entrando al precalentador alcance los 150°C.

3. Si se determina que esta humedad es responsable para una pobre o inestable llama, pare el rotor del precalentador de aire hasta que la temperatura de entrada del gas alcance 150°C.

3.2.c. ARRANQUE CON BUNKER

Los depósitos de combustible son más probable de coleccionar sobre la superficie de calentamiento cuando se arranca una caldera fría haciendo uso de combustible de petróleo. Una combustión incompleta bajo tales condiciones es difícil evitar. Resultará en el depósito de una película líquida, de carbón finamente dividido, o combinaciones de ambos todos los cuales son altamente inflamables.

Mantenga el rotor dando vueltas todo el tiempo mientras haya combustión en el horno.

3.2.d. PRECAUCION

Después que el fuego esté iluminado en el horno, cerciorarse que el elemento de calentamiento en el precalentador es mantenido libre de depósitos de combustibles. La acumulación de tales depósitos debe ser prevenido, ya que la ignición de ellos puede resultar en un fuego destructivo. Ellos son re-

movidos mediante el uso del equipamiento de limpieza del horno con el precalentador de aire.

Cuando el aire comprimido es soplado del medio, este podría estar disponible para el dispositivo de limpieza y ser usado a intervalos frecuentes, por lo menos una vez cada cuatro horas después de que las llamas son iluminadas, hasta que las condiciones de combustión estable existan en el horno. Condiciones satisfactorias usualmente prevalecen después de 24 horas de continua combustión.

Si el vapor es soplado del medio podría ser usado tan pronto como la presión en el caldero que está siendo encendido se haya elevado suficientemente para proveer la requerida presión de vapor en el dispositivo de limpieza. En el caso de que en alcanzar el período de encendido esta presión exceda de cuatro (4) horas, es recomendado un vapor temporal o una estación de suministro de aire para ser conectado detrás del orificio de la placa del dispositivo de limpieza. El vapor puede ser proveído a un mínimo de $10 \text{ kg./cm}^2\text{g}$, o el aire comprimido a un mínimo de alrededor de $7 \text{ kg./cm}^2\text{g}$. Bajo ninguna circunstancia podría la presión de suministro del vapor temporal ser permitida que exceda la presión normal de soplado del dispositivo de limpieza, así esto podría resultar en un severo daño a los sellos del rotor y a los elementos de calentamiento. No haga desviación del orificio de la

placa del dispositivo de limpieza una vez que esta presión es alcanzada.

Observar con frecuencia el elemento de calentamiento a través de las puertas de observación localizadas en los extremos caliente y frío. Si es preceptible las cantidades de depósito que han sido acumuladas, remuévalas mediante el uso del equipo de limpieza.

3.2.e. FUERA DE SERVICIO

Cuando se quiera sacar fuera de servicio la caldera, usar el dispositivo de limpieza para remover cualquiera de los depósitos los cuales pueden haberse acumulado sobre el elemento de calentamiento. Cuidar del funcionamiento de los ventiladores durante la operación de limpieza. Si hay una posibilidad de que en cualquier operación previa puede haber quedado depósito de combustible sobre el elemento de calentamiento, opere en forma de enfriar los elementos a una razón estable con una temperatura por debajo de los 150°C . Esto nos evita mantener los depósitos de combustible a temperaturas en las cuales estos pueden causar una ignición espontánea.

Mantenga el rotor dando vueltas hasta que la temperatura del gas de entrada al precalentador caiga por debajo de los 150°C .

3.2.f. PARADA

Si los gases calientes o el aire caliente son permitidos que se embotellen en el precalentador, una expansión diferencial anormal podría resultar en un muy importante arrastre del sello y en consecuencia en un desgaste de los elementos de sellado.

El peligro de incendio es más crítico después de que la presión ha sido alcanzada en una caldera fría, en tal caso "embanquela" para el servicio de parada . Tome toda precaución para prevenir la ignición de los depósitos de combustible mediante el uso de los métodos prescritos en estas instrucciones. Antes de la reignición del caldero, inspeccione cualquier medio de limpieza necesario para asegurar que éste material combustible no permanezca sobre el elemento de calentamiento.

3.2.g. OPERACION DE CADA UNO DE LOS COMPONENTES DEL INTERCAMBIADOR

Una vez que se ha hablado de las instrucciones de arranque del CAR se analizará la operación de cada uno de los diferentes componentes del CAR, llámense estos; dispositivo de limpieza, sistema de circulación del aceite, válvula de seguridad, motor de aire, etc.

DISPOSITIVO DE LIMPIEZA

La frecuencia de lavado o limpieza puede estar determinada -

por la razón de depósito de acumulación sobre el elemento de calentamiento.

Un ciclo completo de soplado consiste de un simple paso sobre el comienzo del elemento de calentamiento. Para limpiar la superficie de calentamiento apropiadamente cada esfuerzo debe ser hecho para proveer aire seco o vapor.

Antes de la admisión del vapor a la tobera del dispositivo de limpieza, drenar a fondo las líneas de suministro para asegurar una completa remoción del vapor húmedo y del condensado desde el cabezal de las líneas del dispositivo de limpieza.

Reglas definitivas no pueden ser establecidas sobre la cantidad de tiempo o frecuencia de limpieza requerida para limpiar a fondo la superficie de calentamiento a causa de que la razón de acumulación de depósitos varía con los diferentes combustibles y con las condiciones de operación. Observar la condición de la superficie de calentamiento regularmente.

Las instrucciones de operación para el dispositivo estacionario de lavado del CAR se tratarán a continuación:

1. Dependiendo sobre las condiciones de carga de la caldera y de las condiciones de operación, por ejemplo; duración

del tiempo de operación de la caldera, frecuencia de arranque y parada, duración del tiempo de operación de baja carga, caídas de temperatura ambiental, clase de combustible quemado, y control de temperatura del lado final frío, depósitos solubles del agua sobre la superficie del elemento de calentamiento son humedecidos y forman ácido sulfúrico, combinándose con SO_2 y SO_3 en los gases de la chimenea. Luego, se desarrolla corrosión sobre la superficie de calentamiento, la cual causa fallas al CAR.

El vapor o aire del soplador de hollín puede que no cuide por mucho tiempo de la remoción de tales depósitos, y limpieza del elemento de calentamiento en tales condiciones puede ser acompañada por el lavado de agua.

2. Se procede con el lavado del CAR mientras la caldera está fuera de servicio.

Quando la válvula de retención del agua de suministro es abierta, las toberas expulsan el agua de lavado.

Chequear la presión del agua de suministro.

A. Procedimiento del pre-lavado

- a) Colocar las válvulas de la línea de agua.
- b) Chequear las líneas de drenaje para que de esta forma el agua de lavado pueda ser drenada adecuadamente.

- c) Prender la lámpara de inspección en el ducto.
- d) Cerrar los reguladores (dampers) en los ductos de entrada y salida del CAR.
- e) Desconectar el switch principal del soplador de hollín.
- f) Observar la condición de los depósitos sobre el elemento de calentamiento.
- g) Colocar el rotor del CAR en condición de parada.

B. Procedimiento de después del lavado.

- a) Chequear el elemento de calentamiento sobre el área entera para ver que los depósitos han sido adecuadamente removidos.

NOTA: Insuficiente lavado tiene efectos adversos en el elemento de calentamiento.

- b) Cerrar la válvula de retención del suministro de agua.

NOTA: Esta válvula debe ser mantenida estrechamente cerrada ya que las fugas de agua desde ésta válvula facilita la corrosión del elemento de calentamiento.

- c) Abrir los reguladores en los ductos de entrada y salida del CAR.
- d) Apagar la lámpara de inspección en el ducto.
- e) Cerrar las válvulas de drenaje.

3. Enfriamiento del CAR para el lavado de agua.

Inicie el lavado de agua después de que la temperatura del gas de entrada del CAR ha sido enfriada por debajo de los 150°C (300°F).

4. Determinación sobre la finalización de lavado de agua.

- A) La determinación sobre la finalización de lavado de agua puede ser hecha mediante el valor del pH, por ejemplo cuando el valor del agua de lavado y el valor del agua de drenaje es menos que 0.5 - 1.0, el lavado ha sido completado.
- B) Chequear los elementos de calentamiento a través de la puerta de observación para determinar si el grado de limpieza, cuando se obtiene un valor de pH satisfactorio, ha sido obtenido y si los depósitos aún permanecen sobre los elementos de calentamiento, continúe la operación de lavado hasta que la unidad ha sido limpiada.
- C) Para poder conseguir datos para posteriores determinaciones, es deseable remover los elementos de calentamiento desde el CAR e inspeccionar también luego del primero y segundo ciclos de lavado.
- D) El tiempo de lavado de agua no puede tener mucha importancia en la determinación del lavado puesto que ello varía dependiendo de las condiciones de operación de la caldera.

SISTEMA DE CIRCULACION DEL ACEITE

En muchos casos la bomba de aceite puede ser arrancada a igual tiempo en que el CAR es puesto en operación. Si la unidad de circulación es nueva o ha estado seca por un período extendido, la bomba podría ser preparada antes de su arranque. Esto es efectuado vertiendo un poco de aceite como la bomba pueda contener dentro del lado de la descarga de la bomba. En sitios donde el aceite es expuesto a temperaturas de aire frío ambiente, el arranque de la bomba podría tardar hasta que la temperatura del aceite se haya elevado lo suficiente para bajar la viscosidad a un punto donde se la pueda mover sin la indebida sobrecarga de la bomba.

Cuando arranca el sistema, todas las válvulas podrían ser abiertas totalmente. La válvula de seguridad abre automáticamente para reducir la carga de la bomba cuando el aceite está frío.

La bayoneta en la carcasa del cojinete podría ser removida e inspeccionada mediante los signos de espuma. Si la espuma es evidente, chequee todas las juntas de la tubería, la empaquetadura de la válvula, y la de la bomba para evitar posibles fugas de aire. Cualquier fuga, particularmente en el lado de la succión del sistema podría causar espuma del aceite y posible derramamiento del sellado interno del tubo en

el soporte o apoyo del alojamiento del cojinete.

El máximo flujo de agua recomendado a través del enfriador, para prevenir erosión, podría no exceder de los 50 l/min. Sin embargo, 25 l/min. podría ordinariamente ser suficiente. Sobre algunos precalentadores la operación de la temperatura del aceite es tal que en un enfriador no es necesario.

Una apagada de la unidad de circulación de aceite por una longitud de tiempo nominal como para un cambio del filtro de cartucho, no es crítico. Sin embargo, la operación deberá ser restaurada tan pronto como sea posible.

BOMBA DEL SISTEMA DE CIRCULACIÓN DEL ACEITE

Antes del arranque:

- Se debe chequear que todas las tuercas de las juntas y en caldero estén apretadas.
- Remover todos los pernos de la brida de acoplamiento. Arranque la unidad de transmisión, y chequee la rotación con la marca de la flecha sobre la bomba la cual muestra la dirección de la rotación del eje de la bomba. Corrija si es necesario.
- Abrir todas las vías de las válvulas de succión y descarga. Llenar el sistema del tanque de aceite sobre el lado de la succión con aceite limpio.
- Girar la brida de acoplamiento con la mano y ver que la -

bomba rote libremente sin ninguna interferencia de lo contrario eliminar cualquier interferencia.

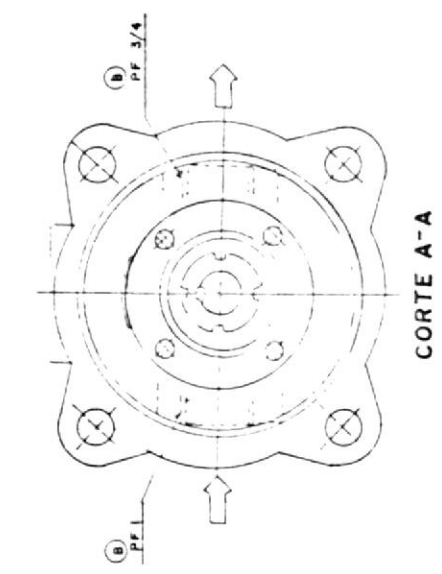
- Destornillar el tapón (456) y llenar la caja sellada con aceite mecánico.
- Abrir el aire de venteo sobre el lado de descarga, y arrancar la bomba. Tan pronto como la bomba es arrancada, el aire de venteo comienza a purgar el aire, y el aceite podría emerger. En caso de que éste no aparezca después de 30 segundos de operación de bombeo, es una indicación de la fuga de aire dentro del lado de la succión, o excesiva resistencia sobre el lado de la succión previniendo la salida del aceite.

En tal caso, la bomba podrá inmediatamente ser apagada, y el lado de la succión de la tubería podría ser chequeada.

- Antes del arranque y luego de una parada larga, añadir una pequeña cantidad de aceite desde el lado de la succión, girar la brida de acoplamiento con la mano y lubricar los tornillos del rotor en la bomba.
- Donde halla una diferencia de temperatura entre el aceite y la envoltura de la bomba de alrededor de 40°C , se debe tener un sumo cuidado porque una distorsión térmica de la envoltura de la bomba puede causar que la bomba pierda su alineación.

Durante la operación:

- Durante la operación de bombeo siempre esté atento a cualquier sonido, vibración, presión o corriente eléctrica.



CORTE A-A

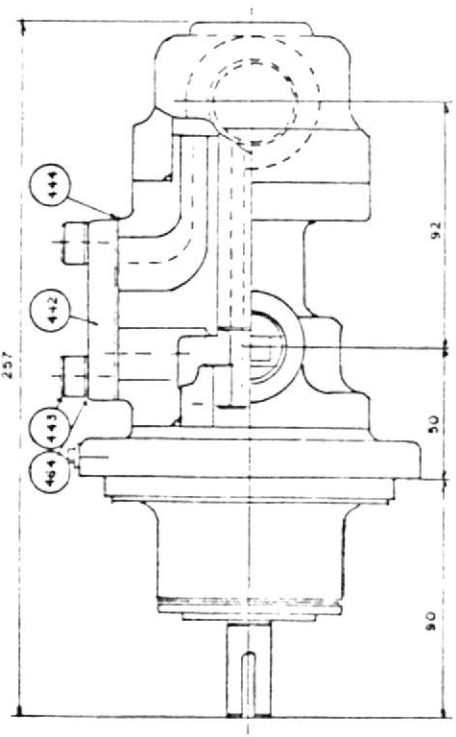
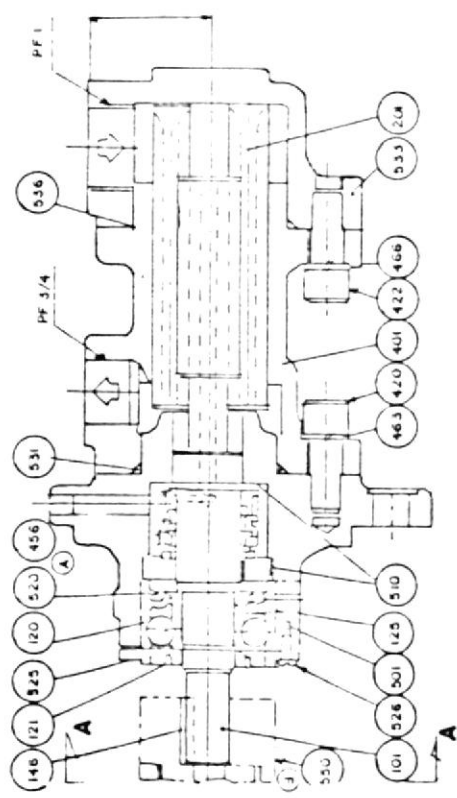


FIG. 3.7
BOMBA DE UNIDAD DE CIRCULACION
DE ACEITE

POB	No	Mo	DESCRIPCION	MATERIAL	DIMENSION	OBSERVACION
520	1	Reqd	ACOPLAMIENTO	FC-25	CL-035	
456	1		TAPON	FC-25	PT-1/8	MIKI PUJCY K K
536	1		O-RING	1004		JIS B2401-060
531	1		CUBIERTA DE SUCCION	FC-25		JIS B2401-050
546	1		G-RING	1004		
525	1			FC-25		
420	1		SELLO MECANICO	FC-25		
510	1		CUBIERTA FRONTAL	FC-25		
404	1		ANILLO DE PRESSION	FC-25		
463	1		ANILLO DE PRESSION	FC-25		
444	1		ANILLO DE PRESSION	FC-25		
443	1		PERNO	FC-25		
442	1		CUBIERTA	FC-25		
422	1		PERNO	FC-25		
420	1		PERNO	FC-25		
401	1		CUBIERTA DE BOMBA	FC-25		
201	2		LLAVE	FC-25		
146	1		ANILLO DE LAHERINTO	FC-25		
125	1		ANILLO DE LAHERINTO	FC-25		
121	1		ANILLO DE LAHERINTO	FC-25		
120	1		COSINETE DE BOLA	FC-25		
101	1		COSINETE DE BOLA	FC-25		6304 VV (NSK)

- Observar el claro entre las caras del acoplamiento. Un claro normal es de 2-3 mm. Si no lo hay parar la bomba, para corregirlo. Para facilitar el chequeo, siempre con seguir información con el claro normal y el actual de mar cha
- Para prevenir un sobrecalentamiento del sello mecánico, siempre ver que la temperatura sea 20°C sobre la temperatura del aceite o de 40°C sobre la temperatura del cuarto.

Parada:

Luego de que la unidad de transmisión ha sido llevada a una completa parada, cerrar las válvulas de succión y descarga.

VALVULA DE SEGURIDAD

Esta válvula de seguridad funciona a una presión regulada es tablecida através de la regulación del resorte de compresión (615) mediante el perno de regulación (608). El pistón (614) toma la presión del aceite contra el fondo de su superficie.

Si la presión del aceite está sobre la presión regulada, el pistón de la válvula es elevado y el aceite descargado es re tornado al tanque de aceite. Ver fig. 3.8.

Tanto como permanezca en exceso la presión del aceite, la vál vula permanece abierta.

Tan pronto como la presión de aceite retorna a lo normal, la válvula llega una posición de cierre. Durante esta función

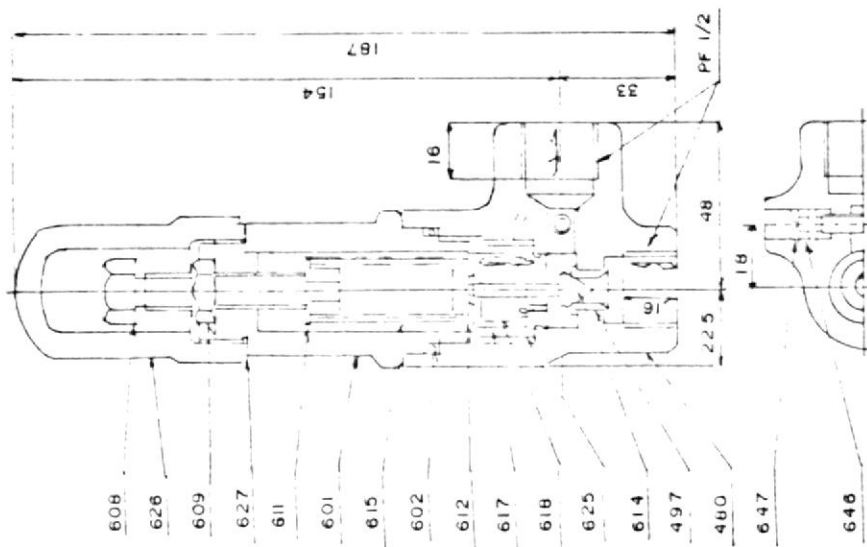


FIG. 3.8
VALVULA DE SEGURIDAD

POS. N.º	DESCRIPCION	MATERIAL	POS. N.º	DESCRIPCION	MATERIAL
480	ENVOLTURA DE VALVULA		615	RESORTE	
497	ASIENTO DE VALVULA		617	RESORTE	
601	CUBIERTA SUPERIOR		618	TAPA	
602	ANILLO		625	EMPAQUE	
608	PERNO DE REGULACION		626	ANILLO	
609	TUERCA		646	TORNILLO	
611	ARANDELA DE REGULACION				
612	ARANDELA				
614	PISTON DE VALVULA				

de cierre, la válvula es prevenida del chirrido mediante una acción del aceite de amortiguamiento causado por el desplazamiento del aceite a través de un pequeño hueco en una cámara interna de amortiguación consistiendo de un resorte (618), pistón de amortiguamiento (617) y cubierta de amortiguación (625).

UNIDAD DE MANDO

Operación de familiarización:

1. Es conveniente que previo a la puesta del reductor en operación a baja carga, se asegure de efectuar una operación de familiarización de acuerdo con el siguiente procedimiento:
 - a) Prender el reductor sólo por más de 5 horas. (El reductor es chequeado bajo condición de descarga para un número requerido de horas).
 - b) Para una operación de familiarización bajo condición de carga, conectar el reductor a la unidad de mando. Hágalo andar por no más de 10 horas incluyendo su tiempo de operación durante la prueba de operación del calentador de aire regenerativo.
2. Como el reductor está equipado con un dispositivo de lubricación forzada, prender la bomba de aceite por cerca de dos minutos seguido del arranque del reductor de forma que los engranes y cojinetes puedan ser suficientemente lubricados.

MOTOR DE AIRE

Con un suministro de aire del motor de aire, el eje principal inicia a rotar en la dirección especificada. Tener cuidado de no dar marcha al motor de aire cuando no hay carga a aplicada mientras la válvula de suministro del aire del motor de aire esté abierta totalmente. Esto podría tender a acortar el servicio de vida de las hojas. Para una operación sin carga, mantener la operación a baja velocidad con la válvula de aire obstruída. Mantener el suministro de aire a la presión especificada con una fluctuación minimizada de la presión. El rendimiento de un motor de aire es en buena parte proporcional a la presión del neumático. Las hojas (6) del rotor son de un material FLE-2 de la norma JIS k-6912. Chequear el desgaste de las hojas del rotor una vez cada 1000 o 1200 horas de operación , porque el rendimiento del motor podría disminuir con un ligero desgaste de las hojas del rotor.

SOPLADO DE HOLLIN DE LOS ELEMENTOS DE CALENTAMIENTO DEL CALENTADOR DE AIRE REGENERATIVO

El soplado de hollín de los elementos de calentamiento del calentador de aire regenerativo se lo hace mediante el uso de vapor supercalentado que se lo obtiene desde el segundo supercalentador; desde donde el vapor supercalentado se halla a 90 kg/cm^2 . Previo al soplado de hollín en sí se verifica un entrampamiento del vapor, durante unos 5 minutos, a lo largo

del ducto con válvulas a sopladores rotatorios, retráctiles y de acceso al calentador de aire regenerativo cerradas para que de ésta forma el condensado que pueda existir en la línea de vapor sea expulsado, mediante la válvula de drenaje, al tanque de drenaje. Posterior a éste paso la válvula de drenaje permanece normalmente cerrada.

La operación de soplado de hollín de los elementos de calentamiento del calentador de aire regenerativo se lo lleva a cabo por un lapso de tiempo igual a 40 minutos, tiempo que difiere en mucho con aquél empleado para el soplado de hollín de la caldera en donde se usa aproximadamente dos minutos por soplador.

La trayectoria del vapor supercalentado desde el supercalentador hasta el calentador de aire regenerativo es la siguiente:

Inmediatamente después de salir el vapor supercalentado del supercalentador pasa por la válvula 49V-1 que es una válvula de globo, sigue y se topa con la válvula motorizada 49V-2 la misma que normalmente está cerrada pero al iniciarse la secuencia de soplado del hollín se abre el 100%; luego se llega a la válvula CV-29 que es una válvula de control en donde la presión se reduce de 90 kg/cm^2 a 30 kg/cm^2 . A continuación nos topamos con una válvula de seguridad la misma que actúa en 40 kg/cm^2 ; seguidamente hay un controlador de presión -- (PC-29) que actúa mediante la válvula 49V-4, este controlador

ejerce control sobre la válvula CV-29. Un transmisor de temperatura (PX-129) que actúa mediante la válvula 49V-5 envía o transmite la temperatura en ese momento de la trayectoria al BSP (panel); posterior al transmisor el vapor pasa por un indicador de presión el PI-306 que actúa mediante la válvula 49V-6; y se llega a un switch de presión (PS-64) que actúa mediante la válvula 49V-7 para interrumpir la secuencia en caso de que la presión baje de los 25.8 kg/cm^2 .

Si no se interrumpe la secuencia la trayectoria del vapor continúa con una presión igual a los 30 kg/cm^2 y se ramifica según disposición de la línea para cada soplador de hollín de la caldera; entrando el vapor a la caldera a unos 26 kg/cm^2 .

Mientras se realiza el soplado de hollín de la caldera la válvula de pistón 49V-9 de entrada al calentador de aire regenerativo permanece normalmente cerrada ya que no hay que olvidar que el soplado se lo realiza en secuencia.

Luego del soplado de hollín de la caldera una válvula solenoide es energizada y envía una señal a la válvula de pistón 49V-9 para que se abra y permita el paso de vapor; pero a una presión de 14 kg/cm^2 , presión a la que está regulada dicha válvula. La válvula 49V-10 que se comunica con el PI-307, nos indica la presión a la que el vapor supercalentado está entrando al calentador de aire regenerativo. Informarnos del valor de la presión del vapor supercalentado entrando al ca-

lentador de aire regenerativo (CAR) es muy importante puesto que si es menor a 14 kg/cm^2 el soplado sería ineficaz, en cambio si es muy superior a los 14 kg/cm^2 el daño que se provocaría o produciría a los elementos del CAR sería irreversible.

3.3 INSTRUMENTOS EN EL REGENERADOR

Los instrumentos presentes en el regenerador nos permiten llevar a cabo una operación totalmente fiable del mismo, con lo cual se garantiza la seguridad del sistema.

Tanto del lado de la entrada del aire como del lado de la entrada de los gases están presentes instrumentos de medición de propiedades termodinámicas o variables de proceso, así como de protección del regenerador.

A la altura del sistema de circulación del aceite se encuentran dos barómetros, los mismos que miden la presión de ambos fluidos (aire y gas) a la entrada y salida del regenerador.

Por el lado del gas es decir por la salida de los gases de combustión de la caldera y previo a la entrada del regenerador, tres termocuplas tipo "K" (cromel - alumel) se encuentran ubicadas en sitios específicos desde donde se envían datos de las temperaturas de entrada del gas y de las de salida del aire, al BTG (BOILER, TURBINE, GENERATOR).

También por el lado de la entrada del aire al regenerador se encuentran tres termocuplas de las mismas características que las anteriores, las mismas que envían datos de las temperaturas de entrada del aire y, de salida de gases una vez que ha mermado su valor a causa de la entrega de calor al aire. De éste mismo lado está presente un protector del regenerador, el mismo que se encuentra situado en el eje (en su extremo).

Este protector emite una alarma que nos indica que el regenerador se ha detenido por a o b circunstancias; transcurridos unos 20 segundos se manda una señal eléctrica a una válvula solenoide, la misma que se energiza y dá una señal para que un motor de aire arranque y así se restablece el funcionamiento del regenerador. Ver gráfico No. 1.

El sistema de circulación de aceite posee un registrador de temperatura que nos permite tener lecturas del aceite que baña o lubrica los cojinetes del eje. Una descripción más detallada de este instrumento consta a continuación.

CONTROLADOR DE TEMPERATURA

El controlador de temperatura consiste de: bulbo sensor (1), tubo capilar (2), caja terminal (3), puntero límite (rojo), indicador de temperatura (negro) (5), escala de temperatura (6), cuerpo del controlador (7), botón (8) y transmisor (9).

El bulbo sensor es llenado con mercurio y la variación de tem

peratura es detectada mediante una expansión o contracción del mercurio. El cambio de volumen es transferido al transductor a través del tubo capilar y es convertido dentro de un desplazamiento mecánico.

El desplazamiento mecánico es magnificado por medio de un mecanismo de palanca y dá un movimiento al puntero indicador (negro), representando la temperatura detectada en el bulbo sensor.

Dentro del cuerpo del controlador, proveído sobre el mismo eje del puntero indicador están dos punteros límites (rojo) a los cuales unos micro-interruptores son fijados.

MICRO-INTERRUPTOR

Un micro-interruptor de límite superior de tipo normal relativamente con una pequeña respuesta (SI-NO diferencial). La respuesta diferencial de este micro-interruptor es aproximadamente de 1 a 1.5°C convertidos dentro de la escala de lectura.

El otro micro-interruptor tiene una gran respuesta; un control SI-NO (prendido-apagado) podría darnos un diferencial de temperatura de aproximadamente 6 a 9°C.

BULBO SENSOR

El bulbo sensor está hecho de SUD-27 y llenado aproximadamente de 400 gramos de mercurio. La capacidad de calor de este

bulbo es relativamente grande.

A una temperatura elevada, la velocidad de respuesta es más bien rápida como un resultado de la expansión de mercurio, pero en una caída de temperatura, un ligero tiempo de retraso puede ser observado. El diferencial de temperatura de 6 a 9°C en un control SI-NO se refiere a la temperatura del fluido sujeto al control (en este caso aceite de lubricación del CAR). Este diferencial es equivalente a 3 o 3.5°C de temperatura leída sobre la escala del controlador.

3.4. CONTROL DEL REGENERADOR E IMPORTANCIA DEL MISMO

El regenerador o intercambiador de calor de flujo periódico posee para fines de control los instrumentos ya mencionados en el numeral anteriormente presentado.

Pero, a parte de ellos con el solo hecho de llevar un récord de la variación de parámetros, tales como de las propiedades termodinámicas de temperatura de entrada y salida del aire, temperatura de entrada y salida de los gases, así como valores de la presión de entrada y salida de aire, como también de entrada y salida de los gases podemos darnos un criterio técnico el mismo que de acuerdo a rangos de fluctuación de los mencionados parámetros nos permitirá controlar y supervisar el comportamiento térmico del regenerador. Ello nos facilitará en gran medida saber en que momento nos urge rea-

lizar una labor de mantenimiento preventivo al sistema.

El procedimiento usado, para que en base de los valores dados de temperatura y presión de ambos fluidos a entrada y salida del sistema se pueda controlar el regenerador, es el que a continuación se explica:

Leer en hojas de parámetros de control de la caldera los datos concernientes al regenerador de aire durante nueve meses de operación continua, desde el mes de Enero a Septiembre del año 1981. En el mes de Octubre se procedió a una parada del regenerador para efectuarle un mantenimiento. A continuación leer los datos de los meses siguientes que son Noviembre y Diciembre.

Una vez que se reúnen todos estos valores de antes y después del mantenimiento se procede a realizar un análisis cualitativo comparativo de los rangos de variación de los valores de temperatura y presión de ambos fluidos a entrada y salida del sistema.

Los resultados que arroja el análisis efectuado a la tabla No. 14 nos permite concluir que: la variación de los valores de temperatura y presión de ambos fluidos a entrada y salida del sistema tanto antes de la parada como después de la parada de mantenimiento no son tan perceptibles; pero, el chequeo de estos dos parámetros es determinante para llevar a cabo

un control efectivo del regenerador.

Otra forma de efectuar un control sobre el regenerador es mediante el uso de películas fotográficas, las mismas que nos mostrarán el estado de los elementos de calentamiento y de acuerdo con dicho análisis se determina la frecuencia de lavado del sistema. Ver fotografías referentes a este tópico.

3.5 MEDIDAS PREVENTIVAS DE SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO DEL REGENERADOR

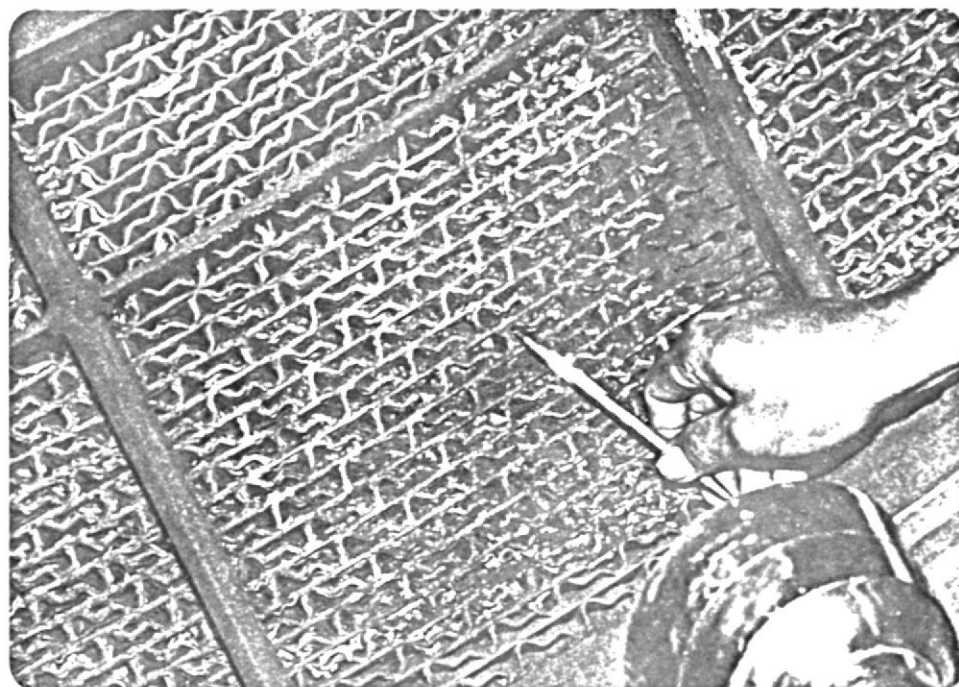
Las medidas preventivas de seguridad y mantenimiento de las diferentes partes o componentes del CAR se las detallará a continuación:

DISPOSITIVO DE LIMPIEZA

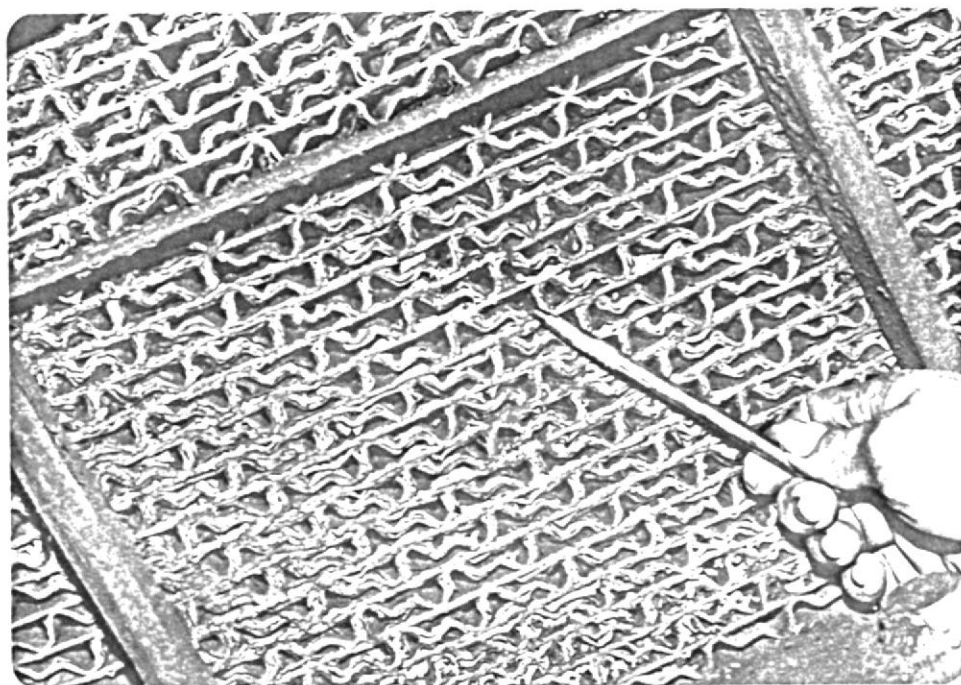
En cuanto se refiere a los requerimientos de presión durante la operación de lavado del CAR, tenemos que tomar en cuenta lo siguiente: para una operación inicial la presión recomendada es de $14 \text{ kg./cm}^2\text{g}$ para el vapor y de $13 \text{ kg./cm}^2\text{g}$ para aire comprimido, con la válvula de entrada abierta totalmente.

Una acción efectiva de limpieza puede no ser obtenida si la presión es muy baja.

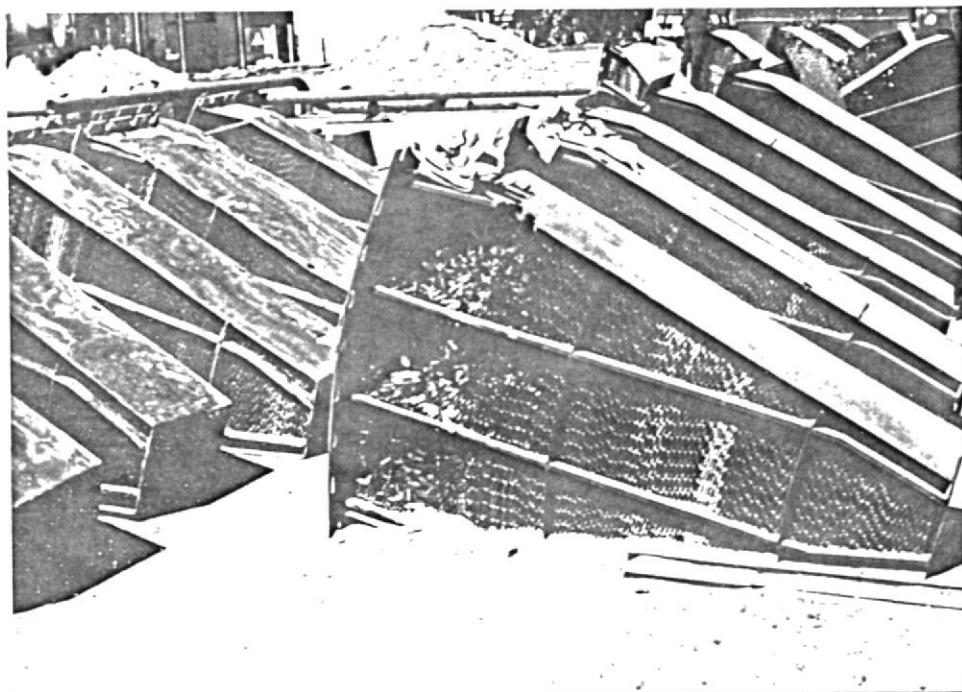
La presión del vapor no puede exceder de $15 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ y la presión del aire no exceder de $14 \text{ kg/cm}^2\text{g}$. Una excesiva presión por un período extenso puede dañar los sellos del rotor y la



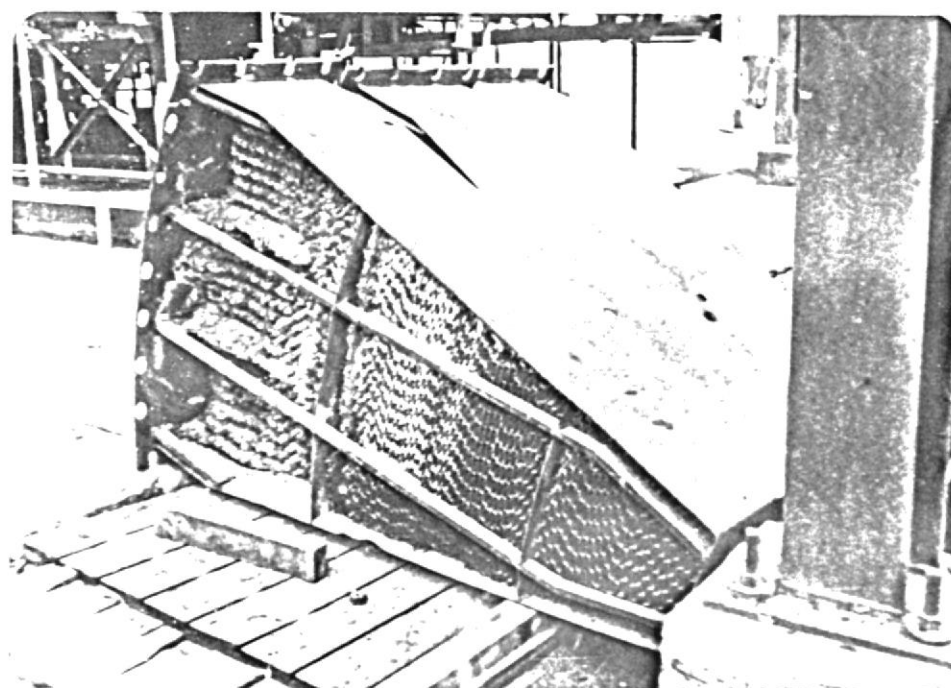
Fotografía No. 1 Control fotográfico de los elementos
de calentamiento



Fotografía No. 2 Control fotográfico de los elementos
de calentamiento



Fotografía No. 3 Mantenimiento correctivo de los elementos de calentamiento



Fotografía No. 4 Mantenimiento correctivo de los elementos de calentamiento

superficie de calentamiento.

Se debe ajustar el orificio de la placa en la línea de suministro a la presión recomendada mediante incremento del diámetro del orificio por incrementos de solamente un poco hasta que la presión deseada sea obtenida en la tobera del dispositivo de limpieza.

Y en lo que se relaciona con el lavado en sí y con el agua que se emplea para el lavado se deben tener en cuenta las siguientes medidas preventivas de seguridad: El volumen de agua necesario para el lavado es de 1350 lit/min. Además es recomendable que ésta agua de lavado tenga un pH de 11. Si no se dispone de agua con ésta alcalinidad debe aumentarse el flujo.

El lavado se efectúa con la caldera fuera de servicio y cuando la temperatura del flujo de aire de salida de la caldera es menos de 150°C. Durante el lavado del precalentador éste debe girar.

El agua del drenaje debe observarse para cuando exista una diferencia de pH de 1.0 entre el agua de entrada y salida se dé por terminado. Es necesario después del lavado o durante éste, inspeccionar el avance y darlo por terminado si es satisfactorio el grado de limpieza.

Durante el lavado las compuertas del ventilador de tiro forzado, aire a quemadores y registros, deben permanecer cerrados.

El mejor tiempo de iniciar el lavado, es aquel que al terminarse coincida lo más posible con el principio de encendido de la caldera, para que los depósitos que no se hayan disueltos, estén con humedad el menor tiempo.

Debe llevarse un historial con fotografías del estado del CAR y de acuerdo con el análisis, se verá la frecuencia del lavado.

El mantenimiento del dispositivo de limpieza consiste: en el chequeo de las válvulas para evitar fugas, en el exámen de la tubería de la tobera y de la tobera de la corrosión, removiendo los sedimentos y escamas desde la tubería de la tobera, y la lubricación del reductor de velocidad, del motor impulsor, y de la junta del pivote.

Dar inmediata atención a las válvulas si hay cualquier evidencia de una fuga. Una válvula con fugas puede contribuir a una rápida deteriorización y corrosión de la tubería de la tobera y de la tobera en sí. También puede resultar por corrosión y taponamiento de la superficie de calentamiento.

Inspeccionar la tobera periódicamente y remover cualquier acumulación de sedimento y escamas en la tubería para así asegu-

Instale las salidas del drenaje de forma que el operador pueda observar la descarga.

Hacer cada esfuerzo para proveer vapor seco o aire para la limpieza de la superficie de calentamiento del CAR.

SELLOS DEL ROTOR. (Fig. 3.9)

Los sellos del rotor, aún cuando, están ajustados para huelgos desde las superficies estáticas, llegan a tocar ligeramente a las móviles bajo altas temperaturas de operación.

Si el borde del sello toca en algún punto, éste lógicamente se desgastará, por ello es necesario revisar los sellos periódicamente y reemplazarlos cuando existe evidencia de desgaste excesivo o corrosión.

El rango de variación de huelgos fluctúa entre 1 y 2 mm.

SISTEMA DE CIRCULACION DEL ACEITE

La presión de descarga de la bomba podría gradualmente incrementarse como la suciedad del filtro progresa. Los filtros de cartucho deberán ser cambiados cuando el aceite, a una operación normal de viscosidad, indique una lectura de presión de aproximadamente 1 kg/cm^2 g mayor que la normal. El filtro posee una válvula interna de by-pass la que automáticamente abre cuando la caída de presión del aceite que cruza por el filtro es tan grande.

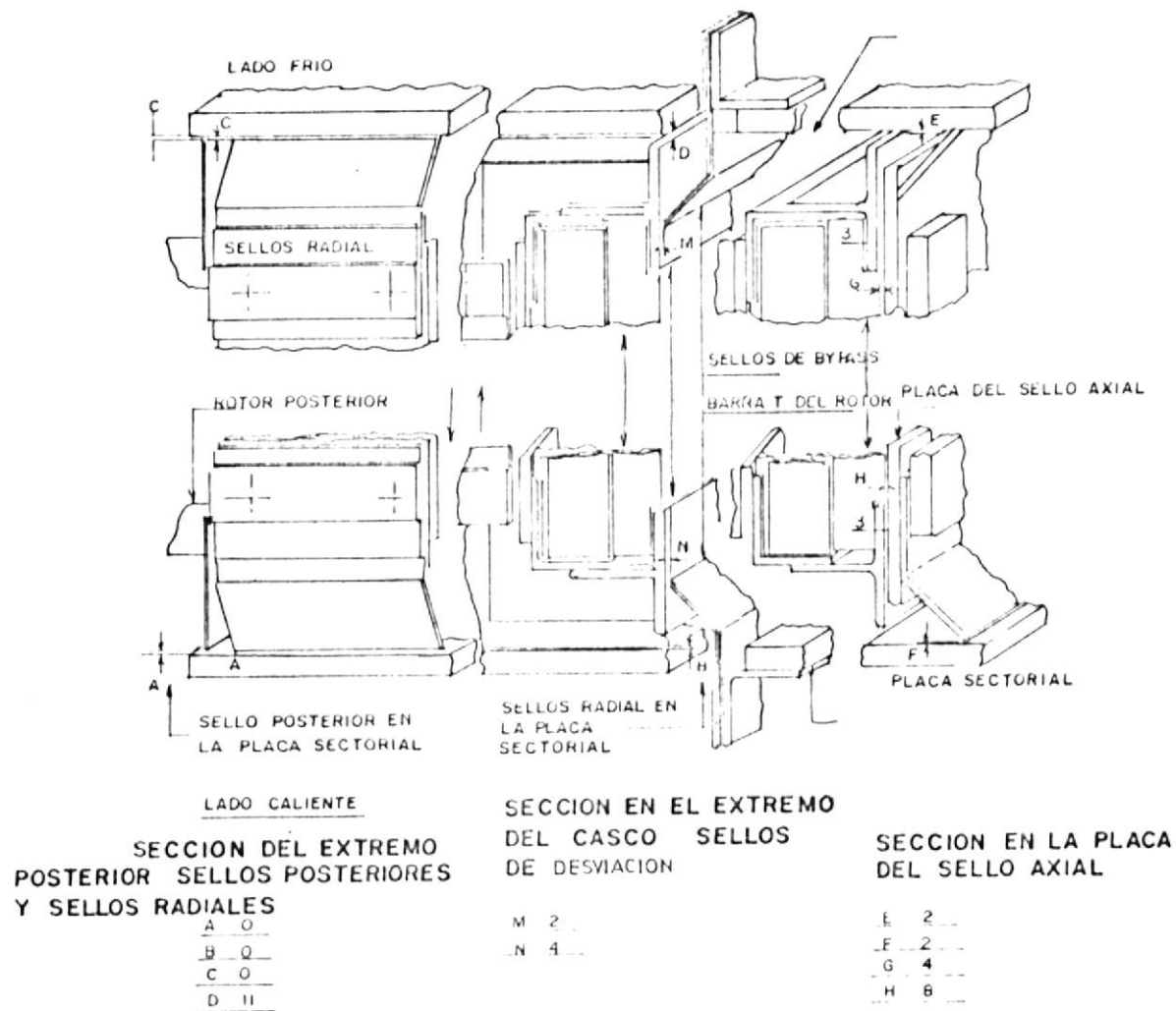


FIG. 3.9 CARTA DE HUELGOS DE SELLOS

Chequear el nivel del aceite en el alojamiento del cojinete periódicamente. Cualquier signo de espuma puede también ser observado durante estas inspecciones de rutina.

En el caso de que el suministro del aceite es drenado desde el alojamiento del cojinete, el sistema de circulación del aceite podrá ser llenado usando el siguiente procedimiento:

1. Llene el alojamiento del cojinete mediante el suministro de aceite a través del hueco del bayoneta hasta que la marca del nivel máximo de aceite sobre la bayoneta sea alcanzada.
2. Arranque la bomba de aceite. Esto podría drenar aceite desde el alojamiento para llenar las líneas de aceite, el filtro del enfriador y la bomba, esto purga el aire desde el sistema.
3. Apague el sistema hacia abajo permitiendo que el nivel de aceite se estabilice. Rellene el alojamiento del cojinete al nivel indicado. Arranque la bomba de aceite otra vez, permitiendo que el sistema opere por algunos minutos antes de la apagada para otra lectura del nivel del aceite. Repita este procedimiento hasta que el nivel adecuado de aceite sea obtenido y todos los signos de aire en el aceite hallan sido removidos.
4. Precaución. No sobrellene el sistema. Un nivel de acei-

te excesivamente alto puede causar fugas en los sellos - del alojamiento del cojinete.

ENFRIADOR

Si un intercambiador de agua helada es construido o suministrado, los lápices de zinc localizados en las cajas de agua del enfriador podrían ser inspeccionados periódicamente y renovados cuando estén casi consumidos o cuando estén recubiertos con productos corrosivos.

A causa de las condiciones de operación, algunas instalaciones están equipadas con un radiador enfriador.

FILTROS DE ACEITE

1. Reemplazar el filtro de cartucho como se indicó dentro - del mantenimiento de la unidad de circulación del aceite.
2. Después del cambio del cartucho, abrir las válvulas sobre cada uno de los lados del filtro. Suelte el tapón de venteo situado en la conexión de entrada del filtro, permitiéndole que el aire salga y la unidad se llene con aceite. Aprete el tapón de venteo cuando el líquido comience a salir a través del hueco de venteo.
3. Añadir suficiente aceite al sistema para conseguir que el aceite retorne a su marca de nivel sobre la bayoneta del alojamiento del cojinete. La cantidad de aceite a ser reemplazada en el alojamiento es aproximadamente la mis-

ma que es removida a través del tabón de drenaje del fil
tro.

4. Después de echar a andar el sistema por unos pocos minutos purgar cualquier remanente de aire desde el sistema, chequear la lectura de la bayoneta y añadir aceite si es necesario.

Los filtros de cartucho no se vuelven a usar. Por lo tanto repuestos de ellos deberá mantenerse en stock.

BOMBA DEL SISTEMA DE CIRCULACION DEL ACEITE

Una sobrecarga de la unidad de transmisión puede ser causada por:

1. Excesiva velocidad de la bomba, de presión de descarga, y de viscosidad.
2. Pobre alineación u operación bajo esfuerzos debido a una distorsión térmica.

Fallas en la bomba pueden ser causadas por:

1. Una pérdida en la salida de la bomba la cual no es corre
gida.
2. Rotor y/o envoltura estropeados.
3. Excesiva presión de descarga, velocidad y/o viscosidad - más baja que el valor especificado.
4. Retorno del aceite debido a fuga en válvula sobre el la-

do de descarga.

Vibración y ruido puede ser causado por:

1. Una mala instalación y/o alineamiento.
2. Los cojinetes estropeados o rotor/cubierta.
3. Cavitación, o aire entrando en la bomba.

Sobrecalentamiento puede ser causado por:

1. Una mala alineación bajo esfuerzos debido a distorsión térmica.
2. Sobrecarga.

Fugas de aceite desde el sello mecánico:

1. Fugas desde un nuevo sello mecánico puede ser mantenido a un mínimo (debajo de 3 cc/h). Sin embargo, la fuga podría incrementarse con la vida útil del sello o dañar el sello debido a la entrada de materia extraña. Cuando la fuga debido a éstas razones se vuelven prohibitivas, el sello mecánico debe ser reemplazado.
2. En caso de que la bomba sea usada con aceite pesado conteniendo sustancias extrañas, el soplado (blow-out) del aceite puede ocurrir cuando arranca luego de una larga parada. Esto es debido a las sustancias extrañas que están siendo atrapadas sobre la superficie del sello. Sin embargo, esto podría fluir rápidamente, permitiendo así buenos resultados de sellado.

VALVULA DE SEGURIDAD

AJUSTE

Esta válvula de seguridad está normalmente regulada a 105-110% de presión de la presión de la línea de trabajo, y sus características principales se pueden apreciar de la figura 3.8. Una rotación en el sentido de las manecillas del reloj del perno de regulación (608) podría darnos mayores presiones de servicio, y una rotación en sentido contrario a las manecillas podría darnos menores presiones de servicio.

Para poner en servicio la válvula de seguridad se procede como sigue:

Instalar un manómetro en el lado de entrada de la válvula de seguridad. Remover la tapa (626), llevar la tuerca (609) hacia el cuello del perno de regulación, y cierre completamente la válvula de seguridad mediante el giro del dicho perno en el sentido de las manecillas del reloj. Mantenga la presión de servicio deseada. Girar el perno de regulación en sentido contrario a las manecillas del reloj, mirando estrechamente el manómetro.

Un ligero movimiento del puntero del manómetro nos indica que la válvula de seguridad ha ido dentro de la acción de seguridad, y éste es el punto de servicio. Abra la válvula de

descarga y hacer que la presión de descarga descienda. Luego cerrar la válvula de descarga, con un tiempo muy lento, en - que la válvula de seguridad funciona a la presión de servicio. Si la válvula de descarga es mantenida en una posición completamente quieta (seated), el puntero del manómetro vendrá a parar en un punto ligeramente mayor que la presión de servicio. Repita esta prueba 2 o 3 veces hasta que la función correcta de la válvula de seguridad sea asegurada.

Luego de las pruebas de arriba ajustar la tuerca (609) para a-segurar el perno de regulación en su posición. Esto es importante puesto que la tuerca, si es insuficientemente ajustada, puede permitir que se afloje el perno de regulación debido a la vibración de la línea de aceite.

A fin de hacer el ajuste de arriba, deberá irse a la tubería de retorno desde el lado de descarga de la válvula de seguridad al lado de la succión. Si no hay una tubería de retorno requerida, nosotros podríamos construir la información como el número de vueltas requeridas desde la posición de apagado a la presión de servicio deseada.

UNIDAD DE MANDO

Precaución durante la operación

1. Chequear el nivel de aceite para asegurar que está entre las marcas superior e inferior del medidor de aceite y

- así poder decidir si es necesario reducir o añadir aceite
2. Podría encontrarse que los pernos de la fundación, del soporte del cojinete y otros pernos de montaje estén flojos por lo tanto deberá de dárseles un ajuste adicional.
 3. No es del todo importante si la temperatura del aceite excede la temperatura ambiente en 35°C . Podría sobrepasar los 80°C , en este caso hay que parar el reductor y buscar su origen o causa.
 4. Chequear el reductor de cualquier vibración anormal y ruido. El perno de ajuste del acoplamiento es un buen indicador de la vibración.
 5. Chequear los cojinetes, la tapa de la envoltura de la junta y otras secciones de fuga de aceite.
 6. Cuando los engranajes y cojinetes están haciendo un ruido anormal, parar el reductor e identificar la causa.

Precaución durante la inserción de los elementos y durante la inspección periódica.

Cuando se empaquetan los elementos de calentamiento dentro del rotor de tipo horizontal el procedimiento a seguir es:

1. El rotor es girado hasta que un sector llegue a una posición conveniente para su acceso (o hasta que corresponda con el ducto final superior caliente),
2. Con este sector empaquetado con elementos, el rotor es

girado media vuelta hasta que el sector diametral llegue a esta posición; luego, este es llenado, y

3. Los pasos de arriba son repetidos hasta que todos los sectores finalmente son empaquetados con los elementos de calentamiento. Durante este procedimiento, las siguientes precauciones deben ser ejercidas en relación con el reductor de velocidad.

1. No utilizar el peso del desabalance resultante de la inserción dentro de un sector de elementos de calentamiento para la rotación del rotor, ya que permitiendo que el rotor gire por el desbalance se impone una muy pesada carga sobre el reductor. En su lugar, gire el rotor lentamente sobre la aplicación del freno poco a poco.
2. Aún cuando permita inadvertidamente que el rotor gire por sí mismo no aplique el freno para conseguir que el rotor se detenga abruptamente en la posición requerida.
3. En el caso de que se permita que el rotor gire rápidamente no aplique el freno precipitadamente. En su lugar, deje que pase la posición requerida, y luego pare y consiga regresarlo a la posición requerida por aplicación del freno poco a poco.

Inspección periódica:

1. No se puede examinar o abrir el reductor para un chequeo total durante una inspección periódica. Además del chequeo del diente del cojinete y del estado de los cojinetes asegurar que no hay signos de anormalidad.
2. Reajuste el centro del acoplamiento entre la unidad de mando principal y la unidad de mando auxiliar.
3. Chequear el perno de protección (cushion) del acoplamiento de cualquier signo de estropeamiento.
4. Chequear el hueco del perno de protección para asegurarse que éste no ha tomado una forma elíptica.
5. Dar un ajuste adicional a los pernos.

FRENO (Fig. 3.10)

1. Precaución para la operación del freno
 - a. Cuando se acciona el freno, cortar la unidad de mando principal del sistema de movimiento principal. Luego elevar la palanca del freno lentamente de manera que el embrague se deslice hasta que eventualmente alcance velocidad. Evitar empujar la palanca abruptamente para llevar al embrague a una parada repentina. Haciendo esto podría conducirse al rompimiento del sistema de acoplamiento del reductor o causar el rompimiento de la zapata del freno al usarlo prematuramente.

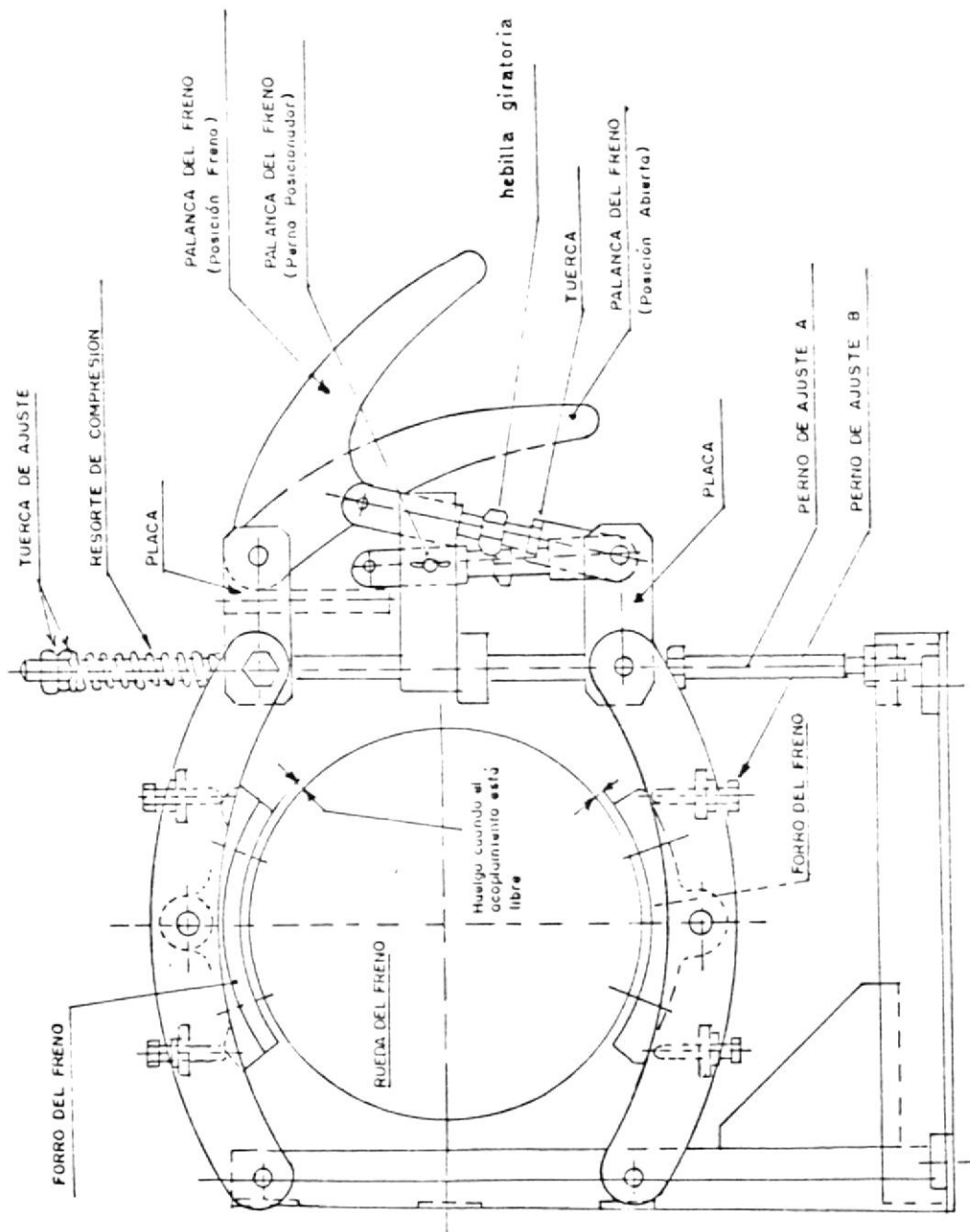


FIG. 3.10 DISPOSITIVO DE FRENO

- b. Después de haber aplicado el freno, asegure la palanca del freno en su posición con el pin de seguro. Podría la palanca deslizarse por alguna razón u otra con el resultado de que el freno se suelte, ello podría posiblemente conducir a un peligro afectando la vida humana. Por ello asegure la palanca con el pin de seguro aún cuando el freno no está en uso.

2. Reajuste del freno.

- a. Ajuste la hebilla giratoria hasta que la circunferencia de la rueda del freno tenga un claro de 3 a 5 mm. desde las zapatas del freno cuando el freno está en posición abierta.
- b. Es necesario igualar ambos claros (zapatas superior e inferior) tan estrechamente como es posible. Esto puede ser conseguido por medio del ajuste del perno "A".
- c. Es necesario hacer que tanto las zapatas superior e inferior del freno hagan contacto con la circunferencia de la rueda del freno a través de la longitud total de ellos. Esto puede ser conseguido por medio del ajuste del perno "B".
- d. El torque del freno puede ser incrementado por giro de la tuerca de ajuste en tal dirección que el resorte es contraído.

- e. Ajustar todos los seguros de las tuercas luego que los ajustes son completados.

MOTOR DE AIRE

Lubricación

Para el reductor de velocidad, use una calidad de grasa con viscosidad superior, a prueba de agua y estabilidad de oxidación. Suministre grasa un mes después del arranque mientras que la lubricación inicial es hecha en la etapa del arranque, y luego cada tres a cinco meses desde el punto de grasa. Para este motor a aire es usada una grasa de base de litio.

La sección del motor está automáticamente lubricada por medio de un aceitero. Ajuste el tornillo del aceitero y permitir que caiga de 20 a 30 gotas de aceite por minuto. También llenar el recipiente del aceitero según el indicador del nivel de aceite con aceite #1 (#90) o #2 (#140) para turbina.

Inspección y reemplazo del paleteado.

Desensamble el motor para la inspección del paleteado. Inspeccionar la razón de desgaste de la cuchilla mientras las hojas están insertadas en el rotor, y reemplazarlas en caso de que las encuentre aproximadamente menores a los 4 mm. de longitud mientras se miden desde la periferia del rotor.

En el desensamble, primero separe la sección del motor desde la sección del reductor de velocidad, remueva la tapa del cuerpo (1) y tirar el rotor (4) hacia afuera del cilindro (3). La sección del motor puede ser separada desde la sección del reductor de velocidad por la remoción de los 6 pernos de fijación (32), la cubierta inferior (12) del cuerpo (2) mediante la remoción de los cuatro pernos de fijación (30), y la cubierta superior (1) del cuerpo mediante la remoción de los otros cuatro pernos de fijación. Puede sacar el rotor con las cuchillas mediante el golpeteo del lado del rotor del engrane partido (gear cutting). Asegure de dejar sola tapa de encima (6) del cilindro y la otra fijada al rotor.

Así está listo para inspeccionar el afilado y/o reemplazo de ellos. En el reensamble, se sigue el procedimiento reverso al ensamblaje. Primero insertar las hojas dentro de las ranuras de la hoja del rotor, reensamblar el rotor y las hojas en un cuerpo, en un cuerpo, y luego fije las cubiertas superior e inferior con los pernos de fijación. Finalmente fijar la sección del motor a la sección del reductor de velocidad, y así se puede dar por finalizado el reensamble.

En el ensamblaje, tomar las siguientes precauciones:

1. Lavar las partes del componente individual en un aceite - detergente y limpiar de impurezas tales como herrumbre, polvo, etc.

2. Igualar la aldaba semicircular del cilindro de la cubierta superior en el ensamble del rotor.
3. Alimente con 5 cc. de aceite de turbina desde la abertura del suministro de aire en la prueba de arranque después del ensamble.
4. Mantenga una operación de baja velocidad para operación a carga cero mediante la obstrucción del suministro de aire.

FILTRO DE AIRE

1. Instalación

- a. Instalar el filtro de aire en correspondencia de la dirección de la marca de flecha con la dirección del flujo de fluido, de modo que la llave del drenaje pueda estar en la posición más baja (el lado teniendo la marca de flecha es el lado de entrada).

2. Drenaje

- a. Abrir la llave del drenaje para poder descargar el drenaje antes de que el nivel del drenaje de agua alcance al diafragma.
- b. La llave del drenaje se cierra si es girada en sentido de las manecillas del reloj, y es abierta si es girada en contra de las manecillas del reloj.

3. Mantenimiento

- a. La resistencia de aire es grande (razón del flujo -

reducida), lavar el filtro a causa de que está tapado.

- b. El drenaje es descargado anormalmente desde la tubería junto al filtro; descargar el drenaje debido a que el filtro está inmerso en el drenaje.

4. Precauciones

La funda del filtro (funda transparente) está hecha de plástico, y por lo tanto, está apta para ser corroída con solventes orgánicos tales como alcohol, etc.

Nunca exponga un filtro de aire a los rayos del sol en forma directa.

Limite la temperatura ambiente por debajo de los 60°C.

Use un detergente neutral cuando limpie la funda del filtro.

La presión máxima en uso es 10 kg./cm², y la temperatura máxima en uso es 60°C.

ACEITERO

1. Instalación

- a. Instalar el aceitero en correspondencia de la dirección de la marca de la flecha con la dirección del flujo del fluido, de forma que la funda del aceitero pueda tomar la más baja posición. (El lado teniendo

la marca de la flecha está en el lado de entrada).

2. Vertiendo

- a. Remover el tapón del drenaje y cargar con aceite libre de agua o polvo. Aceite #90 de turbina es lo apropiado).
- b. Mantener el volumen de aceite entre los límites superior e inferior. (nunca cargar aceite sobre el límite superior).

3. Ajuste de la razón de pérdida de aceite

Se incrementa la razón de pérdida si la aguja es girada en contra de las manecillas del reloj, y decrece si la aguja es girada en sentido de las manecillas del reloj.

4. Mantenimiento

1. En caso de que el aceite no disminuya aunque el aire esté pasando, inspeccionar lo siguiente:
 - a) Si el aceitero es llenado con demasiado aceite; corregir el volumen de aceite.
 - b) Si la tobera está taponada con polvo; tomar la tobera del aceitero y limpiarla.
 - c) Si el nivel de aceite es muy bajo; compensar la pérdida.

2. En caso de fugas de aceite desde la aguja, inspeccionar lo siguiente:

- a) Si la aguja está muy abierta; ciérrela.
- b) Si el ring "O" está dañado; renóvelo

5. Precauciones

La funda del aceitero (funda transparente) está hecha de plástico, y por lo tanto, está apta para ser corroída con solventes orgánicos tales como alcohol, etc.

Nunca lo exponga a los rayos solares directos

Use un detergente neutral cuando limpie la funda.

La presión máxima en uso es 10 kg./cm^2 y la temperatura máxima en uso es de 60°C .

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones y recomendaciones sobre la eficiencia del regenerador.

Una vez concluido el análisis del CAR, a continuación se resumen algunas conclusiones importantes, algunas de ellas permitirán que en grado menor o mayor se tienda a una mejor comprensión y control del CAR.

El comportamiento de la eficiencia del CAR con respecto a la variación del % de la carga será lo primero en analizar; de los resultados numéricos nos percatamos que a medida que el % de carga va en disminución la eficiencia va en aumento, esto significa que existe una variación lineal e inversamente proporcional entre estas dos cantidades; esto se lo verifica de la curva obtenida al usar los resultados numéricos de eficiencia y de % de carga. Ver gráfico No. 2 en la sección TABLAS, PLANOS Y GRAFICOS. Estos resultados son correctos ya que la eficiencia depende de los flujos de aire y gas que se incrementan cuando los % de carga se elevan cuantitativamente, lo que va a producir efectos de fugas por sellado, aumento en la fricción, aumento en la caída del diferencial de presión, fac

tores que directamente repercuten sobre el valor de la eficiencia del CAR. Si bien podría decirse que el CAR sería o se lo podría considerar como un elemento de sacrificio, dentro del circuito de generación de poder, ya que nos servimos de él para aumentar de manera ostensible la eficiencia de la caldera aunque la eficiencia del CAR sufra una merma en su valor.

La variación de la eficiencia del CAR con respecto a la razón de capacidad térmica es también lineal, pero en cambio varía directamente proporcional. Es decir que lo único que diferencia la variación de la eficiencia con respecto al % de carga y razón de capacidad térmica es su pendiente. Ver gráfico No. 3.

Conclusiones y recomendaciones sobre la operación y control del regenerador.

Sobre la operación y control del regenerador se podrán dar las siguientes conclusiones y recomendaciones que a continuación detallo:

1. Es muy importante mantener un buen control de las temperaturas de aire y gases, de manera que se evita alcanzar la temperatura de rocío de los gases.
2. Verificación periódica de los huelgos correctos de los sellos ya que así nos evitamos problemas de fugas y de

fricción.

3. Los elementos de calentamiento pueden adoptar cualquier arreglo pero siempre los del lado del aire deben ser de un espesor mayor que el de los del lado del gas, y ello es para compensar la diferencia de peso entre los gases y el aire.
4. La frecuencia de deshollinado que varía de una vez al día hasta tres veces al día (una por cada turno) nos permite una operación regular y segura del CAR.
5. Primero arranca el CAR y luego el ventilador de tiro forzado lo cual nos permite que el CAR venza su propia inercia para que acto seguido pueda recibir corrientes de aire.

RECOMENDACIONES

1. Que los elementos transmisores de variables de proceso estén en buen estado y con ello me refiero a las termocupas y a los dispositivos de seguridad del CAR.
2. En cuanto y tanto se refiere al material de la matriz hay que hacer hincapie y a la vez recomendar que siempre se debe mantener la dualidad de materiales para el lado frío y para el caliente, ya que ello sirve para proteger y evitar la corrosión.
3. Llevar un control fotográfico del estado de los sellos y

elementos de calentamiento para así llegar a concluir el tiempo óptimo de servicio antes de proceder a mantenimiento general del mismo.

4. Cuidar que el aire que entre al CAR previamente sea calentado para así evitar choques térmicos.
5. Llevar un control de las variables de proceso (tanto de presión como de temperatura) ya sea de uno como de otro lado del CAR pues ello me conduce a detectar situaciones anómalas en la operación del CAR.
6. Chequear estado del aceite que lubrica los cojinetes y que sirven de apoyo al CAR; así como el tiempo de vida para el recambio de los cojinetes.
7. Chequear estado de la tobera de limpieza de hollín pues de no estarlo el vapor no podrá "barrer" el hollín.

TABLAS, PLANOS Y GRAFICOS

TABLA No.2 EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE FLUJO PERIODICO

N_{tu}	ϵ				
	C_{min}/C_{max}				
	0	0.25	0.50	0.75	1.00
0	0	0	0	0	0
0.25	0.221	0.215	0.208	0.202	0.197
0.50	0.393	0.372	0.352	0.333	0.316
0.75	0.528	0.487	0.450	0.418	0.388
1.00	0.632	0.571	0.518	0.472	0.432
1.25	0.713	0.632	0.564	0.507	0.459
1.50	0.777	0.677	0.596	0.530	0.475
1.75	0.826	0.710	0.618	0.544	0.485
2.00	0.865	0.734	0.633	0.554	0.491
2.50	0.918	0.765	0.651	0.564	0.497
3.00	0.950	0.781	0.659	0.568	0.498
3.50	0.970	0.790	0.663	0.570	0.499
4.00	0.982	0.795	0.665	0.571	0.500
4.50	0.989	0.797	0.666	0.571	0.500
5.00	0.993	0.799	0.666	0.571	0.500
∞	1.000	0.800	0.667	0.571	0.500

TABLA No.3 EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO CON AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLAR

N_{tu}	ϵ				
	C_{min}/C_{max}				
	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00
0.25	0.221	0.215	0.208	0.204	0.199
0.50	0.393	0.375	0.358	0.341	0.326
0.75	0.528	0.495	0.466	0.439	0.413
1.00	0.632	0.588	0.547	0.510	0.476
1.25	0.714	0.660	0.610	0.565	0.523
1.50	0.777	0.716	0.660	0.608	0.560
1.75	0.826	0.761	0.700	0.642	0.590
2.00	0.865	0.797	0.732	0.671	0.614
2.50	0.918	0.851	0.783	0.716	0.652
3.00	0.950	0.888	0.819	0.749	0.681
3.50	0.970	0.915	0.848	0.776	0.704
4.00	0.982	0.934	0.869	0.797	0.722
4.50	0.989	0.948	0.887	0.814	0.737
5.00	0.993	0.959	0.901	0.829	0.751
6.00	0.997	0.974	0.924	0.853	0.772
7.00	0.999	0.983	0.940	0.871	0.789
∞	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

T A B L A No. 4

Capa Detalle	LAMINA CALIENTE	LAMINA INTERMEDIA	LAMINA FRIA	UNIDADES
Tipo	DU-0.6	DU-0.6	NF-1.2	mm.
Longitud	1050	450	300	mm.
Material Elemento	spcc-1	spcc-1	corten	
Material Canasta	ss 41	ss 41	corten	
Superficie Calentam.	7020	3010	1600	m ² .
Diametro Hidraulico	1.6386x10 ⁻²			ft.
Porosidad	0.721			
ρ_s	488			lbm/ft ³
c_s	0.11			Btu/lbm-°F

CARACTERISTICAS DE SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO Y
GEOMETRIA

T A B L A No. 5

$\% \text{ Carga}$ MW Detalle	100	75	50	25	UNIDADES
Razon flu- jo aire (W_a)	634245.08	508220.36	374084.92	228003.8	lbs/h
Razon flu- jo comb (W_f)	40509.52	31208.64	21533.08	11372.64	lbs/h
H/C	0.137	0.137	0.137	0.137	—
Exceso aire	5	7	10	15	%

CONDICIONES DE OPERACION A DIFERENTES PORCEN-
TAJES DE CARGA

T A B L A No. 6

% Carga MW Detalle	100	75	50	25	UNIDADES
$P_{c,ent}$	98.71	61.85	51.2	36.86	lbs/ft ²
$P_{h,ent}$	20.88	12.28	10.24	6.55	lbs/ft ²
$T_{c,ent}$	672	672	672	672	° R
$T_{h,ent}$	1188.6	1132.8	1095.0	1096.8	° R

VARIABLES DE PROCESO A ENTRADA AL REGENERADOR

T A B L A No. 7

$\% \text{Carga}$ Detalle \ MW	100	75	50	25	UNIDADES
P^*	4.72	5.03	5.0	5.62	—
T^*	1.77	1.69	1.62	1.59	—
W_h	674754.6	539429.0	395618.0	239376.44	lbs/h
W_c	634245.08	508220.36	374084.92	228003.8	lbs/h
$c_{p,c}$	0.241	0.241	0.241	0.241	BTU/lbs- $^{\circ}$ F
$X_{c,f}$	1.078	1.074	1.070	1.061	—
$c_{p,a}$	0.259	0.254	0.25	0.248	BTU/lbm- $^{\circ}$ F
$c_{p,h}$	0.279	0.272	0.267	0.263	BTU/lbm- $^{\circ}$ F
C_c	152853.06	122481.11	90154.46	54948.91	BTU/lbm- $^{\circ}$ F
C_h	188256.53	146724.69	105630.01	62956.0	BTU/h- $^{\circ}$ F
C^*	0.80	0.83	0.85	0.90	%

CARACTERISTICAS DEL INTERCAMBIADOR DE FLUJO PERIODICO

T A B L A No. 8

$\% \text{ Carga MW}$ Detalle	100	75	50	25	UNIDADES
$T_{h,sal}$	816.64	788.58	771.40	747.58	$^{\circ}R$
$T_{c,sal}$	1136.94	1086.72	1052.7	1030.02	$^{\circ}R$
$T_{h,prom}$	1002.62	960.69	933.2	908.69	$^{\circ}R$
$T_{c,prom}$	904.47	879.36	862.35	851.01	$^{\circ}R$
$P_{h,sal}$	6.553	3.072	2.048	1.024	lbs/ft^2
$P_{c,sal}$	83.968	54.272	49.377	36.331	lbs/ft^2
$P_{h,prom}$	13.716	7.676	6.144	3.788	lbs/ft^2
$P_{c,prom}$	91.34	58.34	50.28	36.60	lbs/ft^2

VARIABLES DE PROCESO A LA SALIDA DEL REGENERADOR

T A B L A No. 9

% Carga MW Detalle	100	75	50	25	UNIDADES
$v_{h,ent}$	3036.394	4920.485	5703.837	8707.940	ft ³ /lbm
$v_{h,sal}$	6647.273	13692.336	20091.053	38941.325	ft ³ /lbm
$v_{h,prom}$	3899.077	6675.769	8101.707	12795.545	ft ³ /lbm
$v_{c,ent}$	363.118	579.548	700.087	972.343	ft ³ /lbm
$v_{c,sal}$	722 232	1068 058	1137 189	1512 242	ft ³ /lbm
$v_{c,prom}$	528 185	807 872	914 831	1240 242	ft ³ /lbm

VOLUMEN ESPECIFICO A ENTRADA Y SALIDA DEL
REGENERADOR

T A B L A No. 10

$\% \text{ Carga}$ MW Detalle	100	75	50	25	UNIDADES
$T_{h,prom}$	542.62	500.69	473.2	448.69	$^{\circ}F$
$T_{c,prom}$	444.47	419.36	402.35	391.01	$^{\circ}F$
$u_{h,prom}$	0.0705	0.0685	0.0672	0.0662	lbm/h-ft
$u_{c,prom}$	0.0662	0.0645	0.0632	0.0625	lbm/h-ft
$N_{Pr,h,prom}$	0.675	0.675	0.675	0.683	—
$N_{Pr,h,prom}^{2/3}$	0.768	0.768	0.768	0.774	—
$N_{Pr,c,prom}$	0.683	0.683	0.683	0.687	—
$N_{Pr,c,prom}^{2/3}$	0.774	0.774	0.774	0.777	—

PROPIEDADES Y PARAMETROS ADIMENSIONALES DEL
INTERCAMBIADOR DE FLUJO PERIODICO

T A B L A No. 11

$\% \text{ Carga}$ Detalle MW	100	75	50	25	UNIDADES
$N_{R,h}$	1001.69	440.21	228.78	59.38	—
$N_{R,c}$	6742.46	3607.88	2376.70	1147.74	—
j_h	0.0112	0.0158	0.025	0.064	—
j_c	0.007	0.0078	0.0089	0.0112	—
f_h	0.07	0.0975	0.15	0.40	—
f_c	0 0468	0 0514	0 0578	0 0683	—
$N_{St,h}$	1.4583×10^{-2}	2.0572×10^{-2}	3.2552×10^{-2}	8.2687×10^{-2}	—
$N_{St,c}$	9.0439×10^{-3}	1.0077×10^{-2}	1.1498×10^{-2}	1.4414×10^{-2}	—

FACTOR DE FRICCION (f), FACTOR DE COLBURN(j)
Y PARAMETROS ADIMENSIONALES DEL INTERCAM-
BIADOR DE FLUJO PERIODICO.

T A B L A No. 12

$\% \text{ Carga}$ Detalle \ MW	100	75	50	25	UNIDADES
$A/A_c)_h$	292.64	292.64	292.64	292.64	—
$A/A_c)_c$	292.64	292.64	292.64	292.64	—
$N_{tu,h}$	4.27	6.02	9.52	24.19	—
$N_{tu,c}$	2.65	2.94	3.36	4.21	—
G_h	1078.16	460.38	234.72	60.02	lbm/h-ft ²
G_c	6814.52	3552.80	2293.25	1095.18	lbm/h-ft ²
$c_{p,h}$	0.279	0.272	0.267	0.263	BTU/lbm-°F
$c_{p,c}$	0.241	0.241	0.241	0.241	BTU/lbm-°F

NUMERO DE UNIDADES TRANSFERENCIA DE CALOR, RELACIONES DE AREA, CALORES ESPECIFICOS, FLUJOS MASICOS POR UNIDAD DE AREA DEL INTERCAMBIADOR DE FLUJO PERIODICO.

T A B L A No. 13

$\frac{\% \text{ Carga}}{\text{Detalle}}$ MW	100	75	50	25	UNIDADES
C^*	0.80	0.83	0.85	0.90	—
$N_{t,u,o}$	1.77	2.09	2.58	3.64	—
C_r^*	26.12	32.60	44.30	72.55	—
ϵ	66.0	70.2	73.0	80.0	%

EFICIENCIA, NUMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA DE CALOR, RAZON CAPACIDAD TERMICA DEL ROTOR, CAMBIO RAZON CAPACIDAD TERMICA DEL ROTOR DEL INTERCAMBIADOR FLUJO PERIODICO.

T A B L A No. 14

	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPT.	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE	UNIDADES
P_{ent} } aire	500	505	525	495	492	470	385	500	485		515	520	mm H ₂ O
	415	415	445	425	425	405	315	420	404	P	435	450	mm H ₂ O
P_{sal} } gas	110	110	120	110	109	102	81	105	106		112	120	mm H ₂ O
	32	32	38	33	33	30	21	32	32	R	33	34	mm H ₂ O
T_{ent} } aire	102	100	102	98	97	98	98	99	96.8		98	100	°C
	345	350	343	348	350	349	338	333	333	D	351	360	°C
T_{sal} } gas	398	405	394	400	403	402	389	382	380	A	400	408	°C
	167	169	167	169	169	168	163	161	158		170	173	°C

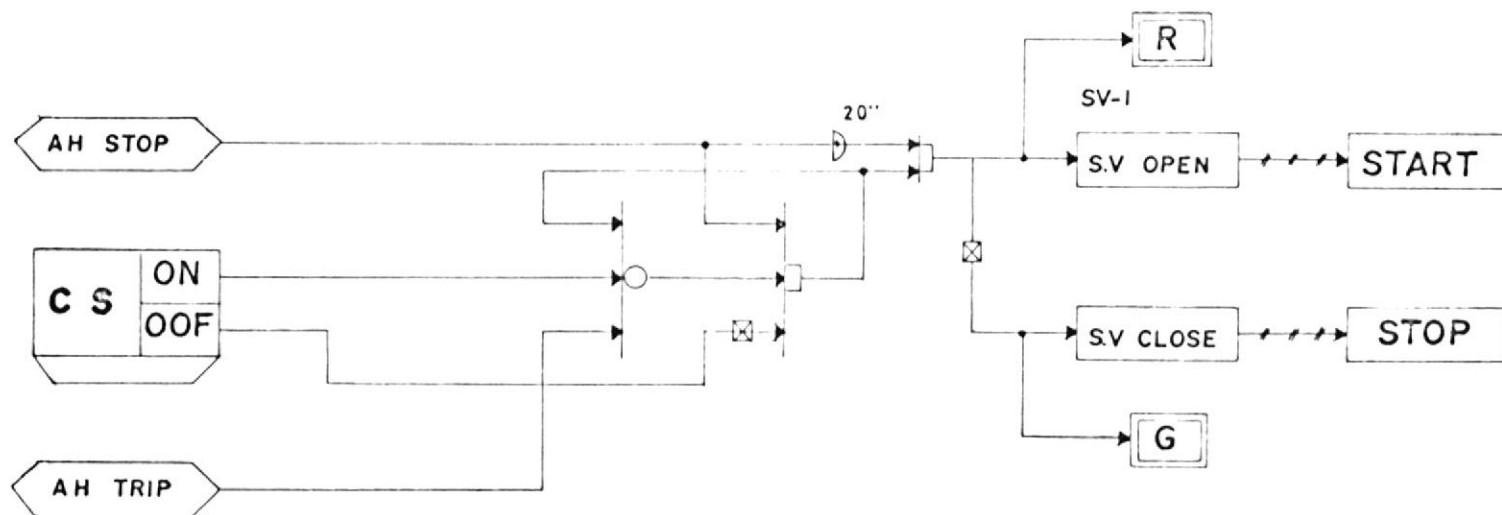
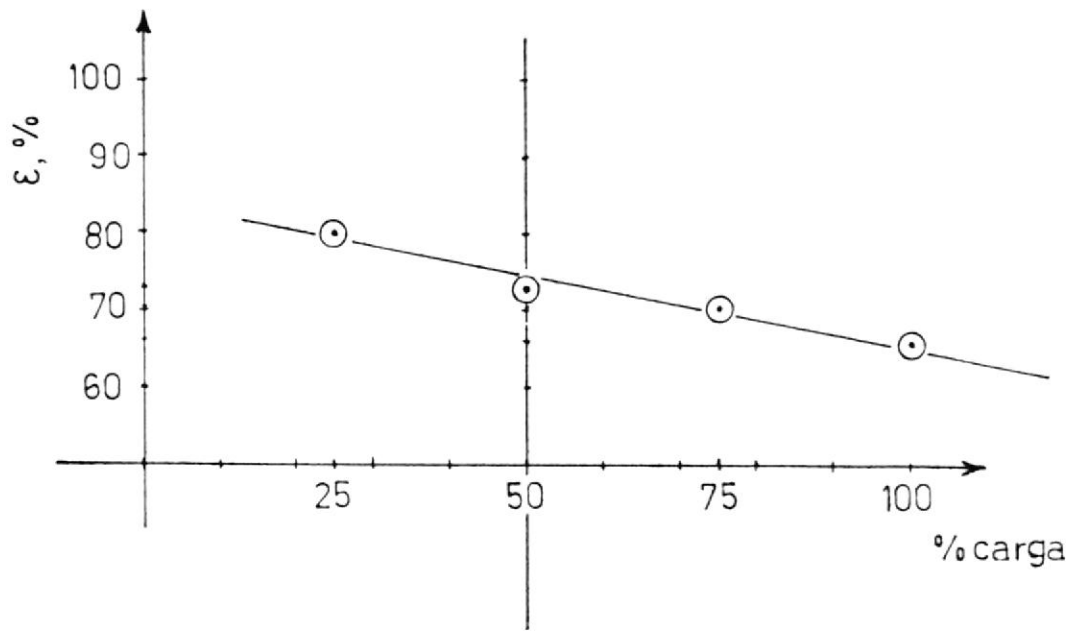
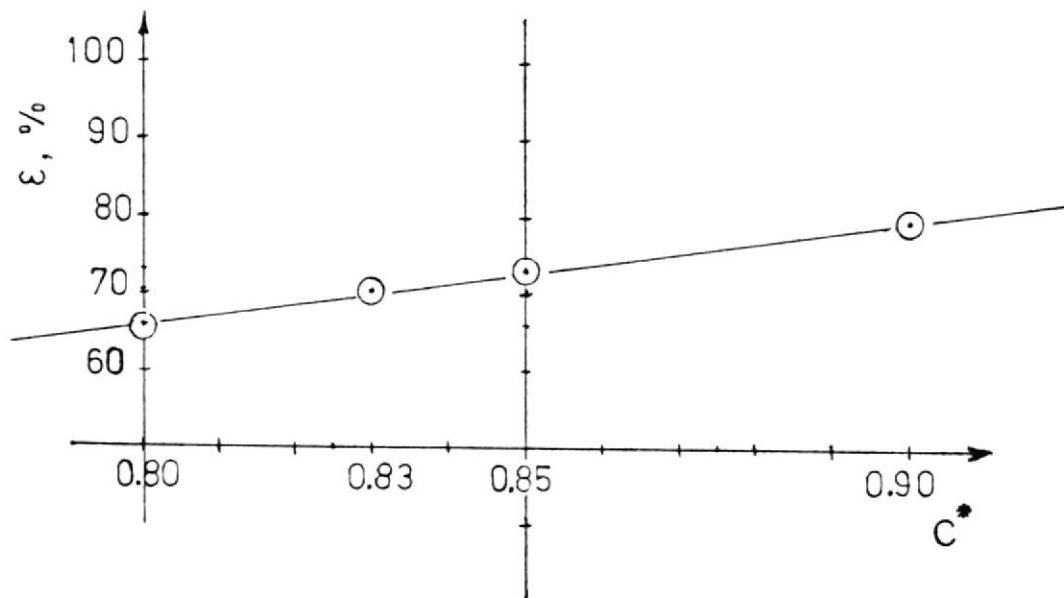


GRAFICO No. 1

MOTOR DE AIRE PARA EL PRECALENTADOR DE AIRE

GRAFICO No. 2 ε vs. % cargaGRAFICO No. 3 ε vs. C^*

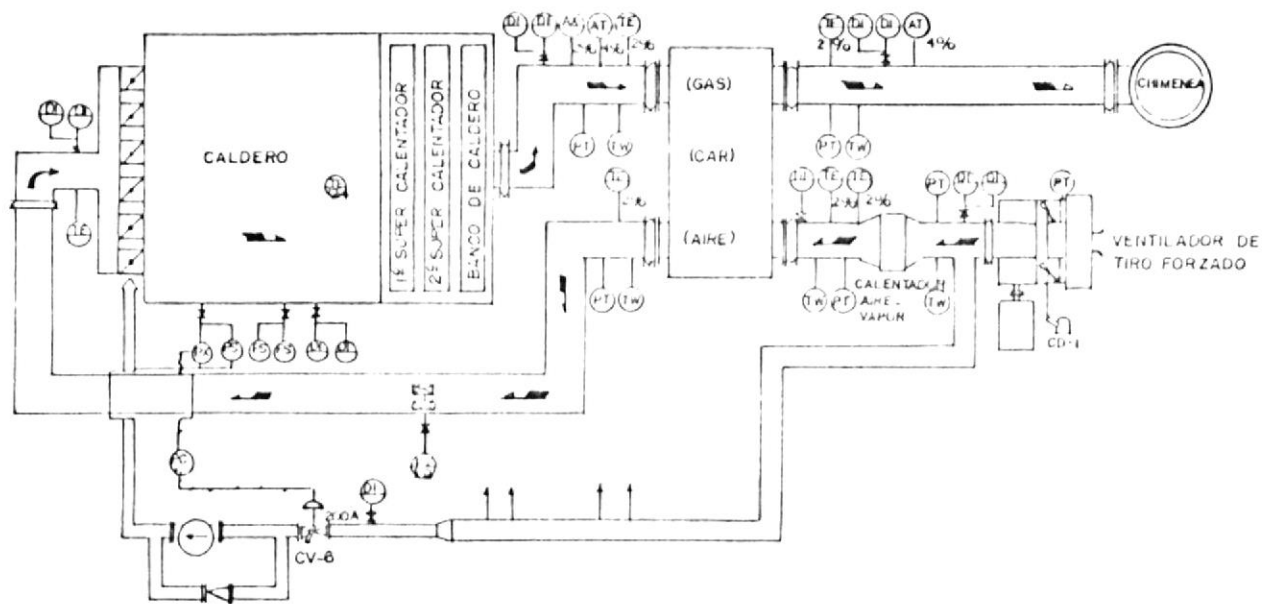


GRAFICO No. 4
 DIAGRAMA DE LA TRAYECTORIA DEL AIRE Y DEL GAS

SIMBOLO	DESCRIPCION	SIMBOLO	DESCRIPCION
□	REGISTROS	PS	SWITCH DE PRESION
⌞	VALVULA DE MARIPOSA	TE	TERMO ELEMENTO
∇	CHEQUE REGULADOR	TW	POZO PROTECCION TEMPERATURA
⌞	VENTURI	AX	TRANSMISOR
DI	INDICADOR DE TIRO	AT	PUNTO DE PRUEBA
PT	PUNTO DE PRESION	FX	TRANSMISOR DE FLUJO
PC	CONTROLADOR DE PRESION	PX	TRANSMISOR DE PRESION

A P E N D I C E S

APENDICE A

*EFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR
SOBRE ALETAS RECTAS Y CIRCULARES.

*EFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR
EN INTERCAMBIADORES DE TIPO DIRECTO COMO
UNA FUNCION DEL NUMERO DE UNIDADES DE
TRANSFERENCIA (N_{tu}) Y DEL CAMBIO DE LA
RAZON DE CAPACIDAD.

FIG. A-1 EFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR SOBRE ALETAS RECTAS Y CIRCULARES

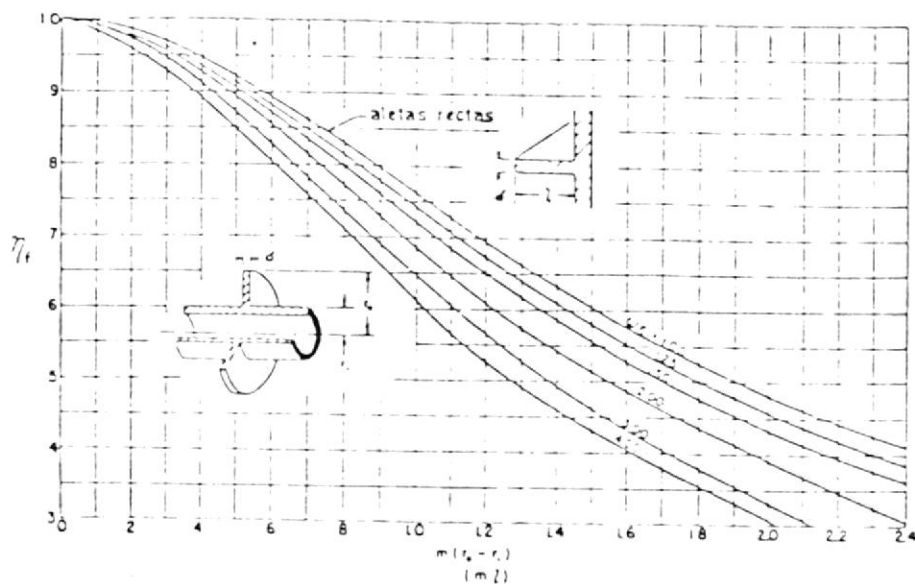


FIG. A-2 EFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DE N_{tu} Y CAMBIO DE LA RAZON DE CAPACIDAD; INTERCAMBIADOR EN CONTRAFLUJO

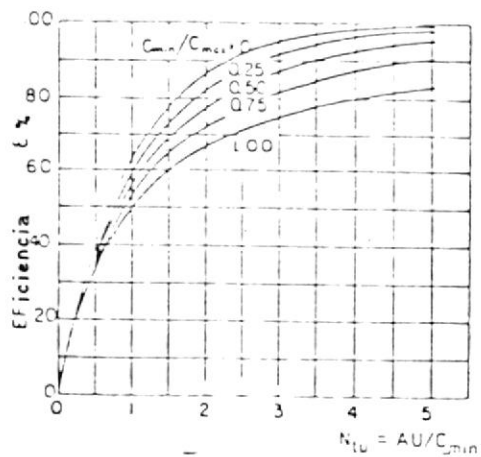
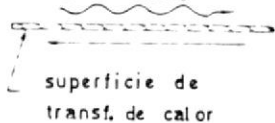
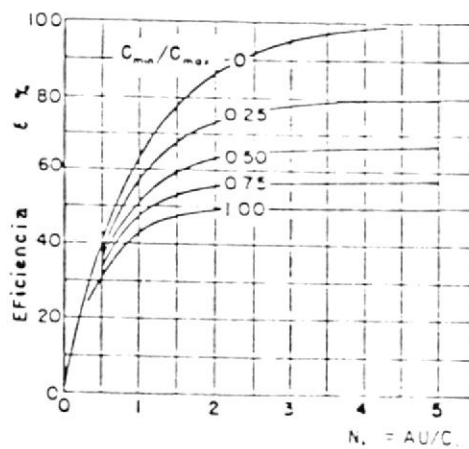
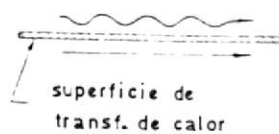


FIG. A-3 EFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DE N_{tu} Y CAMBIO DE LA RAZON DE CAPACIDAD INTERCAMBIADOR FLUJO PARALELO



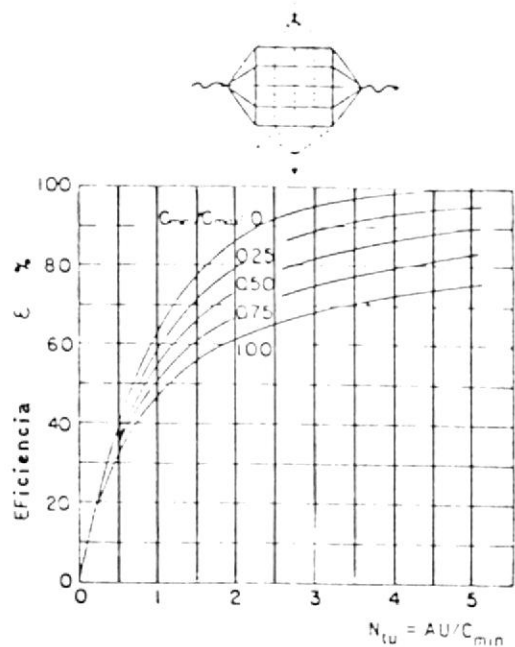


FIG. A-4 EFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL N_{tu} Y CAMBIO DE LA RAZON DE CAPACIDAD; INTERCAMBIADOR FLUJO CRUZADO CON FLUIDOS SIN MEZCLAR.

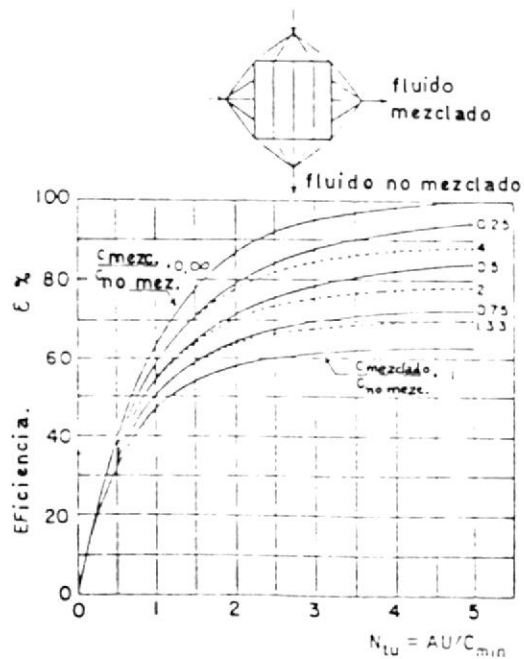


FIG. A-5 EFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL N_{tu} Y CAMBIO DE LA RAZON DE CAPACIDAD; INTERCAMBIADOR FLUJO CRUZADO CON UN FLUIDO MEZCLADO.

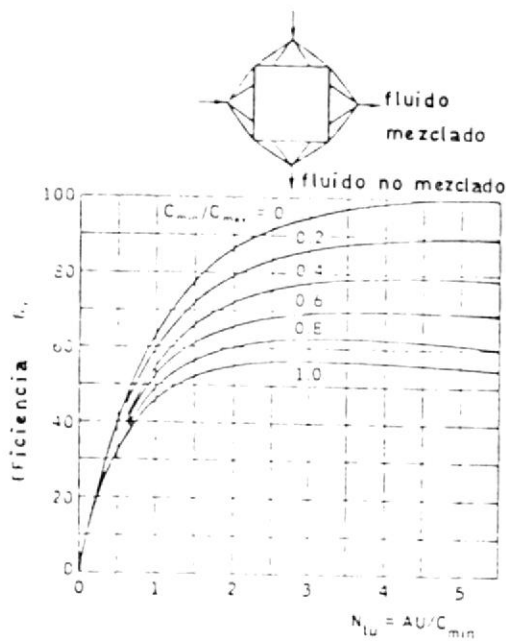


FIG. A-6 EFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL N_{tu} Y CAMBIO DE LA RAZON DE CAPACIDAD; INTERCAMBIADOR FLUJO CRUZADO CON AMBOS FLUIDOS MEZCLADOS.

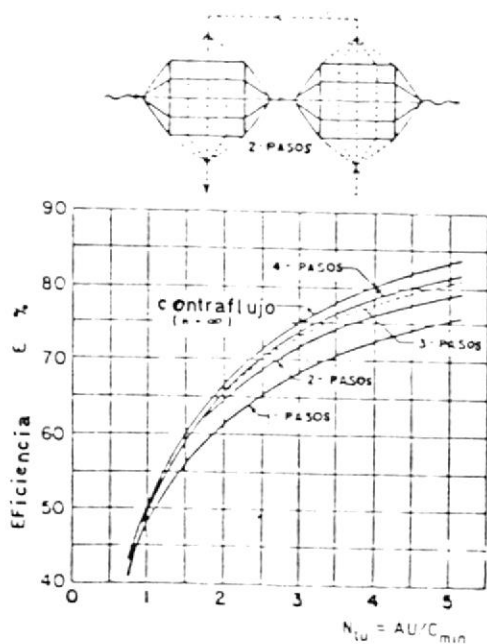


FIG. A-7 EFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL N_{tu} Y NUMERO DE PASOS; INTERCAMBIADOR MULTIPASOS CRUZADO-CONTRAFLUJO $C_{min}/C_{max} = 1$; FLUJO SIN MEZCLAR DENTRO DE PASOS, AMBOS FLUIDOS MEZCLADOS ENTRE PASOS.

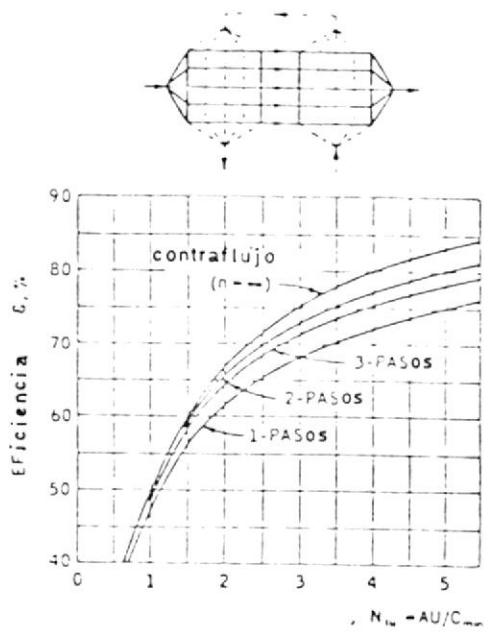


FIG. A-8 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DE N_{tu} Y NUMERO DE PASOS; INTERCAMBIADOR MULTIPASOS CRUZADO CONTRAFLUJO $C_{min}/C_{max} = 1$; FLUJO SIN MEZCLAR DENTRO DE PASOS, UN FLUIDO SIN MEZCLAR ENTRE PASOS.

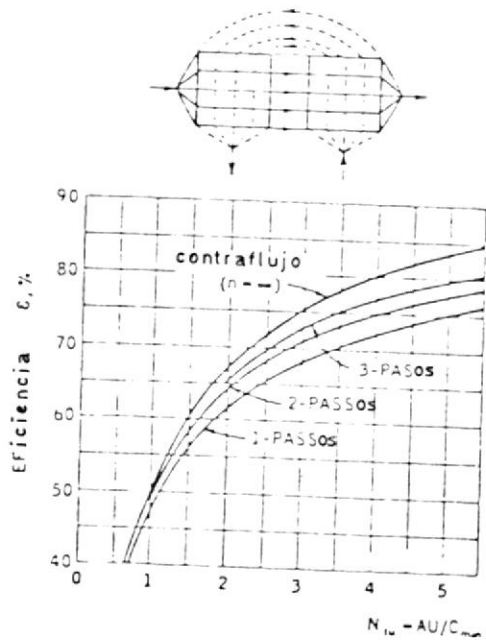


FIG. A-9 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DE N_{tu} Y NUMERO DE PASOS; INTERCAMBIADOR MULTIPASOS CRUZADO-CONTRAFLUJO $C_{min}/C_{max} = 1$; FLUJO SIN MEZCLAR DENTRO PASOS, AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLAR ENTRE PASOS.

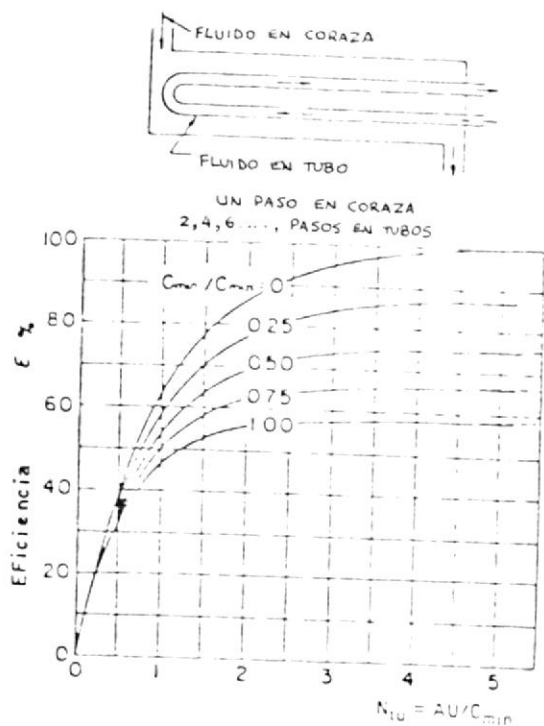


FIG. A-10 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DE N_{TU} Y CAMBIO DE RAZON DE CAPACIDAD; INTERCAMBIADOR 1-2 PARALELO-CONTRAFLUJO.

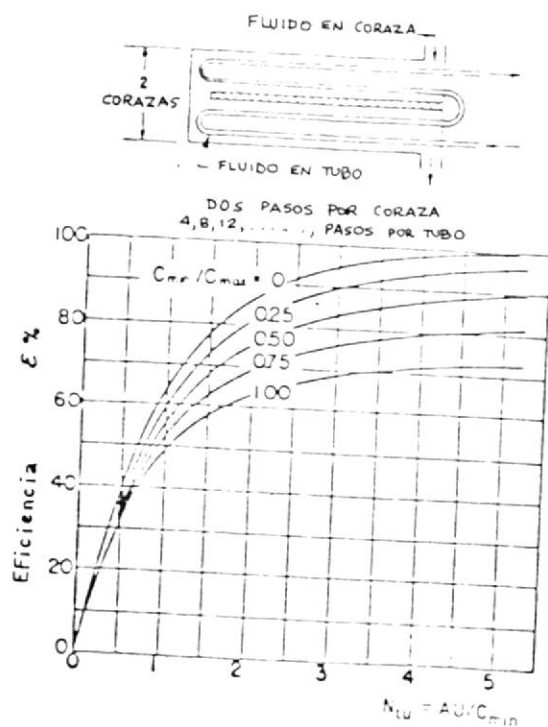


FIG. A-11 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DE N_{TU} Y CAMBIO DE RAZON DE CAPACIDAD; INTERCAMBIADOR 2-4 MULTIPASOS EN CONTRAFLUJO.

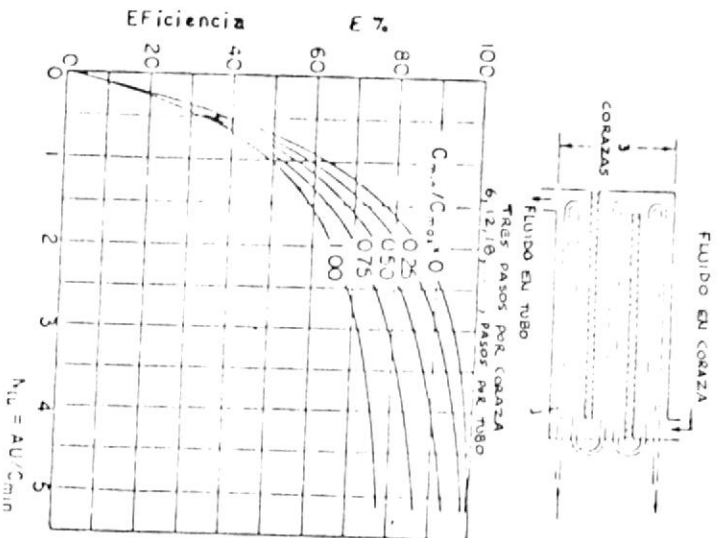


FIG. A-12 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO

UNA FUNCION DEL N_{tu} Y

CAMBIO DE RAZON DE CA

PACIDAD: INTERCAMBIADOR

3-6 MULTIPASOS CONTRAFLUJO.

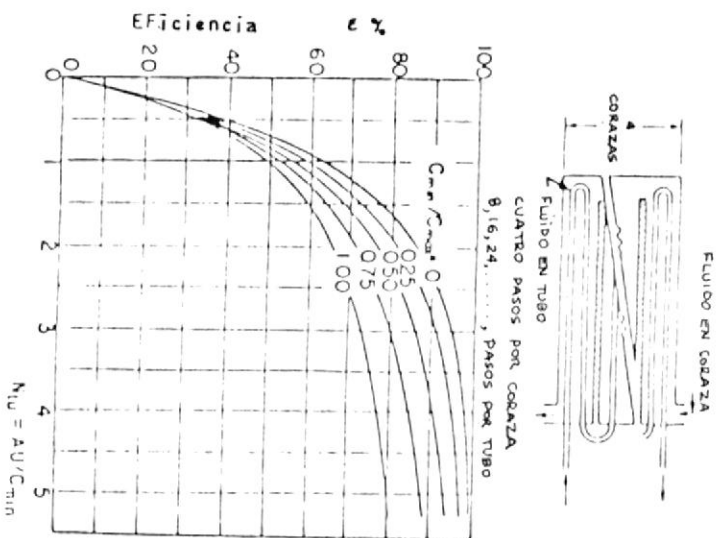


FIG. A-13 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO

UNA FUNCION DE N_{tu} Y

CAMBIO DE RAZON DE CA

PACIDAD INTERCAMBIADOR

4-8 MULTIPASOS CONTRAFLUJO.

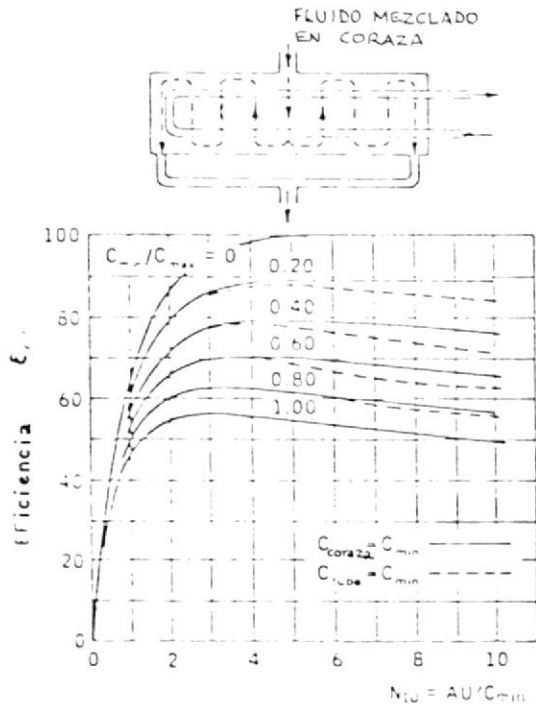


FIG. A-14 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL N_{TU} Y CAMBIO DE RAZON DE CAPACIDAD; INTERCAMBIADOR DE FLUJO DIVIDIDO, CON FLUIDO MEZCLADO EN CORAZA.

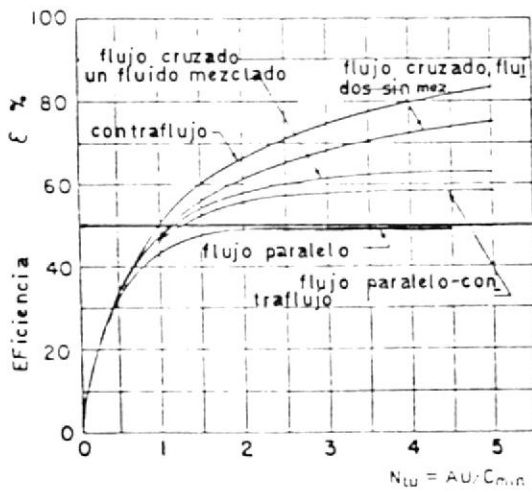


FIG. A-15 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA COMO UNA FUNCION DEL N_{TU} ; EFECTO DEL ARREGLO DEL FLUJO PARA $C_{\text{min}}/C_{\text{max}} = 1$

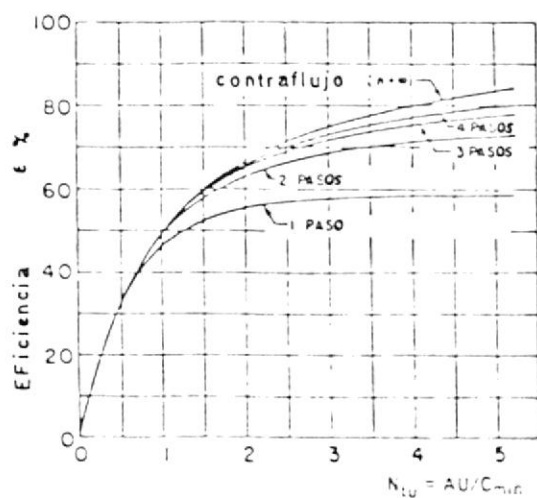


FIG. A-16 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL N_{tu} ; INTERCAMBIADOR MULTIPASOS CONTRAFLUJO (PASOS PARALELO CONTRAFLUJO); EFECTO DEL NUMERO DE PASOS EN CORAZA PARA $C_{min}/C_{max} = 1$

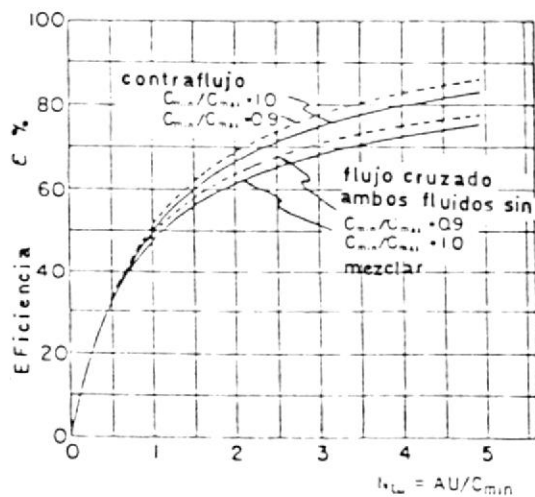


FIG. A-17 EFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL N_{tu} EFECTO DE C_{min}/C_{max}

APENDICE B

- *EFECTO DE LA CONDUCTIVIDAD TERMICA SOBRE LA EFICIENCIA DE LOS INTERCAMBIADORES DE FLUJO PERIODICO Y DIRECTO.
- *EFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL INTERCAMBIADOR DE FLUJO PERIODICO COMO UNA FUNCION DEL NUMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (N_{tu}) Y CAMBIO DE RAZON DE CAPACIDAD DE LA MATRIZ.
- *FACTORES DE CORRECCION DE PRODUCTOS DE COMBUSTION PARA CALOR ESPECIFICO.
- *CURVAS: N_R VERSUS $j - f$.
- *PROPIEDADES DEL AIRE A 1 ATMOSFERA.

FIG. B-1 EFECTO DE CONDUCTIVIDAD TERMICA LONGITUDINAL SOBRE LA EFICIENCIA DE LOS INTERCAMBIADORES DE FLUJO PERIODICO Y TRANSFERENCIA

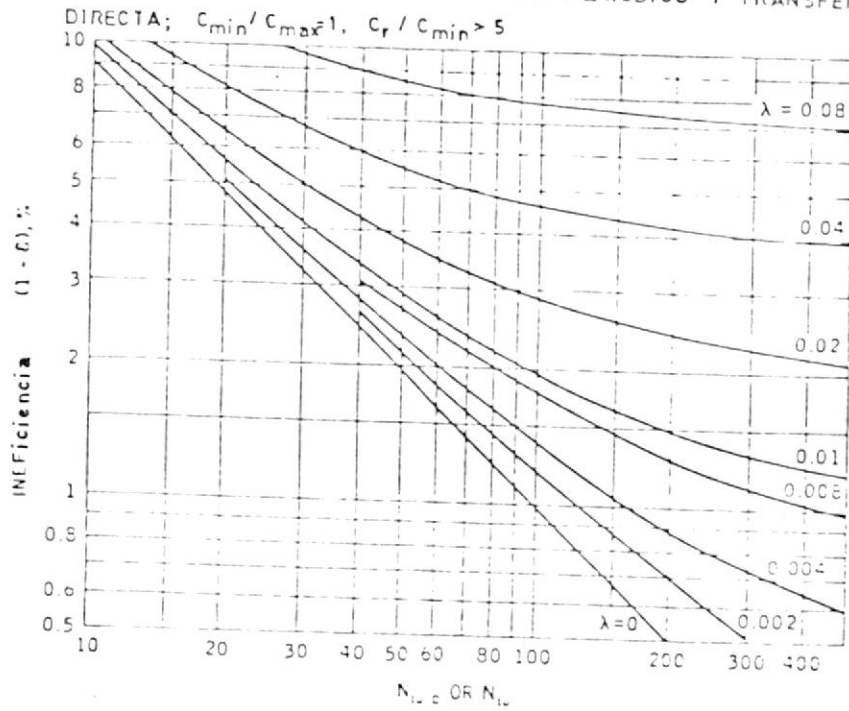
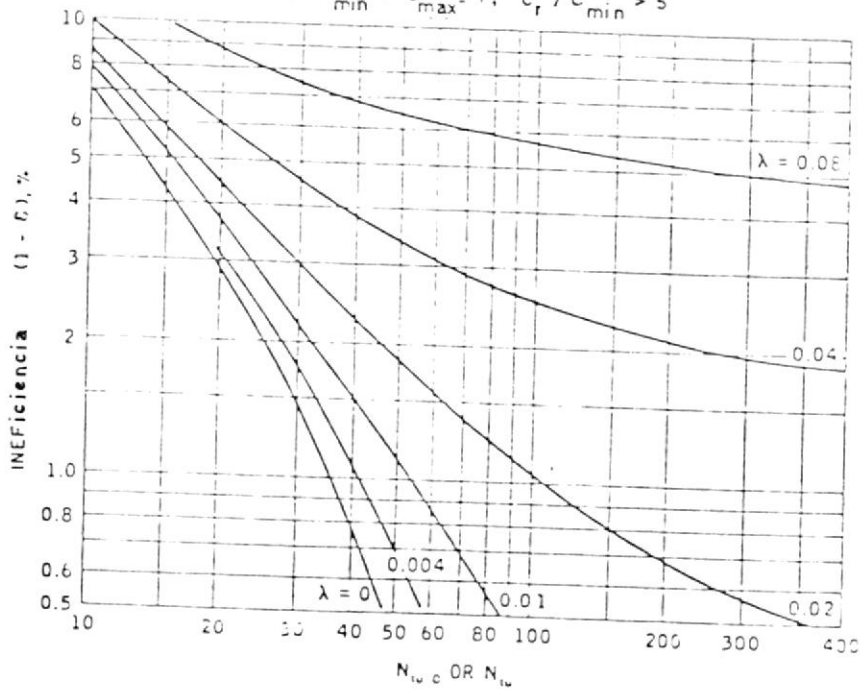


FIG. B-2 EFECTO DE CONDUCTIVIDAD TERMICA LONGITUDINAL SOBRE LA EFICIENCIA DE LOS INTERCAMBIADORES DE FLUJO PERIODICO Y TRANSFERENCIA DIRECTA; $C_{\min}/C_{\max}=1$, $C_r/C_{\min}>5$



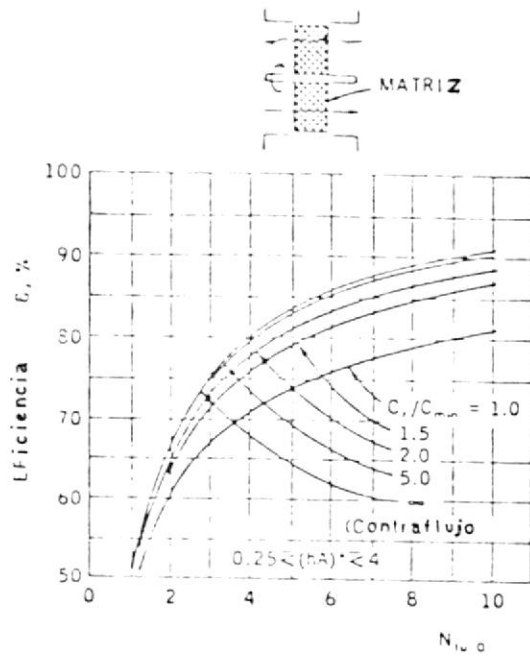


FIG. B-3 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO FUNCION DE N Y CAMBIO DE RAZON DE CAPACIDAD DE MATRIZ; EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE FLUJO PERIODICO PARA $C_{min}/C_{max} = 1$

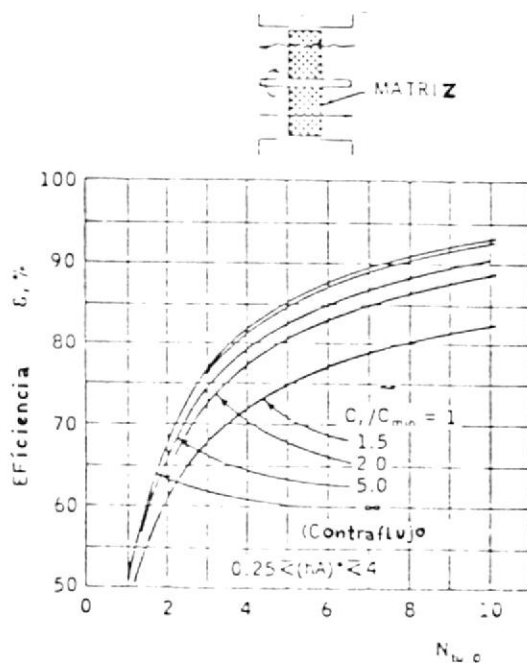


FIG. B-4 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO FUNCION DE N Y CAMBIO DE RAZON DE CAPACIDAD DE MATRIZ EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE FLUJO PERIODICO PARA $C_{min}/C_{max} = 0.95$

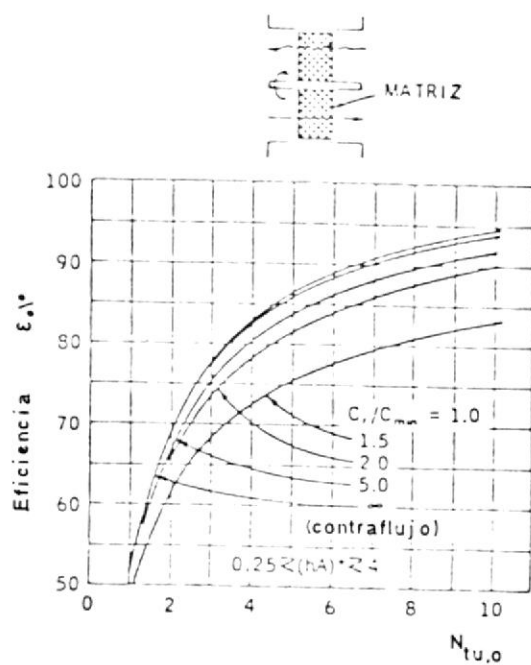


FIG. B-5 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL N_{tu} Y CAMBIO DE RAZON DE CAPACIDAD DE MATRIZ; EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE FLUJO PERIODICO PARA $C_{min}/C_{max} = 0.9$

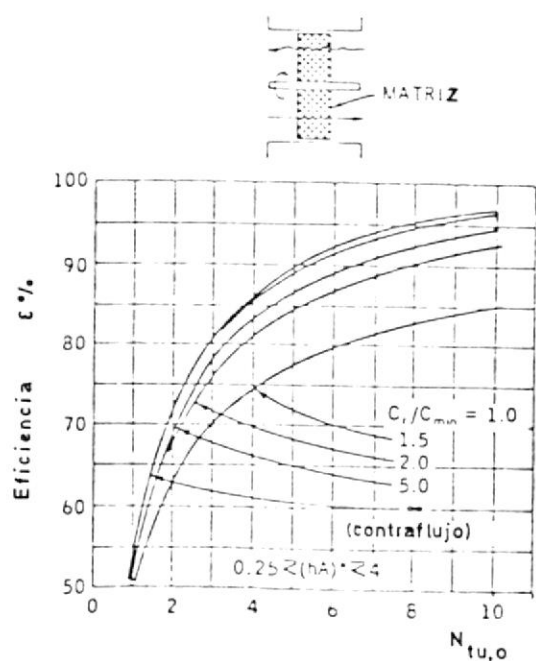


FIG. B-6 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL N_{tu} Y CAMBIO DE RAZON DE CAPACIDAD DE MATRIZ; EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE FLUJO PERIODICO PARA $C_{min}/C_{max} = 0.80$

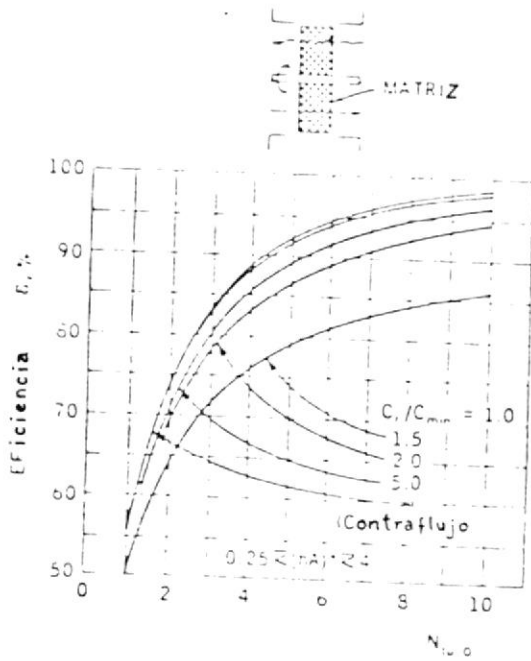


FIG. B-7 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL N_{tu} Y CAMBIO DE RAZON DE CAPACIDAD DE MATRIZ; EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE FLUJO PERIODICO PARA $C_{min}/C_{max} = 0.7$

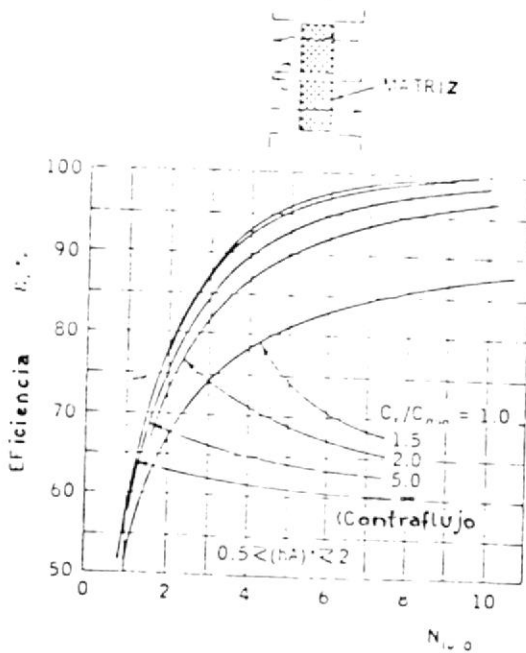


FIG. B-8 EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL N_{tu} Y CAMBIO DE RAZON DE CAPACIDAD DE MATRIZ; EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE FLUJO PERIODICO $C_{min}/C_{max} = 0.5$

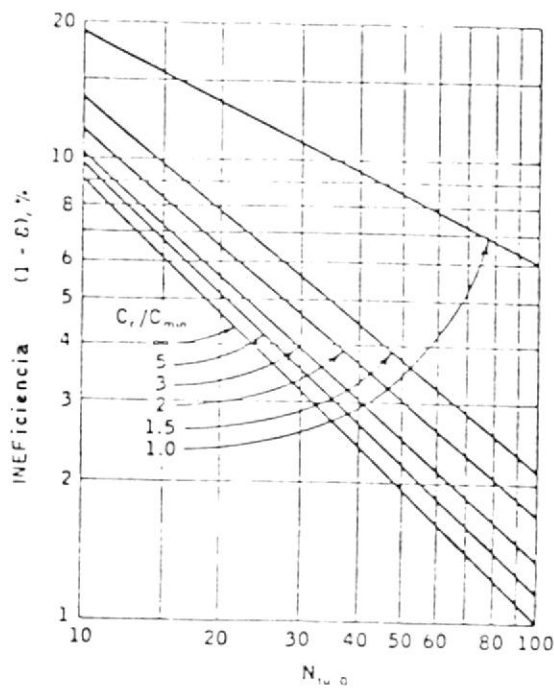


FIG. B-9 INEFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL N_{tu} Y CAMBIO DE LA RAZON DE CAPACIDAD DE LA MATRIZ RENDIMIENTO DE INTERCAMBIADOR FLUJO PERIODICO PARA $C_{min}/C_{max} = 1$

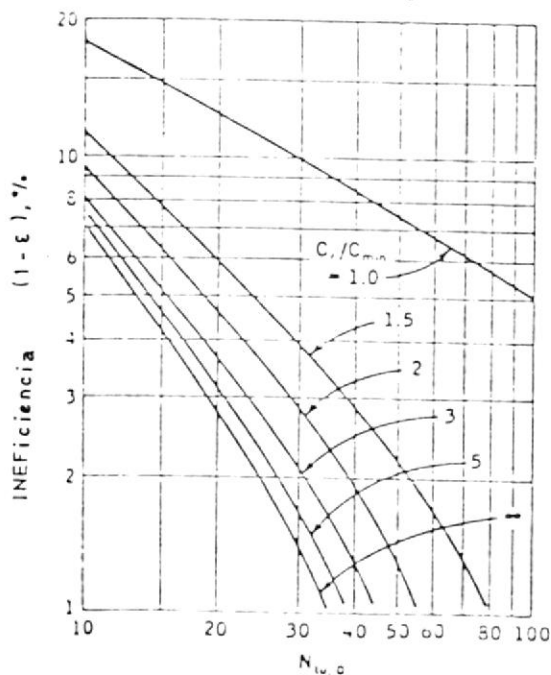


FIG. B-10 INEFICIENCIA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL N_{tu} Y CAMBIO DE LA RAZON DE CAPACIDAD DE LA MATRIZ; RENDIMIENTO DE INTERCAMBIADOR FLUJO PERIODICO PARA $C_{min}/C_{max} = 0.95$

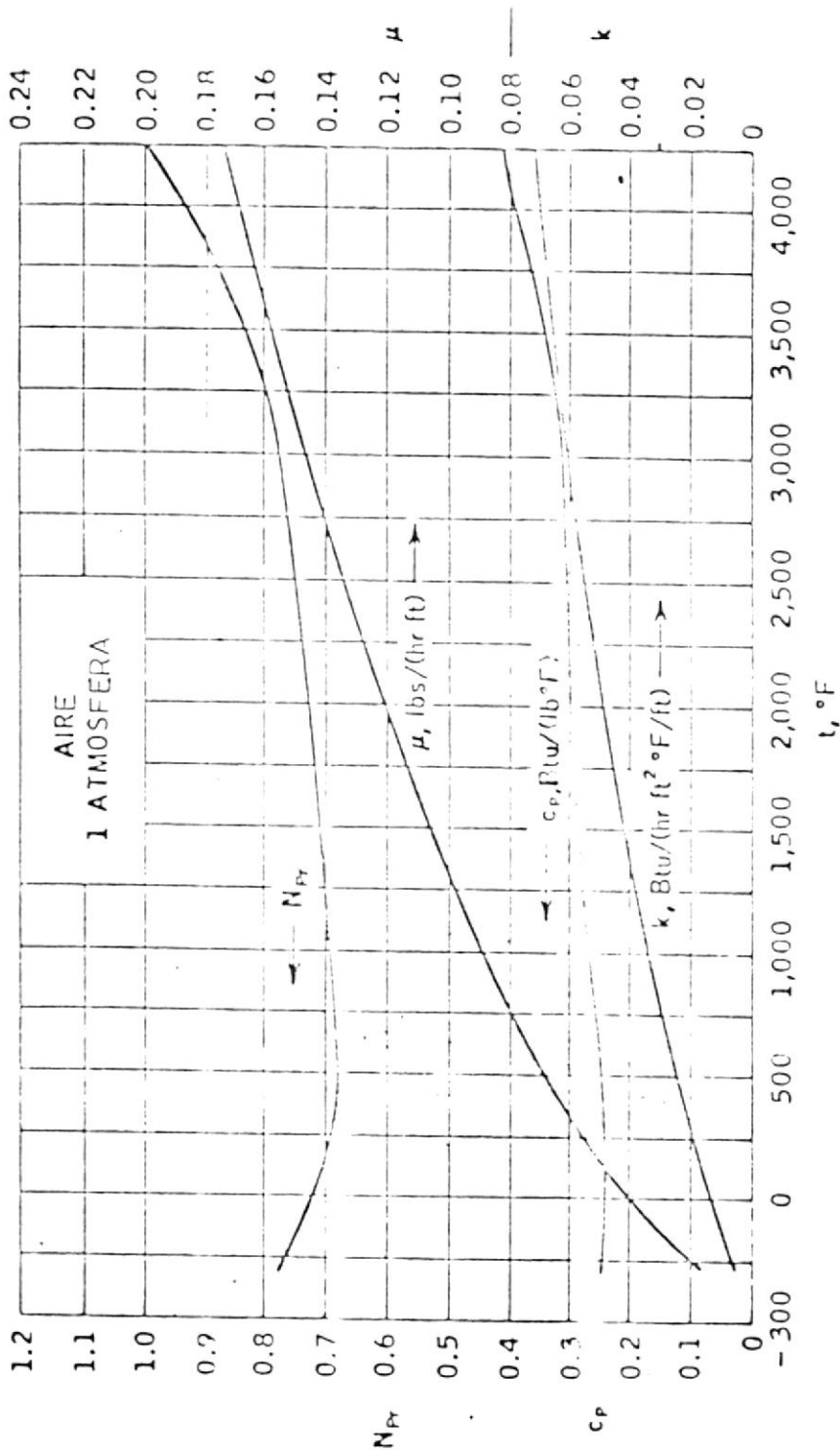


FIG. B-11 PROPIEDADES DEL AIRE A 1 ATMOSFERA

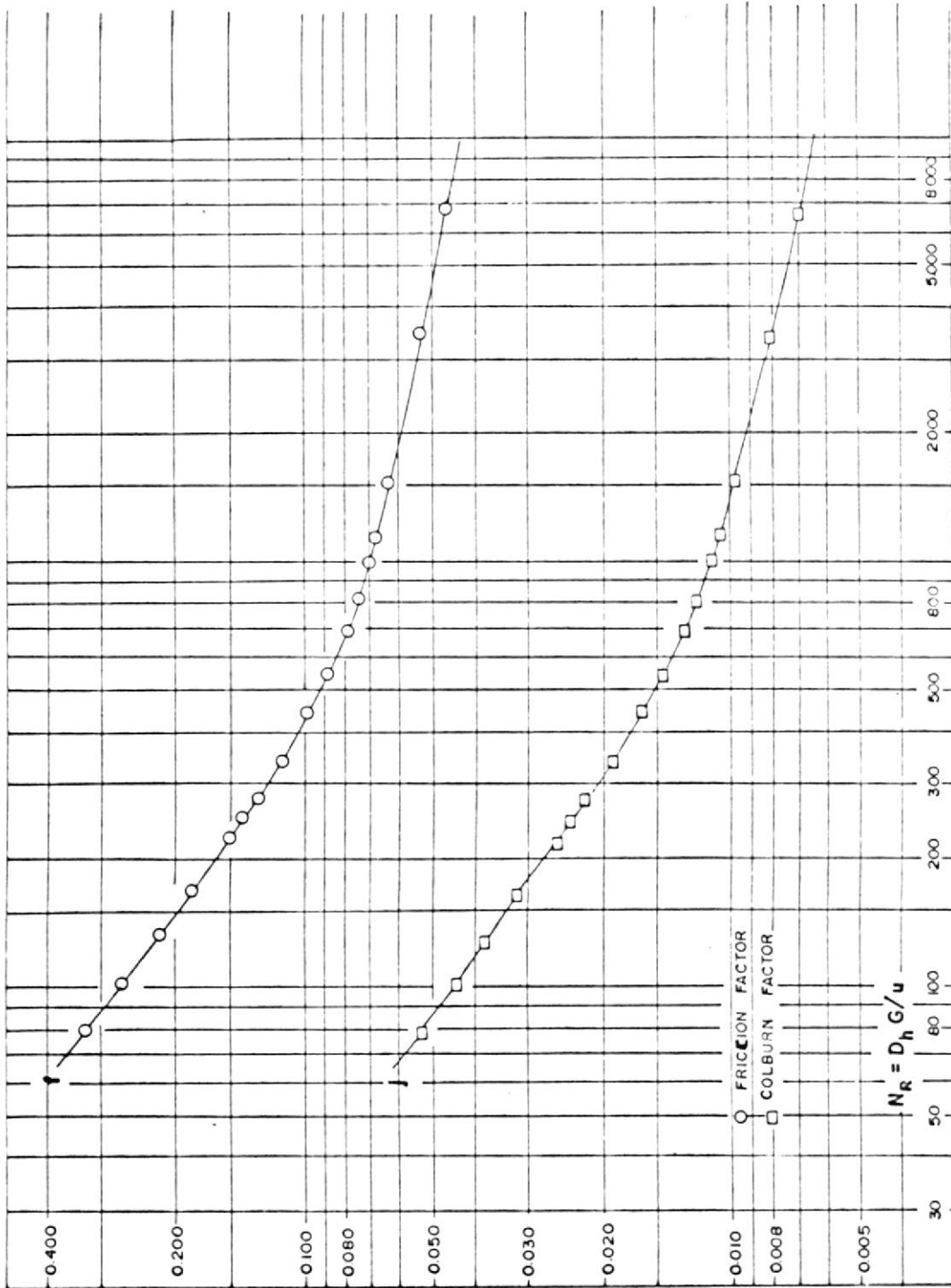


FIG. B-12 CURVAS N_{R_2} versus $j-f$

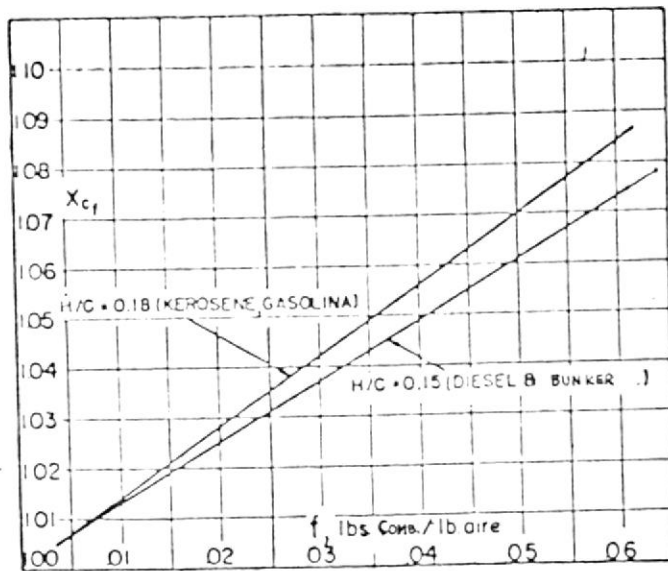


FIG. B-13 FACTORES DE CORRECCION DE PRODUCTOS DE COMBUSTION PARA CALOR ESPECIFICO.

B I B L I O G R A F I A

1. COPPAGE J. E. Y LONDON A. L., "The periodic-flow regenerator-A summary of design theory", Trans. ASME, vol 75, 1953, 779 p.
2. FAIRES, "Termodinámica", Uteha, México, 1973, 352 p.
3. HARPER D. B., "Seal leakage in the rotary regenerator and its effect on rotary-regenerator design for gas turbines", ASME, nov., 1955, 233 p.
4. JAKOB M., "Heat Transfer", vol. 2, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1957
5. KARLSSON Y HOLM, "Heat transfer and fluid resistances in Ljungstrom regenerative-type air preheaters", ASME trans, volumen 65, 1943, 61 p.
6. KAYS W. M. Y LONDON A. L., "Compact heat exchangers", Mc Graw-Hill Book company, USA, 1964, 13 p.
7. KLOPFER G. H., "The design of periodic-flow heat exchangers for gas turbine engines", Department of mechanical engineering-Stanford University, Agosto 1969, 94 p.

8. KREITH, FRANK, "Principios de transferencia de calor", Herrero hnos., México, 1970, 524 p.
9. LAMBERTSON T. J., "Performance factors of a periodic-flow heat exchanger", M. S. Thesis, USN Postgraduate School, Monterrey, California, 1957, 586 p.
10. SIMMANG, SAADEH, SHORT, "Heat transfer in the rotating-elements its effect on rotary-regenerator design for gas turbines", ASME, nov., 1955, 928 p.
11. STEAM, 37^a ed., The Babcock & Wilcox Co.