

FALLA DE ORIGEN

43  
26



**UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
CUAUTITLAN**

**DISEÑO TERMICO DE UN INTERCAMBIADOR  
DE FLUJO CRUZADO PARA EL APROVECHA-  
MIENTO DEL CALOR DE DESPERDICIO**

**T E S I S**  
Que para obtener el Título de  
**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**  
p r e s e n t a

**MARCO ANTONIO RAMIREZ ORTIZ**

Asesor: Ing. Eduardo Govearruvas Chávez

**Cuatitlán Izcalli, Edo. de Méx.**

**1995**



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

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

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

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

# TESIS CON FALLA DE ORIGEN

# FALLA DE ORIGEN



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AVENIDA DE  
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.  
FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES-CUAUTITLAN



DEPARTAMENTO DE  
EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES  
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN  
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el trabajo  
" Diseño térmico de un intercambiador de flujo cruzado para el aprovechamiento del calor de desperdicio".

que presenta el pasante: Marco Antonio Ramírez Ortiz  
con número de cuenta: 8338794-4 para obtener el TITULO de:  
Ingenieró Mecánico Electricista .

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .  
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"  
Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 18 de Abril de 199 5

PRESIDENTE	<u>Ing. Juan de la Cruz Hernández Zamudio</u>	<i>[Firma]</i>
VOCAL	<u>Ing. Jose Antonio Sánchez Gutiérrez</u>	<i>[Firma]</i>
SECRETARIO	<u>Ing. Eduardo Covarrubias Chávez</u>	<i>[Firma]</i>
1er. SUPLENTE	<u>Ing. Agapito Rodríguez Nava</u>	<i>[Firma]</i>
2do. SUPLENTE	<u>Ing. María Teresa Pacheco Escalona</u>	<i>[Firma]</i>

**DISEÑO TERMICO DE UN INTERCAMBIADOR DE  
FLUJO CRUZADO PARA EL APROVECHAMIENTO DEL  
CALOR DE DESPERDICIO.**

## AGRADECIMIENTOS

A DIOS:

Por la vida, por bendecirme e iluminarme  
y hacerme partícipe de sus bondades,  
dándome una hermosa familia y poner en  
mi camino gente que ha contribuido  
en mi desarrollo personal.

**A MIS PADRES:**

Por su amor, apoyo y comprensión  
todos estos años de mi vida, depositando  
en mí su confianza y ahora ver realizar  
en la mejor de sus herencias.

**† A MI ABUELO JOAQUIN:**

Por crear en mí el espíritu de  
lucha, estudio y progreso, tanto  
en mi vida personal como en mi  
vida profesional.

**A MIS PROFESORES:**

Por la dedicación a su labor de  
educadores del futuro de México  
y abrirme el camino al tesoro del  
saber.

**A MIS FAMILIARES Y AMIGOS:**

Por su compañía y sus palabras  
de aliento que me han ofrecido  
en todo momento de mi vida.



**A MI UNIVERSIDAD:**

Por la oportunidad brindada de estudiar  
en esta gran "Casa de estudios" cuyo  
orgullo de pertenecer a ella siempre  
llevaré en alto.

## INDICE GENERAL

### PAGINA

INTRODUCCION GENERAL .....	6
OBJETIVO .....	7

## CAPITULO UNO

### FUENTES ACTUALES DE ENERGIA

INTRODUCCION .....	8
1.1 RECURSOS ENERGETICOS NACIONALES .....	9
1.2 CARBON .....	12
1.2.1 TIPOS DE CARBON Y SUS PROPIEDADES .....	13
1.3 GAS NATURAL .....	15
1.4 PETROLEO .....	17
1.5 REPERCUSIONES INDUSTRIALES DE LOS RECURSOS ENERGETICOS .....	20

## CAPITULO DOS

### FUENTES Y USOS DEL CALOR DE DESPERDICIO

INTRODUCCION .....	21
2.1 FUENTES DE CALOR DE DESPERDICIO .....	22
2.2 COMO USAR EL CALOR DE DESPERDICIO .....	24
2.3 ORGANIZACION DE UN PROGRAMA DE ADMINISTRACION DE CALOR DE DESPERDICIO .....	25
2.4 DETERMINACION DE LOS REQUERIMIENTOS DE CALOR DE DESPERDICIO .....	26

## CAPITULO TRES

### TERMODINAMICA

3.1	CONCEPTOS FUNDAMENTALES .....	27
3.2	LEY CERO DE LA TERMODINAMICA .....	30
3.3	PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA .....	31
3.4	ENTALPIA .....	33
3.5	CALORES ESPECIFICOS Y ENTALPIAS DE TRANSFORMACION .....	35
3.6	GAS IDEAL .....	36
3.7	MEZCLA DE GASES IDEALES .....	39
3.8	SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA .....	41
3.9	PROCESOS REVERSIBLES E IRREVERSIBLES .....	43
3.10	EFICIENCIA CARNOT .....	43
3.11	ENTROPIA .....	44
3.12	DISPONIBILIDAD .....	45

## CAPITULO CUATRO

### TRANSFERENCIA DE CALOR

	INTRODUCCION .....	48
4.1	CONDUCCION .....	49
4.1.1	CONDUCCION UNIDIMENSIONAL .....	51
4.1.2	PARED PLANA .....	51
4.1.3	FLUJO DE CALOR EN PAREDES COMPUESTAS .....	52
4.1.4	CILINDRO HUECO .....	53
4.1.5	CONDUCCION DE CALOR EN VARIAS DIMENSIONES .....	55
4.2	CONVECCION .....	58

4.2.1	CAPA LIMITE .....	60
4.2.2	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL .....	62
4.2.3	TRANSFERENCIA DE CALOR ENTRE SOLIDOS Y FLUIDOS .....	64
4.3	ANALISIS DIMENSIONAL .....	65
4.3.1	ANALISIS DE LA FORMA DE LA ECUACION DE FLUJO DE FLUIDOS .....	69
4.3.2	ANALISIS DE LA FORMA DE LA ECUACION DE CONVECCION FORZADA .....	71
4.4	TEOREMA PI .....	73
4.4.1	ANALISIS DE LA ECUACION DE CONVECCION FORZADA POR EL TEOREMA PI .....	74
4.5	RADIACION .....	76
4.5.1	RADIACION DE UN CUERPO NEGRO .....	77
4.5.2	RADIACION DE GASES .....	81
4.5.3	INTERCAMBIO DE CALOR ENTRE EL VOLUMEN DE UN GAS Y UN RECINTO NEGRO .....	83
4.6	SUPERFICIES EXTENDIDAS .....	84
4.6.1	CLASIFICACION DE LAS SUPERFICIES EXTENDIDAS .....	86
4.6.2	DERIVACION DE LA EFICIENCIA DE LA ALETA .....	88
4.7	TRANSFERENCIA SIMULTANEA DE CALOR .....	91

## CAPITULO CINCO

### CALDERAS

5.1	CLASIFICACION DE LAS CALDERAS .....	92
5.1.1	COMPORTAMIENTO DE LAS CALDERAS .....	93
5.1.2	SUPERFICIE DE CALEFACCION .....	94

5.1.3	CABALLO CALDERA .....	95
5.1.4	EVAPORACION NOMINAL .....	96
5.1.5	PORCENTAJE DE CARGA .....	98
5.2	EFICIENCIA DE UNA CALDERA .....	98
5.2.1	TIPOS DE EFICIENCIA .....	99
5.2.2	EFICIENCIA TOTAL DE LA CALDERA .....	100
5.3	SISTEMA DE ALIMENTACION .....	103
5.3.1	EQUIPO DE BOMBEO .....	105
5.4	COMBUSTION .....	111
5.4.1	ASPECTOS GENERALES .....	112
5.4.2	ESTEQUIOMETRIA .....	115
5.4.3	CHIMENEAS .....	116
5.5	SELECCION DE UNA CALDERA .....	120

## CAPITULO SEIS

### INTERCAMBIADORES DE CALOR

	INTRODUCCION .....	124
6.1	TIPOS DE INTERCAMBIADORES .....	125
6.1.1	INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO .....	126
6.1.2	INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBO .....	127
6.1.3	INTERCAMBIADOR 1 - 2 CON CABEZAL DE TUBOS FIJOS .....	128
6.1.4	INTERCAMBIADOR CON HAZ DE TUBOS REMOVIBLE .....	129
6.1.5	INTERCAMBIADOR CON TUBOS EN "U" .....	129
6.1.6	INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO .....	130
6.2	TUBOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR .....	132
6.2.1	ESPACIADO DE LOS TUBOS .....	132

6.3	DEFLECTORES .....	133
6.4	CORAZAS .....	135
6.4.1	COEFICIENTES DE PELICULA DE LADO DE LA CORAZA .....	136
6.4.2	DIAMETRO EQUIVALENTE LADO DE LA CORAZA .....	137
6.4.3	CAIDA DE PRESION, LADO DE LA CORAZA .....	138
6.5	CAIDA DE PRESION, LADO DE LOS TUBOS .....	140
6.6	DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURA .....	142
6.7	DEFICIENCIAS DE CONTENION Y PRESION .....	143
6.7.1	RECIPIENTES A PRESION CODIGOS Y ESTANDARES .....	143
6.7.2	SUPLEMENTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA CODIGOS DE RECIPIENTES .....	144
6.7.3	VIBRACIONES .....	144
6.7.4	NORMA OFICIAL MEXICANA .....	145
6.8	SELECCION DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR WU .....	150
6.8.1	EJEMPLO DE SELECCION DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR WU .....	152
6.9	DISEÑO TERMICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO .....	154
6.10	RESULTADO ECONOMICO .....	172
	CONCLUSIONES .....	173
	NOMENCLATURA .....	174
	APENDICE .....	178
	BIBLIOGRAFIA .....	208

## INTRODUCCION GENERAL

El uso eficiente de la energía es sumamente importante, ya que, se prevé para años venideros un aumento mayor en forma acelerada del costo de la energía primaria o básica, debido a que los energéticos a nivel mundial cada día se van agotando.

Nuestro principal elemento para generar energía son los hidrocarburos y si no tenemos una evolución muy rápida en la generación de fuentes alternas de energía, es conveniente evitar su desperdicio y uso innecesario, no únicamente con la finalidad de cuidar nuestras reservas, sino principalmente, para obtener un fin económico.

Hemos visto en zonas industriales la cantidad de afluentes calientes desecharse por las fábricas en forma de humos y vapor arrojados a la atmósfera. Este calor de desperdicio es el calor generado de un proceso industrial vertido al medio ambiente, aún cuando todavía podría haber sido útil.

Los Ingenieros están de acuerdo que las pérdidas de energía en una planta industrial se dan principalmente en "Energía calorífica" y debemos aplicar en la medida de las posibilidades, la conversión del calor de desperdicio en energía utilizable.

## **OBJETIVO DE LA TESIS**

Presentar el diseño térmico de un Intercambiador de calor de flujo cruzado, como un elemento de ayuda en la recuperación de calor de desperdicio, convirtiendo éste en calor útil.



## FUENTES ACTUALES DE ENERGIA

### INTRODUCCION

Las principales fuentes de energía comúnmente empleadas por la industrial, ya sea en forma directa o indirecta y a través de las compañías productoras de energía eléctrica tienen una vida determinada. Se tiene presente el impacto que provoca la escasez de gas en algunas partes de los Estados Unidos, y aún cuando es el precio del petróleo y no la duración de sus reservas lo que ha provocado una gran actividad en la exploración y desarrollo de fuentes de energía alterna, se pronostica una gran escasez de petróleo para la segunda década del siglo precedente.

El uranio y otros combustibles para reactores nucleares que en alguna ocasión se consideraron como la panacea con la que se podría resolver todas las dificultades asociadas a las fuentes de energía de los combustibles de origen fósil y que proporcionarían al mismo tiempo energía eléctrica a bajo costo, están sujetas a un agotamiento de sus reservas. No obstante que los reactores nucleares de cría prolongarían la energía nuclear durante un futuro previsible; la acción de organismos preocupados actualmente por la "contaminación

del medio ambiente" han restringido estos largos desarrollos debido a los riesgos y desastres que se han dado a nivel mundial.

De los combustibles fósiles que tienen mayor potencial a largo plazo, de manera sorprendente, el carbón mineral es el que tiene las mejores posibilidades. Por medio de los procesos de gasificación y licuefacción se pueden obtener combustibles semejantes al petróleo y al gas natural y además sus reservas son bastante amplias. Las técnicas de extracción de carbón han ido mejorándose, y la operación de las industrias derivadas del petróleo que en muchas de las naciones industrializadas se encuentra estancada debe renovarse.

#### 1.1 RECURSOS ENERGETICOS NACIONALES

México posee una amplia variedad de recursos energéticos. Los hidrocarburos son los que mas predominan y no hay duda que el país tiene grandes reservas de éste tipo de energéticos. A la fecha las reservas muestran un cociente de reservas/producción superior a los cincuenta años.

Existen variadas estimaciones sobre las reservas probables y potenciales, lo que implica que hace falta mas y mejor información a este respecto, no obstante que hay menos discusión en cuanto que hay mas petróleo en México y por lo tanto, le sería posible al país continuar compensando en buena medida los hidrocarburos que se extraigan hasta finales de siglo. Cabe mencionar que los costos de extracción necesariamente irán en aumento bien sea por perforaciones mas profundas, mayores tirantes de agua o, por el gran número de pozos que se requieren.

En hidroelectricidad, el potencial aprovechable asciende a 80 TWh anuales, del cual están en operación 27 TWh (34%) en mas de 70 centrales, seis de las cuales aporta el 61% de la energía hidroeléctrica, 7.6 TWh mas estan en proceso de construcción o bien ya incorporados a los programas de expansión de la rama eléctrica, para los próximos diez años. La viabilidad de los desarrollos hidroeléctricos dependen de la disponibilidad de recursos financieros, humanos y físicos, además de la factibilidad técnica y económica de cada proyecto.

En geotérmica, con los estudios geológicos y geoquímicos mas recientes y con la tecnología vigente, se prevé que las reservas de este recurso permitan la instalación del orden de 1770 MW (700 ya están en operación).

En cuanto al carbón, la geología del país y las exploraciones efectuadas, confirman las reservas probadas de 600 millones de toneladas y otros 140 millones como probables. Su aprovechamiento permitirá alcanzar una capacidad instalada de 4700 MW (hay 1200 MW en operación y 700 MW mas en construcción). Además, existe la posibilidad de utilizar carbón coquizable para generar electricidad, con lo que para fines de 1995 se pueda alcanzar una capacidad instalada del orden de 6500 MW.

En uranio, las reservas probadas ascienden a 10600 toneladas, que garantizan el abastecimiento a lo largo de la vida útil de Laguna Verde y queda un excedente de por lo menos 30%. El potencial uranífero del país aún resulta incierto, en tanto que la exploración ha quedado muy limitada.

Por lo demás, el país cuenta con potenciales muy importantes para aprovechar fuentes no convencionales de energía, como la solar, eólica y biomasa. Con las tecnologías vigentes, su utilización esta dada más en términos de proyectos localizados para la generación masiva de energía. En la medida que aumente el precio del petróleo y se desarrollen las tecnologías apropiadas dichas fuentes serán rentables.

Con base a las consideraciones anteriores, El Programa Nacional de Energía, muestra los escenarios de expansión de capacidad eléctrica en la medida que se continúan esfuerzos de diversificación energética con el siguiente perfil.

#### CAPACIDAD INSTALADA (MW)

AÑO	1988	1994
HIDROELECTRICAS	7749	8839
NUCLEOELECTRICAS	--	1350
GEOTERMICAS	700	820
CARBOELECTRICAS	1200	2600
DUALES <sup>1</sup>	--	2100
HIDROCARBUROS	14305	17906
DIESEL	89	154
CICLO COMBINADO	1624	1844
TURBOGAS	1792	1852
COMBUSTOLEO	10800	14056
TOTAL	23954	33615

<sup>1</sup> Al operar 100% con carbón importado.

De estos totales, la participación de los hidrocarburos tiene un valor tendiente a la baja en generación de 67 a 59% para 1995 lo cual sigue siendo una dependencia elevada en la generación de energía.

## 1.2 CARBON

Muchos consideran al carbón como la fuente de energía que cumplió con su propósito, como base de la revolución industrial y que de manera inevitable declinó su popularidad como energético a mediados del siglo XX.

Las principales desventajas del carbón, derivan de las dificultades que se presentan al extraerlo de la mina por los métodos tradicionalmente empleados, de su manejo y posterior distribución, comparado con la facilidad de manejo de los combustibles líquidos y gaseosos. Las leyes encaminadas a proteger el ambiente de los efectos nocivos de la combustión han propiciado una demanda de combustibles que no produzcan humo y tanto el coque como carbón de alta calidad han resultado poco competitivos en este aspecto contra el petróleo y gas natural.

Debido a la gran reserva con que se cuenta de este mineral, no podemos hacer caso omiso de esta fuente de energía y se prevé que con el avance de las técnicas en los procesos de gasificación y licuefacción del carbón, estará nuevamente a la vanguardia en la producción de energía en muy corto tiempo.

### 1.2.1 TIPOS DE CARBÓN Y SUS PROPIEDADES

Los principales constituyentes del carbón mineral son el carbón y el hidrógeno, también contiene oxígeno, azufre y nitrógeno, así como, una pequeña proporción de una variedad de minerales, generalmente descritas como cenizas.

El poder calorífico del carbón depende de su calidad, así como, la proporción de materia volátil con relación contenido de carbón y al tamaño de las partículas. El intervalo de valores del poder calorífico bruto mayor de 32,500 Kj/Kg son ricos en carbón y contienen poco material volátil. En el otro extremo de la escala, existe un carbón de partículas y gran contenido de volátiles, cuyo poder calorífico bruto es tan bajo como 23,200 Kj/Kg.

El contenido de material volátil es una de las propiedades mas importantes del carbón. Los carbones minerales como la antracita, tienen poco contenido de volátiles. Los carbones *bituminosos* pueden tener mas del 40% de volátiles.

La segunda propiedad mas importante del carbón, es su habilidad para compactarse o formar una torta, que es la tendencia que presentan las partículas de carbón al fusionarse en una sola masa cuando son calentadas, fenómeno que se acompaña con la expansión de dicha masa. Además puede clasificarse en grados, de acuerdo al tamaño de sus partículas. También se clasifica en *tratado* o *lavado* y en carbón *todo en uno*, es decir, tal como sale de la mina.

Las características mencionadas afectan su comportamiento de la combustión. Un alto contenido de volátiles facilita la ignición del carbón, pero estos carbones tienen la desventaja de producir gran

cantidad de humo y se tiene que quemar todo el contenido de volátiles si se quiere evitar la contaminación considerable. Los carbones minerales denominados *sin humo* son los que contienen una alta proporción del elemento carbón. La compactación del carbón obviamente afecta el paso del aire comburente a través de su masa disminuyendo en consecuencia su velocidad de combustión. Si un carbón tiene un nivel de compactación bajo, produce humo muy denso y se presentan pérdidas por la caída de partículas sin quemar a través de la parrilla del quemador, a lo cual, se debe prestar especial atención.

El carbón que ha sido sometido a un proceso de lavado, por lo general produce poca ceniza cuando se quema, sin embargo, en algunos casos esta ceniza es útil ya que protege las barras de la parrilla evitando que alcance una temperatura muy alta.

El aire, comburente, se clasifica como sigue:

Aire primario es aquél que asciende a través de la parrilla cruzando la masa en combustión; aire secundario, aquél que se inyecta sobre la masa y el aire terciario es el que se inyecta en un punto de flujo arriba del sitio en que se inyecta el aire secundario.

El carbón mineral con gran contenido de carbón, como la antracita, no necesita mucho aire secundario para obtener una combustión satisfactoria, pero los otros carbones, requieren de gran cantidad de aire a fin de asegurar una baja emisión de humo.

### 1.3 GAS NATURAL

La producción de gas natural a partir del carbón es un método que casi desapareció, no obstante, como se indicó anteriormente, los procesos de gasificación del carbón son objeto de continuo estudio, sencillamente por que las reservas mundiales de carbón son sensiblemente mayores que las del petróleo y el gas natural, de las que dependemos actualmente en gran medida.

Se ha estimado que las reservas probadas de gas natural mundialmente son del orden de  $300 \times 10^9$  barriles de petróleo equivalentes y su gran consumo demuestra su velocidad de agotamiento debe ser motivo de preocupación.

El gas natural es una fuente de energía muy atractiva por varias razones. Es un combustible limpio que no produce residuos indeseables durante su combustión. Se puede proporcionar a cualquier población con relativa facilidad y no requiere de instalaciones intermedias de almacenamiento.

El gas natural es uno de los combustibles gaseosos para la obtención de energía. En su estado natural inodoro e incoloro, arde con llama ligeramente luminosa y es altamente explosivo cuando se mezcla con el aire. El gas natural se acumula en las partes superiores de los yacimientos y su origen es el mismo que el del petróleo. Se encuentra en rocas pertenecientes a los períodos terciario y carbonífero.

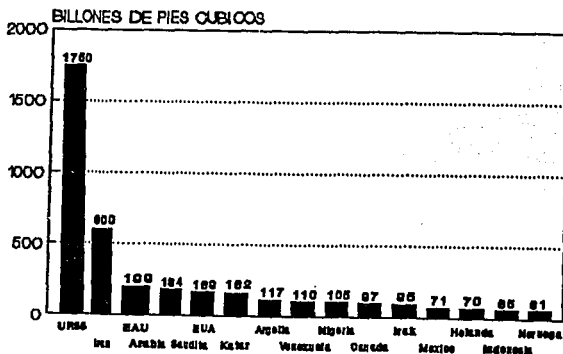
La composición del gas natural depende de sus diferentes orígenes pero sus principales componentes son el metano ( $CH_4$ ), etano ( $C_2H_6$ ), con pequeñas cantidades de bióxido de carbono ( $CO_2$ ) y nitrógeno ( $N_2$ ).



México ocupa el décimo segundo lugar en reservas probadas de gas natural a nivel mundial con 70,954 billones de pies cúbicos divididos en tres regiones cuyas cabeceras se ubican a lo largo de la costa del Golfo de México: Poza Rica, Ver. (Región Norte) con 36.681 billones, Villahermosa, Tab. (Región Sur) con 23.160 billones, y Cd. del Carmen, Cam. (Región Marina) con 11.113 billones de pies cúbicos.

Se tiene una producción de 3,633 millones de pies cúbicos diarios lo cual nos indica que tenemos un potencial de éste elemento manteniendo esta producción de 54 años.

### RESERVAS PROBADAS DE GAS NATURAL PRINCIPALES PAISES (1982)



FUENTE: OIL AND GAS JOURNAL Y PEMEX

#### 1.4 PETROLEO

Una de la propiedades mas importantes de un petróleo es su densidad que suele compararse con el agua a 16 °C ambos líquidos. El grado del Instituto Americano del Petróleo (API) y la densidad están en la siguiente relación:

$$\text{Grado API} = \frac{141.5}{\text{Densidad a } 16 \text{ } ^\circ\text{C}} - 131.5$$

La escala API y la Baumé se pueden considerar idénticas en la Ingeniería práctica.

El petróleo está compuesto por carbono e hidrógeno en combinación química llamada hidrocarburos. Juntamente con el carbono y el hidrógeno hay pequeñas cantidades de oxígeno, nitrógeno y azufre. Los petróleos brutos tienen composiciones aproximadas como las siguientes:

Carbón	. . . .	80 a 89 %
Hidrógeno	. . . .	10 a 15 %
Oxígeno	. . . .	0 a 5 %
Nitrógeno	. . . .	0 a 1.8 %
Azufre	. . . .	01 a 5 %

En la producción mundial encontramos tres principales variedades de petróleo:

**PARAFINICOS.**- Se da el nombre de petróleos parafinicos cuando los residuos resultantes de la destilación contienen gran cantidad de hidrocarburos de la serie parafinicos. (Los de E.U.A.).

**ASFALTICOS.**- Se da este nombre resultantes de la destilación contienen una gran cantidad de hidrocarburos de la serie asfáltica, naftánicos o aromáticos. (Los de México).

**MIXTOS.-** Contiene de los dos tipos. (Los de Argentina).

Los combustibles mexicanos son de base asfáltica y presentan el inconveniente del alto porcentaje de azufre que contienen, dándose el caso en que el azufre llega a 7%, que es altamente corrosivo ya que llega a deteriorar tuberías y además, contamina el ambiente debido a los compuestos químicos no deseados formados como parte del producto de la combustión que posteriormente se desechan a la atmósfera.

El petróleo crudo producido se considera pesado o ligero según los siguientes criterios:

**PESADO.-** Petróleo crudo con densidad API igual o inferior a 22°. La mayoría de este tipo de petróleo en México proviene de la zona de Campeche.

**LIGEROS Y OTROS.-** Petróleo crudo con densidad API superior a 22°. Este tipo de petróleo se produce tanto en la zona de Campeche como en otros yacimientos en explotación en el país.

Para el mercado de explotación se preparan tres variedades de petróleo crudo con las siguientes calidades típicas:

**ISTMO.-** Petróleo crudo ligero con densidad de 33.6 °API y 1.3 % de azufre en peso.

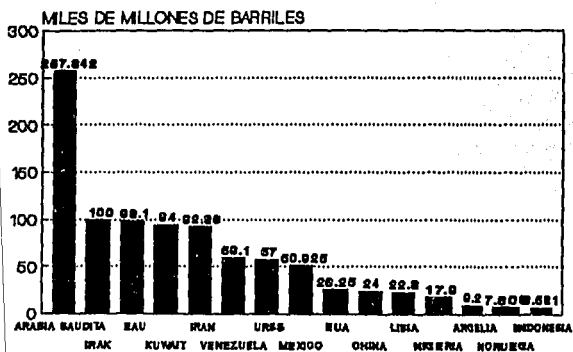
**MAYA.-** Petróleo crudo pesado con densidad de 22 °API y 3.3 % de azufre en peso.

**OLMECA.-** Petróleo crudo muy ligero con densidad de 39.3 °API y 0.8% de azufre en peso.

México ocupa el octavo lugar a nivel mundial en reservas comprobadas de petróleo crudo con 50,925 millones de barriles con una

producción diaria de 2'676,000 barriles, lo que nos indica que manteniendo la producción actual podemos seguir, explotando este recurso 52 años.

### RESERVAS PROBADAS DE PETROLEO CRUDO PRINCIPALES PAISES (1992)



FUENTE: OIL AND GAS JOURNAL Y PENEX

## 1.5 REPERCUSIONES INDUSTRIALES DE LOS RECURSOS ENERGETICOS

El mundo esta consciente de la exhortaciones para ahorrar energía, ya sea en la industria o en el hogar. Las consecuencias en el costo de un energético básico son considerables; el caso más dramático es el del petróleo, ya que, significa una elevación en el precio de muchos productos industriales que se consumen, siendo lo mas relevante, el aumento en el precio de la gasolina.

En la introducción se subrayó que el responsable de los energéticos en una industria, se debe preocupar primordialmente por la eficiencia de su propia planta, mas que el panorama mundial de los energéticos. Sin embargo, se espera que los datos presentados sirvan para enfatizar que la energía no es inagotable y aún cuando no se espera que el responsable se vuelva un filántropo, estos datos pueden dar origen a una campaña para evitar el derroche de energía.

## FUENTES Y USOS DEL CALOR DE DESPERDICIO

### INTRODUCCION

El calor de desperdicio ha sido definido como calor rechazado de un proceso a una temperatura superior a la del ambiente, con un margen suficiente que permita al Ingeniero aprovechar parte de ese calor.

Las fuentes de energía de desperdicio se pueden definir según su temperatura en tres rangos. El rango de alta temperatura, se refiere a valores superiores a los 650 °C (1200 °F). El rango de temperatura media, se encuentra entre los 650 °C (1200 °F) y 230 °C (450 °F) y por último, el rango de temperatura baja, inferior a 230°C (450 °F).

El calor de desperdicio a temperaturas altas y medias se puede usar para producir vapor de proceso. Si se cuenta con calor de desperdicio a altas temperaturas, debe de considerarse la posibilidad de usar la energía para hacer trabajo útil antes de extraer calor de desperdicio. En el rango de baja temperatura, se puede utilizar el calor de desperdicio (que de otra manera se perdería) aplicándola a

trabajo mecánico por medio de un dispositivo conocido como bomba de calor.

## 2.1 FUENTES DE CALOR DE DESPERDICIO

La combustión de los hidrocarburos produce gases en el rango de alta temperatura. La máxima temperatura teórica posible en quemadores atmosféricos se encuentra un poco abajo de 1925 °C (3500 °F), en tanto que la temperatura de flama que se ha medido en los quemadores prácticos es un poco inferior a 1650 °C (3000 °C). Con frecuencia se admite aire secundario o algún otro diluyente al quemador para reducir la temperatura de los productos a la temperatura requerida en los procesos; por ejemplo, para proteger al equipo, reduciendo así el valor práctico de la temperatura del calor de desperdicio.

La tabla 2.1 proporciona la temperatura de los gases de desperdicio de equipos de proceso industrial en el rango de alta temperatura. Todos estos casos resultan del proceso de combustión directa.

La tabla 2.2 da las temperaturas de gases de desperdicio obtenidos con equipos de proceso en el rango de temperatura media. la mayor parte de este rango proviene de los escapes de las unidades de proceso de combustión directa.

**TABLA 2.1 TEMPERATURA DE LOS GASES DE DESPERDICIO DE EQUIPOS DE PROCESO INDUSTRIAL A ALTA TEMPERATURA.**

TIPO DE DISPOSITIVO	TEMPERATURA °C	TEMPERATURA °F
Horno de refinación del níquel	1370 - 1650	2500 - 3000
Horno de refinación del aluminio	650 - 760	1200 - 1400
Horno de refinación del cinc	760 - 1095	1400 - 2000
Horno de refinación del cobre	760 - 815	1400 - 1500
Hornos de calentamiento de acero	925 - 1040	1700 - 1900
Horno de reverbero para cobre	900 - 1095	1650 - 2000
horno de hogar abierto	650 - 705	1200 - 1300
Horno de cemento (proceso seco)	620 - 730	1150 - 1350
Horno para fusión del vidrio	980 - 1540	1800 - 2800
Planta de hidrógeno	650 - 980	1200 - 1800
Incineradores de desperdicio sólido	650 - 980	1200 - 1800
Incineradores de fumigación	650 - 1425	1200 - 2600

**TABLA 2.2 TEMPERATURAS DE LOS GASES DE DESPERDICIO DE EQUIPOS DE PROCESO INDUSTRIAL A TEMPERATURA MEDIA.**

TIPO DE DISPOSITIVO	TEMPERATURA °C	TEMPERATURA °F
Escapes de calderas de vapor	230 - 480	450 - 900
Escapes de turbinas de gas	370 - 540	700 - 1000
Escapes de máquinas reciprocantes	315 - 595	600 - 1100
Esc. de maq. recip. con turbocargador	230 - 370	450 - 700
Hornos para tratamientos térmicos	425 - 650	800 - 1200
Horno para secado y cocción	230 - 595	450 - 1100



## 2.2 COMO USAR EL CALOR DE DESPERDICIO

Para usar el calor de desperdicio de fuentes como las descritas anteriormente, es necesario transferir el calor existente de un fluido a otro; al dispositivo que efectúa ésta transferencia se llama "Cambiador de calor".

El equipo que se usa para recuperar el calor de desperdicio puede variar de algo tan simple como un tubo o ducto hasta algo tan complejo como una caldera de calor de desperdicio.

Los gases de escape a temperatura alta y media pueden usarse para precalentar el aire de combustión en:

- Calderas que usan precalentadores de aire.
- Hornos que usan recuperadores.
- Turbinas de gas que usan regeneradores.

Los gases de temperaturas medianas a bajas se pueden usar para:

- Precalentar el agua de alimentación de las caldera.
- Reposición de las calderas provistas de economizadores.
- Recalentar insumos líquidos y/o sólidos en los procesos industriales usando cambiadores de calor de tubos con aletas y tubos en coraza.
- Transferir calor a un líquido intermedio por medio de intercambiadores de calor o calderas de calor de desperdicio.
- Acondicionamiento de aire o para refrigeración.

### 2.3 ORGANIZACION DE UN PROGRAMA DE ADMINISTRACION DE CALOR DE DESPERDICIO.

Toda planta tiene algo de calor de desperdicio, un estudio sistemático de las fuentes de calor de desperdicio de una planta y las oportunidades para usarlo, implica un *Programa General de Conservación de Energía* y el esfuerzo de Ingeniería, así como, la inversión de capital necesario para éste fin, que son considerablemente mayores que las necesarias para la mayor parte de las oportunidades de ahorro de energía. Así pues, las decisiones que afectan a los proyectos individuales resultan mas difíciles de tomar. Los gastos necesarios para los estudios de Ingeniería y los análisis económicos son sustanciales, por lo que se demanda la obtención de una mayor ventaja en la utilización óptima de la energía. El ahorro obtenido por los costos reducidos de energía, pueden ser mayores y esto constituye el incentivo para invertir fondos en la recuperación de calor de desperdicio.

Los primeros pasos que deben darse, son revisar las unidades de proceso de la planta, con el objeto de descubrir oportunidades para recuperar y usar el calor de desperdicio, por lo cual, necesitamos conocer la información necesaria para obtener un balance térmico para cualquier unidad de proceso industrial y conocer el proceso para determinar en donde existe oportunidad de recuperar calor de desperdicio. En seguida, evaluar resultados de estudios técnicos y económicos y conocer propuestas de fabricantes de equipos de recuperación de calor de desperdicio.

Siempre que sea posible, los procesos individuales deben estar sujetos a la medición de su consumo de combustible e instrumentados de manera que se pueda vigilar el comportamiento del equipo. Si se desea obtener el máximo beneficio de la inversión de capital y que el equipo se mantenga en condiciones óptimas de operación, solo se puede asegurar por medio de una adecuada instrumentación y un programa de pruebas y mantenimiento.

#### 2.4 DETERMINACION DE LOS REQUERIMIENTOS DE CALOR DE DESPERDICIO

La recuperación económica del calor de desperdicio depende de cinco factores. Primero, debe existir una demanda para el uso del calor de desperdicio. Segundo, debe tenerse una cantidad adecuada de calor de desperdicio; para estimar la cantidad de calor de desperdicio disponible, implica a la *PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA*. Tercero, el calor debe ser de la calidad adecuada para el objeto en cuestión; por ejemplo, si se dispone calor a 150 °C (300 °F), no se puede emplear para calentar vapor a 200 °C (392 °F). Los problemas de calidad de calor y disponibilidad se tratan utilizando la *SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA*. Cuarto, El calor debe ser transferido de la corriente de desperdicio a la pieza de trabajo o material donde debe usarse. Quinto, El calor de desperdicio debe usarse de manera que sea rentable; éste es una cuestión económica.

Dichos puntos se consideran en capítulos posteriores.

TERMODINAMICA

3.1 CONCEPTOS FUNDAMENTALES

La termodinámica es la rama de la física que se dedica al estudio de la energía, sus posibles transformaciones, los medios que se emplean para efectuar dichas transformaciones y aquellas propiedades de las sustancias que guardan relación con la energía.

Para entender debidamente el desarrollo de este trabajo es necesario tener presente los siguientes conceptos fundamentales que a continuación se describen:

SISTEMA TERMODINAMICO.- Es la porción limitada del espacio del volumen y masa no necesariamente constantes, del cual se estudian las variaciones de masa y/o energía para el análisis de un problema. Tal es el caso de un sistema formado por un motor de combustión interna o un generador eléctrico.

Dependiendo de si la masa y/o la energía pueden o no atravesar los límites de un sistema, estos se clasifican en:

SISTEMA AISLADO.- Es aquél cuyos límites no pueden ser cruzados por masa y/o energía, es decir, que tanto su masa y su energía, permanecen constantes a través del tiempo. Este sistema es una idealización,

en la realidad no existe, pero resulta práctico su uso en algunos análisis.

**SISTEMA CERRADO.**- Es aquél sistema cuyos límites pueden ser atravesados por flujos de energía, pero no de masa, por lo tanto, la masa en estos casos se mantiene constante y la energía podrá aumentar, disminuir o mantenerse constante. Es sinónimo de *masa de control* puesto que siempre será la misma masa la que conforme al sistema.

**SISTEMA ABIERTO.**- Es aquél sistema cuyos límites pueden ser cruzados por flujos de energía o masa, por esto, tanto la masa como la energía pueden variar a través del tiempo. Resulta importante señalar que *volumen de control*, es un término equivalente a sistema abierto, puesto que es un volumen el que se está analizando, no importando si la masa que conforma al sistema está variando a través del tiempo.

**FRONTERA.**- A la envolvente imaginaria que rodea exclusivamente al sistema seleccionado se la llama frontera. A la frontera de un sistema se le conoce también como *Superficie de control*.

**PROPIEDADES TERMODINAMICAS.**- Propiedad es cualquier característica o atributo del sistema que puede valuarse cuantitativamente ya sea en forma directa o indirecta. Las propiedades termodinámicas se pueden clasificar en intensivas o extensivas.

**PROPIEDADES INTENSIVAS.**- Son aquellas que no varían con la masa, por ejemplo: presión, temperatura, densidad, etc.

**PROPIEDADES EXTENSIVAS.**- Son aquellas que si se modifican con la masa, esta variación siempre es directamente proporcional con el cambio de masa, por ejemplo: masa, volumen, peso, etc.

**DENSIDAD.**- Se define como la masa por unidad de volumen,  $m/v$ .

DENSIDAD RELATIVA.- Hablando de líquidos y sólidos, la densidad relativa es la relación de la densidad de cualquier sustancia a la densidad del agua. Si se trata de gases, es la razón de la densidad de la sustancia en estudio con respecto a la densidad del aire.

Para líquidos

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}}$$

Para gases

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_{aire}}$$

VOLUMEN ESPECIFICO.- Se define como el recíproco de la densidad. Es decir, es el volumen de una unidad de masa. generalmente las unidades de masa son libras o kilogramos. En ciertas circunstancias es conveniente utilizar el mol como unidad de masa. El número de moles de un sistema se define como la masa entre la masa molecular  $m/M$ .

PESO ESPECIFICO.- Se define como el peso por unidad de volumen o densidad por gravedad,  $w = \rho g$ .

PRESION.- Se define como la fuerza normal por unidad de área.  $P=F/A$ . En los sistemas estáticos la presión es uniforme en todas direcciones alrededor de la vecindad de un volumen elemental del fluido. Sin embargo, es bien sabido que la presión puede variar de un punto a otro del sistema en un fluido que se encuentra sometido a un campo gravitacional.

Si un líquido es bombeado de un punto a otro, conducido por una tubería el efecto de *rozamiento* y *viscosidad* del líquido genera una disminución de presión que se conoce como caída de presión.

PRESION ABSOLUTA Y RELATIVA.- La presión cero, corresponde al vacío perfecto, la presión atmosférica, es la presión producida por la atmósfera de la tierra en sus diferentes alturas. La presión relativa

o manométrica es la que nos indica la mayoría de los instrumentos, mientras que la presión absoluta es la suma de la presión manométrica mas la presión atmosférica.

$$P_{ab} = P_{man} + P_{atm}$$

Cuando la presión en un sistema es menor que la presión atmosférica estamos en presencia de una presión de vacío o vacuométrica.

TEMPERATURA.- Es una propiedad termodinámica intensiva, asociada a la actividad molecular del sistema (a mayor actividad molecular mayor temperatura y viceversa).

### 3.2 LEY CERO DE LA TERMODINAMICA

A esta ley también se le conoce como ley del equilibrio térmico y nos dice:

Cuando dos sistemas, uno a mayor temperatura que el otro, se ponen en contacto, al transcurrir el tiempo, el sistema de mayor temperatura se enfría y el de menor temperatura se calienta, de manera que la diferencia de temperaturas entre ambos sistemas va disminuyendo, hasta tener la misma temperatura.

### 3.3 PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA

La Primera ley de la termodinámica basa su principio en la conservación de la energía aplicada a sus transformaciones desde el

punto de vista cuantitativo y para lograr un estudio adecuado y útil, debemos tener presente el principio de la conservación de la energía que nos dice:

*La energía no se crea ni se destruye, solo se transforma.*

El principio de la conservación de la energía apoyado en el experimento de Joule puede representarse en forma matemática como:

$$Q + W = \Delta E \quad . . . \text{III.1}$$

donde:

Q = Calor agregado al sistema.

W = Trabajo agregado o efectuado por el sistema.

$\Delta E$  = Incremento de energía.

Analizando la ecuación III.1 en forma diferencial:

$$\delta Q + \delta W = dE \quad . . . \text{III.2}$$

donde el símbolo " $\delta$ " representa una cantidad infinitesimal de energía suministrada ó extraída del sistema, en cambio " $d$ ", es un cambio infinitesimal (positivo o negativo) de la energía del sistema, por lo tanto, al integrar la ecuación III.2:

$$\int_1^2 Q + \int_1^2 W = \int_1^2 dE$$
$$Q_2 + W_2 = E_2 - E_1 = \Delta_2 E \quad . . . \text{III.3}$$

donde:

$Q_2$  = Cantidad de calor suministrado o extraído en el proceso 1-2.

$W_2$  = Cantidad de trabajo suministrado o extraído en el proceso 1-2

$\Delta_2 E = E_2 - E_1$  = Cambio de energía entre el estado inicial y final.

La Ecuación III.3 es la representación de la Primera ley de la Termodinámica aplicada a sistemas cerrados. La diferencia entre la notación " $\delta$ " y " $d$ ", así como, en su significado se debe a que, tanto



el calor como el trabajo son energías en transferencia que entran o salen del sistema, en cambio la energía representada por "E", es energía propiedad de la materia. Cabe mencionar que  $\Delta E$  incluye muchas formas posibles de energía asociada con el sistema, como son: Energía cinética, interna, potencial, etc.

Cuando se aplica la Primera ley de la Termodinámica a un sistema cerrado y suponemos que los ejes coordenados se trasladan junto con el sistema, la ecuación con que se aplica es el siguiente:

$$Q + W = U \quad . . . \text{III.4}$$

donde:

U = Es la Energía Interna.

La expresión es una simplificación de la ecuación III.1, ya que la variaciones de energía cinética y potencial no existen al estarse trasladando de forma simultánea los ejes coordenados y el sistema.

En algunas ocasiones nos interesará la Primera ley de la Termodinámica por unidad de tiempo, entonces denotaremos:

$$Q + W = U \quad . . . \text{III.5}$$

Cuando nos interese tratarla sobre una base por unidad de masa emplearemos:

$$q + w = u \quad . . . \text{III.6}$$

### 3.4 ENTALPIA

Además de la energía interna U de una sustancia, se encuentra que es conveniente emplear en los balances de energía, otra propiedad intrínseca denominada entalpía, que se define por la relación:

$$H = U + PV \quad \dots \text{III.7}$$

O por unidad de masa:

$$h = u + pv \quad \dots \text{III.8}$$

donde:

H = Entalpía

U = Energía interna

P = Presión

V = Volumen

La función entalpía es una propiedad adecuada cuando se analizan cambios de volumen bajo condiciones de presión constante.

Como el volumen de la masa de control se altera se asocia en el proceso una interacción de trabajo. Para evaluar el trabajo que se hace al mover la frontera, es necesario suponer que el trabajo se realiza *cuasiestáticamente*, es decir, idealmente.

Con esta base, el trabajo está dado por la integral de  $- PdV$ , entonces la ecuación III.7 combinada con la ecuación III.4 queda:

$$\delta Q - PdV = dU \quad \delta \quad \dots \text{III.9}$$

$$\delta Q = dU + pdV \quad \dots \text{III.10}$$

Puesto que,  $H = U + PV$ , para un proceso a presión constante:

$$dH = d(U + PV) = dU + PdV \quad \delta \quad \dots \text{III.11}$$

$$dU = dH - PdV \quad \dots \text{III.12}$$

Combinando la ecuación III.9 y III.12 se obtiene un resultado interesante bajo las restricciones que se impusieron:

$$\delta Q = dH \quad \dots \text{III.13}$$

integrando

$$Q = H_1 - H_2 \quad \dots \text{III.14}$$

Esta relación indica que la cantidad de calor que se transfiere al sistema o de un sistema compresible simple, durante un proceso a presión constante cuasiestático, es igual al cambio de entalpía de la masa de control dentro de las fronteras del sistema. El conocimiento de la entalpía en los estados inicial y final permiten una evolución rápida de la interacción térmica que se requiere para conseguir el cambio de estado que se busca.

En general, pueden ocurrir otras interacciones de trabajo durante el cambio de estado a presión constante, además, del trabajo sobre la frontera. Para hacer una proposición mas amplia de la ecuación III.13, se puede escribir:

$$\oint Q + W - PdV = dU = dH - PdV \quad . . . \text{III.15}$$

$$\oint Q + \delta W = \oint H \quad . . . \text{III.16}$$

$\delta W$  incluye todas las formas de trabajo diferentes al trabajo sobre la frontera. Esta ecuación se limita a los procesos cuasiestáticos a presión constante.

Las ecuaciones que se desarrollan para sistemas simples y estacionarios de compresión, indican que se requiere información sobre la energía interna y sobre la entalpía en una escala amplia de condiciones con objeto de analizar y de sintetizar los sistemas de interés de Ingeniería.

### 3.5 CALORES ESPECIFICOS Y ENTALPIAS DE TRANSFORMACION

Se llama calor específico a la cantidad de energía que se debe suministrar a una sustancia por unidad de masa, para que incremente su temperatura en un grado.

Matemáticamente, esta definición se puede escribir como:

$$c = \frac{Q}{m\Delta T} \quad . . . \text{III.17}$$

Los incrementos de la temperatura dependen del proceso durante el cual se suministra calor y por lo tanto, el valor del calor específico también depende de ésto. Por tal motivo se reconocen dos tipos de calores específicos, uno a volumen constante ( $c_v$ ) y el otro a presión constante ( $c_p$ ).

Para aquellas sustancias que se consideran incompresibles, ambos calores específicos tienen el mismo valor y solo se acostumbra a hablar del calor específico ( $c$ ) de la sustancia.

En el caso de los gases esto no ocurre, ambos son diferentes y tienen la particularidad de que el  $c_p$  siempre mayor que el  $c_v$ .

De acuerdo a la definición de Calor específico y a la ecuación, el calor ( $Q$ ) transmitido a un sistema que origina un cambio en su temperatura se puede determinar mediante la expresión:

$$Q = mc\Delta T \quad . . . \text{III.18}$$

Si a un sistema se le suministra calor constante, se puede llegar a un punto de saturación y la sustancia empezará a cambiar de fase, pero se sabe que esto se realiza a temperatura constante entre dos estados de saturación correspondientes, por ejemplo, líquido y vapor saturados, se obtendría que el calor transmitido a la sustancia para lograr su cambio de fase es nulo, ya que,  $T$  es igual a cero, por lo tanto, se concluye que la ecuación anterior no se puede utilizar cuando ocurra un cambio de fase y que solo es válida para calcular el calor transmitido cuando se origina un cambio de estado debido a un cambio de temperatura.

Se define a la Entalpía de transformación ( $h_{ab}$ ) como la cantidad de energía que se debe suministrar a una sustancia por unidad de masa, para que cambie de fase. Esta es:

$$h_{ab} = \frac{Q}{m} \quad \dots \text{III.19}$$

Donde a y b representan dos estados de fases distintas correspondientes a la misma temperatura, por ejemplo, de sólidos a gas ( $h_{sg}$ ), de sólidos a líquidos ( $h_{sl}$ ), de líquidos a gas ( $h_{lg}$ ).

Para el primer caso, la entalpía de transformación ( $h_{ab}$ ) recibe el nombre de *Entalpía de Sublimación* ( $h_{sg}$ ), el segundo caso se conoce como *Entalpía de fusión* ( $h_{sl}$ ) y en el último caso *entalpía de vaporización* ( $h_{lg}$ ).

### 3.6 GAS IDEAL

Como se indicó anteriormente, todas las interacciones térmicas o de trabajo se relacionan con los cambios de energía interna o de entalpía de la sustancia. En general, ésta puede estar en cualquiera de las tres fases (sólida, líquida y gaseosa) o simultáneamente en varias fases. Entonces, se necesitan métodos para evaluar U y H en las diferentes clases de sustancias para completar el análisis de la energía en procesos de sistemas cerrados.

El método del gas ideal relaciona las variables *presión*, *volumen específico* y *temperatura* que son de gran interés en la Termodinámica. Cuando un gas se encuentra a bajas presiones y altas temperaturas, sus moléculas se encuentran tan separadas unas de otras que el

comportamiento de cada una de ellas no se afecta por el comportamiento de las demás; cuando un gas se encuentra en estas condiciones, la ecuación de estado que describe el comportamiento del gas se puede aproximar a:

$$P\bar{V} = R_u T \qquad PV = nR_u T$$

donde:

$n$  = Número de moles en un gas.

$\bar{V}$  = Volumen específico base molar.

$R_u$  = Constante universal de los gases.

$V$  = Volumen.

En diferentes conjuntos de unidades, los valores de  $R_u$  son como sigue:

$$R_u = \begin{cases} 0.08314 & \text{bar} \cdot \text{m}^3 / \text{kg} \cdot \text{mol} \cdot \text{K} \\ 8.314 & \text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{mol} \cdot \text{K} \\ 1545 & \text{pie} \cdot \text{lb} / \text{lb} \cdot \text{mol} \cdot \text{R} \\ 0.730 & \text{atm} \cdot \text{pie}^3 / \text{lb} \cdot \text{mol} \cdot \text{R} \\ 1.986 & \text{BTU} / \text{lb} \cdot \text{mol} \cdot \text{R} \end{cases}$$

Las ecuaciones del gas ideal frecuentemente se usan con unidades de masa tales como libra y gramos en vez de libra·mol o gramo·mol. En casos como estos se utiliza una constante particular  $R$  en la ecuación en vez de la constante universal  $R_u$ .

$$\bar{R} = \frac{R_u}{M} \qquad \dots \text{III.20}$$

Donde  $M$  es la masa molar o molecular. Para algunos elementos y sustancias comunes se dan valores de  $M$  en tablas. De manera que las formas equivalentes para la ecuación del gas ideal son:

$$P\bar{V} = RT \qquad PV = m\bar{R}T \qquad P = \rho\bar{R}T \qquad PV = \frac{mRT}{M}$$

donde:

$\bar{V}$  = Volumen específico base masa.

$\rho$  = Densidad.

m = masa del sistema.

Debe tenerse en cuenta que los valores para esta ecuación están siempre expresadas en valores absolutos.

Se dice que un gas se comporta como ideal si cumple con las leyes de Charles, Gay Lussac, Boyle Mariotte, Joule y Avogadro.

Ley de Charles y Gay Lussac ( $V=\text{cte}$ ).- Si un gas se somete a un proceso isométrico, su presión aumenta directamente proporcional con su temperatura.

Ley de Charles y Gay Lussac ( $P=\text{cte}$ ).- Cuando se realiza con un gas un proceso isobárico, el volumen del gas varía directamente proporcional con su temperatura.

Ley de Boyle Mariotte ( $T=\text{cte}$ ).- Durante un proceso isotérmico con un gas, el volumen varía inversamente proporcional con la presión.

Estas tres leyes se generalizan en una conocida como *Ley General del Estado Gaseoso* representada por la ecuación:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad . . . \text{III.21}$$

Ley de Joule.- En un gas ideal, la energía interna solo es función de la temperatura y varía directamente proporcional con esta.  $U=u(t)$ .

Ley de Avogadro.- Dos gases que ocupan volúmenes iguales a la misma presión y temperatura, contienen el mismo número de moles.

### 3.7 MEZCLA DE GASES IDEALES

Cuando se hace el análisis de una mezcla de gases con base en la masa o el peso, éste se llama *Análisis gravimétrico*. Para una mezcla no reactiva de gases, es evidente que la masa total,  $m_m$ , es la suma de las masas de cada uno de los componentes, es decir:

$$m_m = m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_k = \sum_{i=1}^k m_i \quad . . . \text{III.22}$$

La fracción de masa  $m_i$  del  $i$ -ésimo componente se define como:

$$m_i = \frac{m_i}{m_m} \quad . . . \text{III.23}$$

La suma de las fracciones masa de todos los componentes de una mezcla es la unidad. Si el análisis de una mezcla gaseosa se basa en el número de moles de cada componente, se llama *Análisis molar*. El número total de moles  $N_m$  de una mezcla está dada por:

$$N_m = N_1 + N_2 + N_3 + \dots + N_k = \sum_{i=1}^k N_i \quad . . . \text{III.24}$$

Y la fracción molar de cualquier componente se define  $Y_i$ , definido como:

$$Y_i = \frac{N_i}{N_m} \quad . . . \text{III.25}$$

La suma de las fracciones molares de todos los componentes de una mezcla también son la unidad. La definición de masa molar o molecular (o peso molar)  $M_i$  y la masa de un componente está relacionada con el número de moles de ese componente por medio de:

$$m_i = N_i M_i \quad . . . \text{III.26}$$

Si sustituimos la ecuación III.26 en III.22 para cada uno de los componentes, entonces:

$$m_m = N_1 M_1 + N_2 M_2 + N_3 M_3 + \dots + N_k M_k = N_m M_m \quad . . . \text{III.27}$$



Donde  $M_m$  es una masa molar o peso molecular promedio o efectivo de la mezcla. La solución de la ecuación III.18 para  $M_m$  es función de las  $Y_i$ , así:

$$M_m = \sum_{i=1}^k Y_i M_i \quad \dots \text{III.28}$$

La masa molar promedio de una mezcla de gases es entonces la suma de todos los componentes de la fracción molar multiplicada por la masa molar.

Como ejemplo, podemos obtener la masa molar promedio del aire; está formado por 78.1% de  $N_2$ , 21% de  $O_2$ , y 0.9% de Ar. La sustitución de estos valores en la ecuación III.19 da el resultado.

$$M_m = 0.781(28) + 0.210(32) + 0.009(40) = 28.95$$

Otro modelo o descripción de la mezcla de gases esta basada en la regla de Amagat-Leduc de los volúmenes parciales. Esta ley afirma que el volumen total de una mezcla de gases es la suma de los volúmenes que ocuparía cada gas si se midiese individualmente a la presión y temperatura de la mezcla. Este análisis se conoce como volumétrico y se puede expresar por la siguiente relación:

$$V = V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_k = \sum_{i=1}^k V_i \quad \dots \text{III.29}$$

Recuérdese que según la ecuación III.27,  $N_m$  es igual a  $m_m/M_m$ . Sustituyendo esto en la ecuación de los gases ideales:

$$P = \frac{m_m R_u T}{M_m V} = \frac{m_m T R}{V M_m} = \frac{m_m R_m T}{V} \quad \dots \text{III.30}$$

$$R_m = \frac{R_u}{M_m} \quad \dots \text{III.31}$$

### 3.8 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA

La Primera Ley de la Termodinámica es una ley de conservación de energía aplicada a sus transformaciones en cualquiera que sea el tipo de energía que intervienen en los procesos, tales como energía térmica, mecánica, eléctrica, magnética, etc., el cambio de energía de un sistema es igual a la *diferencia entre la energía que entra y la energía que sale*. La Primera Ley permite la libre conversión de una forma de energía a otra, siempre y cuando se conserve la energía total. La conversión irrestricta de trabajo en calor es bien conocida para la mayoría de la personas. Con frecuencia los efectos de la fricción originan una elevación de temperatura en los cuerpos que están en contacto. La subsecuente transferencia de calor en esa área tiende a distribuir el calor de la región de contacto. La interacción del trabajo, auxiliada por la transferencia de calor, aparece al final como un cambio de energía interna de los materiales incluidos en el proceso. En general, una medida razonable para medir la efectividad de la conversión de calor en trabajo, nos lleva a determinar una eficiencia térmica, que se define como:

$$\eta = \frac{|W_{\text{neto}}|}{Q_{\text{entrada}}} \quad . . . \text{III.32}$$

Los dispositivos de conversión de energía conduce a otras consideraciones de la Segunda Ley de la Termodinámica. Una de éstas, es el concepto de que la energía tiene calidad, así como, cantidad.

La experiencia cotidiana nos enseña que todos los sistemas tienden a alcanzar un estado de equilibrio térmico. La Primera Ley

implica que la energía que cede un objeto la adquiere otro. Sin embargo, si se tienen que están a la misma temperatura, la Primera Ley no pone restricción alguna a la posibilidad que uno llegue a ponerse mas frío mientras que el otro se pone más caliente siempre y cuando la energía que cede el objeto mas frío sea el mismo que gana el objeto mas caliente. Este ejemplo, ilustra el hecho de que los procesos tienen una dirección de cambio preferencial.

Si el trabajo es 100% convertible en calor pero no es posible la situación inversa, el trabajo es una forma mas útil de energía que el calor. Aunque no tan obvio, el calor tiene calidad en función de la temperatura a la que se descarga el sistema. Cuanto mayor sea la temperatura a la que ocurre la transferencia de calor, mayor será la transformación de energía en trabajo.

En resumen, hay cierto número de fenómenos que no se pueden explicar por los principios de conservación de ningún tipo. Entonces, se busca otra ley con que su generalidad proporcione los lineamientos para la comprensión y el análisis de efectos diversos. Entre otras consideraciones, la Segunda ley es de extremada utilidad para el Ingeniero porque:

- 1.- Proporciona los medios para medir la calidad de energía.
- 2.- Establece el criterio de rendimiento *ideal* de los dispositivos de Ingeniería.
- 3.- Determina la dirección del cambio de los procesos.
- 4.- Establece el estado final de equilibrio para los procesos espontáneos.

### 3.9 PROCESOS REVERSIBLES E IRREVERSIBLES

Una máquina térmica ideal, es aquella que es reversible, es decir, los procesos en que, como resultado de su realización en sentido directo o inverso, el sistema regresa a su estado inicial sin provocar en el medio circundante ninguna variación. Esto nos indica que si el trabajo se convierte en calor en un sistema termodinámico, este último también se puede convertir en trabajo y su eficiencia será máxima.

Se llaman irreversibles, a los procesos en que al efectuarse trabajo en sentido directo e inverso, el sistema no retorna a su sentido inicial sin causar efecto en el medio ambiente. Esto nos indica que la eficiencia en este tipo de procesos siempre es menor que la unidad o menor que un proceso reversible.

### 3.10 EFICIENCIA CARNOT

Con base a la ecuación III.32 y la primera ley para un sistema cerrado, se puede escribir que:

$$\eta_t = \frac{|W_{\text{neto}}| - |Q_{\text{ced}}| - |Q_{\text{rec}}|}{|Q_{\text{ced}}|} = 1 - \frac{|Q_{\text{rec}}|}{|Q_{\text{ced}}|}$$

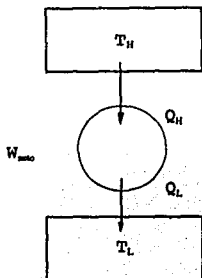
$$\text{si } \frac{T_H}{T_L} = \frac{|Q_H|}{|Q_L|} \quad \dots \text{ III.33}$$

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad \dots \text{ III.34}$$

Donde los subíndices H y L indican alto y bajo respectivamente.

A la eficiencia que se obtiene de esta última ecuación se le denomina eficiencia de Carnot.

De acuerdo con el principio de Carnot, esta es la eficiencia máxima que cualquier máquina térmica podría alcanzar cuando opera entre depósitos de calor a temperaturas  $T_H$  y  $T_L$ .



### 3.11 ENTROPIA

Para la ciencia es fundamental conocer que la naturaleza se comporta de manera predecible. Se ha visto que la Primera Ley de la Termodinámica no revela la posibilidad o la imposibilidad de un proceso y tampoco señala la dirección de éste. La facultad de descartar procesos imposibles es esencial para cualquier teoría que pretenda predecir el comportamiento de la naturaleza. La Segunda Ley de la Termodinámica facilita este tipo de análisis.

La entropía ( $s$ ), es una propiedad termodinámica de la materia que mide el grado de desorden molecular. Si no existiera dicho desorden podría aprovecharse toda la energía molecular, esto es lo que hace imposible la conversión de toda la energía molecular en trabajo útil.

Al aumentar el desorden molecular, es decir, al aumentar la entropía, se reduce la capacidad de realizar trabajo útil, con determinada cantidad de energía.

La Segunda Ley de la Termodinámica expresa "La entropía puede aumentarse pero nunca destruirse", es decir, la entropía de un sistema puede aumentar o disminuir durante un proceso, pero la entropía del sistema y sus alrededores en conjunto siempre aumentará.

Podemos decir entonces que, para un sistema aislado, el incremento de entropía  $\Delta S, \geq 0$ .

Si se realiza un proceso en el cual el cambio de entropía del sistema y sus alrededores es igual a cero, es proceso reversible.

Aquel proceso donde el cambio de entropía del sistema y su medio circundante es menor que cero, es un proceso imposible.

### 3.12 DISPONIBILIDAD

Una de las metas principales de diseño en Ingeniería, es la optimización de un proceso en un marco de limitantes. En el campo de la energía, implica el uso óptimo de la energía durante su transferencia o transformación. Así, cada vez que la energía se transforma o se transfiere en los procesos reales, se reduce su potencial para reducir trabajo útil.

El concepto de *disponibilidad* es una herramienta que se emplea para analizar la utilidad de la energía. La disponibilidad se define (considerando únicamente despreciables las contribuciones a la energía provenientes de la velocidad, de la gravitación, etc.) según:

$$B = H - T_0 S$$

. . . III.35

Donde:

B = Disponibilidad.

H = Entalpía.

S = Entropía.

$T_s$  = Temperatura del depósito que disponemos para vaciar el calor.

Generalmente  $t$ , es la temperatura ambiente o la temperatura de un tanque de enfriamiento.

La ecuación puede escribirse como una ecuación de la velocidad de cambio:

$$B = H - T_s S \quad \dots \text{III.36}$$

Si además sabemos que,  $H = u + Pv$ , entonces:

$$B = U + PV - T_s S \quad \dots \text{III.37}$$

Por unidad de masa:

$$b = u + Pv - T_s s \quad \dots \text{III.38}$$

La disponibilidad tiene un significado particular debido a que el cambio en la disponibilidad de algo (por ejemplo de un kg. de vapor), en un proceso dado, es el máximo trabajo útil o calor posible que pueden ser extraídos de ese algo en el proceso dado. Un ejemplo es el siguiente:

Supóngase que usamos aire de escape a 40 °C como fuente de calor para calentar aire de alimentación. Si la temperatura exterior es de 35 °C podemos retirar muy poco calor; si el calor exterior está a 10 °C, podemos obtener considerablemente más.

Si denotamos a la potencia como  $W_{max}$  (ya que la potencia es la rapidez de ejecución de un trabajo), tenemos:

$$W_{max} = -m(b_{ex} - b_{in}) \quad \delta$$

$$W_{max} = B_{ex} - B_{in} \quad \dots \text{III.39}$$

Desarrollada la ecuación anterior:

$$W_{\max} = m \{ U_{\text{ent}} + (pv)_{\text{ent}} - T_0 S_{\text{ent}} - u_{\text{sal}} - (pv)_{\text{sal}} + T_0 S_{\text{sal}} \} \quad \dots \text{III.40}$$

Esta ecuación nos dice que, mientras más grande sea la energía interna específica y la presión en la entrada, mayor es la cantidad de trabajo posible; en tanto se produzca más entropía dentro del sistema, menor será el trabajo posible.



TRANSFERENCIA DE CALOR

**INTRODUCCION**

La transferencia de calor es aquella ciencia que busca predecir la transferencia de energía que puede ocurrir entre dos materiales, como resultado de una diferencia de temperaturas. La termodinámica enseña que esta transferencia se define como Calor. La transferencia de calor no solo trata de explicar como puede ser transferida la energía calorífica, sino también trata de predecir la rapidez a la que se realiza este intercambio bajo ciertas condiciones específicas. El hecho de que un régimen de transferencia de calor sea el objetivo deseado de un análisis, señala la diferencia entre la Transferencia de Calor y la Termodinámica. La Termodinámica se ocupa del sistema en equilibrio; se puede utilizar para predecir la cantidad de energía requerida para pasar un sistema de un estado de equilibrio a otro; no puede utilizarse para predecir que tan rápido se realiza un cambio, ya que el sistema no se encuentra en equilibrio durante el proceso. La Transferencia de Calor completa a la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica, al proporcionar reglas experimentales

adicionales que se pueden utilizar para establecer rapidezces de intercambio de energía.

Existen tres mecanismos de transferencia de calor que aunque se estudian por separado intervienen en el intercambio de energía de un proceso, estos son: *Conducción, Convección y Radiación.*

#### 4.1 CONDUCCION

El fenómeno de transferencia de calor por conducción es un proceso de propagación de energía en un medio sólido, líquido o gaseoso, mediante comunicación molecular directa o entre cuerpos a distintas temperaturas. En el uso de líquidos y gases, esta transferencia, es importante, siempre y cuando se tomen las precauciones debidas para eliminar las corrientes naturales de flujo que pueden presentarse como consecuencia de la diferencia en densidades que experimentan éstos. De aquí que la transferencia de calor por conducción es de particular importancia en sólidos sujetos a una diferencia de temperaturas.

Se ha observado en muchos sistemas que involucran flujo, que la cantidad que fluye es directamente proporcional a la diferencia de potencial e inversamente proporcional a la resistencia que se aplica al sistema.

$$\text{Flujo} \propto \frac{\text{potencial}}{\text{resistencia}} \quad . . . \text{IV.1}$$

En un circuito hidráulico simple, la presión en el sistema es la diferencia de potencial y la rugosidad de la tubería es la resistencia al flujo. En un circuito eléctrico, las aplicaciones mas simples

son expresadas por la ley de Ohm, el voltaje en el circuito es el potencial y la dificultad con la que los electrones emigran por el conductor es la resistencia. En el flujo de calor a través de una pared, el flujo se lleva a efecto por la diferencia entre las superficies caliente y fría. Recíprocamente a la ecuación IV.1, cuando dos superficies de una pared están a diferentes temperaturas, necesariamente existe un flujo y una resistencia al flujo de calor. La *conductancia* es la recíproca de la resistencia al flujo de calor y la ecuación IV.1 puede expresarse por:

Flujo  $\propto$  Conductancia X potencial . . . IV.2

Si evaluamos la conductancia, suponiendo que una cantidad medida de calor  $Q'$  ha sido transmitida por una pared de tamaño desconocido en un intervalo de tiempo  $\theta$  como una diferencia de temperatura medida  $t$ , es decir:

$$Q = \frac{Q'}{\theta} = \text{conductancia} \times \Delta t \quad . . . \text{IV.3}$$

La conductancia es una propiedad ponderable de toda la pared aún cuando se ha encontrado experimentalmente que el flujo de calor está independientemente influido por el grosor y el área de la misma. Cuando la conductancia se reporta para una cantidad de material en forma unitaria, es decir, un metro de longitud, un metro cuadrado de área, una hora y la diferencia de temperatura un grado centígrado se llama conductividad térmica ( $k$ ).

$$\text{Conductancia} = \frac{kA}{L}$$

$$Q = \frac{-kA\Delta t}{L} \quad \text{en forma diferencial} \quad Q = -\frac{kAdT}{dx} \quad . . . \text{IV.4}$$

Esta ecuación se conoce como la Ley de Fourier de conducción de calor. El signo menos se inserta para que satisfaga la Segunda Ley de la Termodinámica.

Cabe mencionar que aún cuando la conductancia varía con la temperatura, en muchas ocasiones puede suponerse constante. Cuando los materiales tienen alta conductividad, se denominan conductores y cuando presentan baja conductividad se denominan aislantes.

#### 4.1.1 CONDUCCION UNIDIMENSIONAL

Varias aplicaciones en sistemas de interés para el Ingeniero, puede entrar en la categoría de unidimensionales, como: Paredes de hornos, aislamientos de conductores eléctricos, aislamiento de ductos para el transporte de vapor, aletas de enfriamiento, etc. En algunas aplicaciones, los efectos de la transferencia de calor, en más de una dirección son tan pequeños, que usualmente pueden despreciarse sin perder exactitud en los resultados, como lo es, el estudio de éste trabajo.

#### 4.1.2 PARED PLANA

Si consideramos una placa de espesor  $L$  cuya conductividad térmica  $k$  es constante y suponemos que ambas superficies se mantiene a temperatura  $T_2$  y  $T_1$ , como se presenta en la siguiente figura:

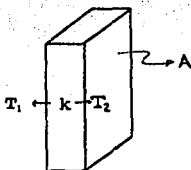


Fig. 4.1 Flujo de calor en pared plana.

El flujo de calor puede ser computado usando la ecuación 1V.4

$$Q = \frac{-kA(T_1 - T_2)}{L} \quad \dots 1V.5$$

Puesto que  $kA/L$  es la conductancia, su recíproco  $R$  es la resistencia al flujo de calor  $R = L/kA$ .

#### 4.1.3 FLUJO DE CALOR EN PAREDES COMPUESTAS

Si se encuentra presente más de un material, como ocurre en la pared multicapas que se muestra en la figura 4.2 el análisis procede de la siguiente manera.

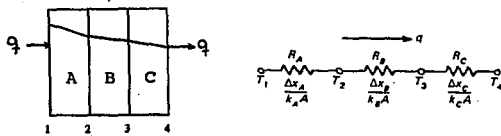


Fig. 4.2 Flujo de calor en paredes compuestas y su analogía eléctrica.

Se muestran los gradientes de temperatura en los tres materiales, y el flujo de calor puede escribirse como:

$$q = \frac{-k_A A (T_1 - T_2)}{\Delta x_A} = \frac{-k_B A (T_2 - T_3)}{\Delta x_B} = \frac{-k_C A (T_3 - T_4)}{\Delta x_C} \quad \dots 1V.6$$

El flujo de calor es el mismo en las secciones. Resolviendo simultáneamente las tres ecuaciones, el flujo de calor se escribe:

$$q = \frac{T_1 - T_2}{X_A/k_{AA} + X_B/k_{BA} + X_C/k_{CA}}$$

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{L_A}{k_{AA}} + \frac{L_B}{k_{BA}} + \frac{L_C}{k_{CA}}} \quad \text{si } R = \frac{L}{kA}$$

En forma general:

$$q = \frac{\Delta T}{\Sigma R} \quad \dots \text{ IV.7}$$

Se puede observar además, que se mantiene la analogía eléctrica que permite resolver problemas mas complicados tanto en resistencias térmicas en serie como paralelo.

#### 4.1.4 CILINDRO HUECO

Considérese ahora un cilindro hueco de radio exterior  $r_o$ , radio interior  $r_i$ , de un material cuya conductividad térmica  $k$  es constante, la superficie interior se mantiene a  $T_i$ , mientras que la exterior se mantiene a una temperatura  $T_o$ , y que flujo de calor es conducido en la dirección radial solamente,  $L \gg r_i$  ó  $r_o$ , como se muestra en la figura 4.3.

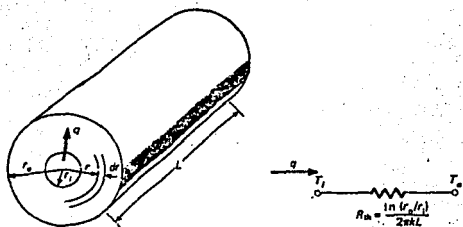


Fig. 4.3 Flujo de calor en cilindro hueco y su analogía eléctrica.

El área para el flujo de calor en el sistema cilíndrico es:

$$A = 2\pi rL$$

Así, la Ley de Fourier se escribe:

$$q = -kA \frac{dT}{dr} \quad q = -2\pi k r l dT \quad \dots \text{IV.8}$$

En condiciones de frontera.

$$q = \frac{2\pi k L (T_1 - T_2)}{\ln(r_2 - r_1)} \quad \text{donde } R_T = \frac{\ln(r_2 - r_1)}{2\pi k L} \quad \dots \text{IV.9}$$

El concepto de resistencia térmica puede usarse para paredes cilíndricas y compuestas, como lo es el caso de la figura 4.4.

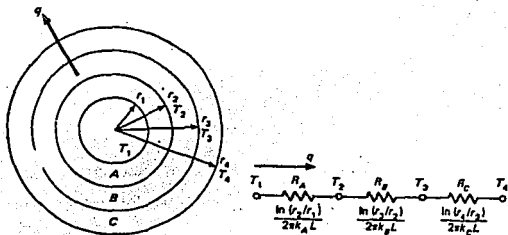


Fig. 4.4 Flujo de calor en paredes compuestas y su analogía eléctrica.

$$q = \frac{2\pi kL(T_1 - T_2)}{\ln(r_2/r_1)/k_A + \ln(r_3/r_2)/k_B}$$

. . . 1V.10

#### 4.1.5 CONDUCCION DE CALOR EN VARIAS DIMENSIONES

Existe una gran variedad de problemas de conducción en donde la transferencia de calor se lleva a cabo en más de una dimensión; tal es el caso de gasoductos u oleoductos cuyas líneas de transmisión se encuentran enterradas, superficies extendidas de espesor considerable, intersección de paredes de hornos, etc.

Existen en general varias técnicas o métodos de solución para resolver un problema en donde la temperatura es función de dos o más dimensiones. Usualmente estos métodos de solución se clasifican de acuerdo con su naturaleza en: *analíticos, numéricos, gráficos y analógicos*. Dentro de esta clasificación, los métodos numéricos son los de más amplia aplicación, dados los progresos en la computación digital.

En el análisis de diferencias finitas se considera que el sistema en cuestión está constituido por elementos de volumen muy pequeño pero finitos. Es decir, los elementos finitos empleados para obtener el modelo matemático son una aproximación de los elementos diferenciales usados en la formulación analítica. Al hacer el tamaño de estos elementos cada vez más pequeño, la diferencia en los resultados obtenidos usando el modelo de diferencias finitas y el modelo diferencial disminuye. En el análisis de conducción bidimensional por diferencias finitas, el principio de conservación de energía se aplica a un elemento de profundidad unitaria, de ancho  $x$  y altura  $y$ .



El conjunto de todos estos elementos constituye una red como la que se muestra en la siguiente figura.

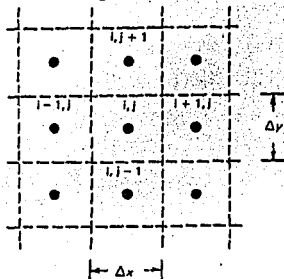


Fig. 4.5 Red en análisis de diferencias finitas.

El centro de cada volumen finito se conoce como nodo y se supone en el análisis que la temperatura de éste representa la temperatura de todo elemento.

Un balance de energías en cualquier nodo  $i, j$  del sistema indica que en ausencia de generación de calor, la suma de flujos de calor es igual a cero. Usando el concepto de resistencia térmica a la figura 4.5 se obtiene que:

$$q_{i+1,j \rightarrow i,j} + q_{i,j \rightarrow i+1,j} + q_{i,j+1 \rightarrow i,j} + q_{i,j \rightarrow i,j+1} = 0 \quad \dots \text{IV.11}$$

$$\frac{T_{i+1,j} - T_{i,j}}{\frac{x}{k(\Delta y)(1)}} + \frac{T_{i,j+1} - T_{i,j}}{\frac{x}{k(\Delta y)(1)}} + \frac{T_{i,j+1} - T_{i,j}}{\frac{y}{k(\Delta x)(1)}} + \frac{T_{i,j-1} - T_{i,j}}{\frac{y}{k(\Delta x)(1)}} = 0 \quad \dots \text{IV.12}$$

Puesto que por construcción  $x = y$ , la ecuación anterior se simplifica a:

$$T_{i+1,j} + T_{i,j+1} + T_{i,j-1} + T_{i-1,j} - 4T_{i,j} = 0 \quad \dots \text{IV.13}$$

Esta es la ecuación en diferencias finitas para todos los nodos interiores de un sistema de conducción bidimensional en estado estable y sin generación de calor. Si el sistema en cuestión está consti-

tuido por  $n$  nodos interiores cuyas temperaturas son desconocidas,  $n$  ecuaciones como la anterior especificarán la distribución de temperatura.

De lo anterior se concluye que el problema de conducción de calor se ha reducido a la solución de un conjunto de ecuaciones algebraicas, en vez de la ecuación diferencial parcial. Estas ecuaciones algebraicas pueden resolverse mediante diferentes técnicas.

Si consideramos una barra de sección transversal cuadrada mostrada en la figura 4.6. En este caso se requieren cuatro ecuaciones para determinar las cuatro temperaturas desconocidas  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  y  $T_4$ .

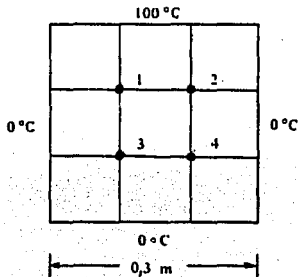


Fig. 4.6 Barra de sección transversal cuadrada.

Las relaciones necesarias para determinar estas temperaturas pueden obtenerse recurriendo a la ecuación en diferencias finitas es decir,

$$\text{Nodo 1: } -4T_1 + T_2 + T_3 + 100 = 0$$

$$\text{Nodo 2: } T_1 - 4T_2 - T_4 + 100 = 0$$

$$\text{Nodo 3: } T_1 - 4T_3 + T_4 = 0$$

$$\text{Nodo 4: } T_2 + T_3 - 4T_4 = 0$$

Ecuaciones que constituyen un sistema de cuatro ecuaciones, las cuales deben resolverse simultáneamente para determinar las cuatro temperaturas desconocidas.

Aún cuando aquí se consideraron cuatro nodos interiores, es posible anotar que el número de éstos y sus correspondientes ecuaciones se incrementa al emplear divisiones más pequeñas, con el resultado de que la solución es cada vez más embarazosa. De aquí se desprende la necesidad de contar con técnicas numéricas que permitan una mayor celeridad en las soluciones.

#### 4.2 CONVECCION

El fenómeno de transferencia de calor por *convección* es un proceso de transporte de energía que se lleva a cabo como consecuencia del movimiento de un fluido (líquido o gas) y está infinitamente relacionado con el movimiento de éste.

Sabemos que cuando hacemos pasar aire a cualquier superficie caliente, el enfriamiento de esta será mas rápido que si lo dejamos enfriar al medio ambiente, lo cual nos dice que la velocidad del fluido tiene un efecto importante sobre la transferencia de calor. De manera análoga, la experiencia indica que el flujo de calor es diferente si se enfría con agua o aceite en vez de aire. De aquí que las propiedades del fluido deben tener también un efecto sobre la transferencia de calor.

Para expresar el efecto total de la convección, utilizamos la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = hA(T_w - T)$$

. . . IV.14

Donde:

$q$  = Rapidez de transferencia de calor.

$T_w - T$  = Diferencia de temperaturas pared-fluido.

$A$  = Area de contacto.

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

Para algunos sistemas se puede hacer un cálculo analítico de "h". Para situaciones complejas se deberá determinar experimentalmente.

Podemos señalar que la transferencia de calor por convección, depende de las propiedades de los fluidos como calor específico, densidad, viscosidad, relacionadas en la dinámica de fluidos.

Si se expusiera una placa caliente al aire ambiente sin fuente de movimiento externa se experimentaría un movimiento del aire como resultado de los gradientes de densidad cerca de la placa. A esto le llamamos *Convección natural* o *libre*, en oposición a la *Convección forzada*, que ocurre en el caso en que un ventilador sople aire sobre la placa.

#### 4.2.1 CAPA LIMITE

Considérese un flujo de un fluido sobre una placa plana como se muestra en la figura 4.7. En ésta se observa que, como resultado de los efectos viscosos, la velocidad relativa del fluido en la interfase es igual a cero. Por otra parte, esta velocidad aumenta progresiva-

mente a medida que la distancia  $y$  se incrementa, hasta un punto en que las fuerzas viscosas de corte son practicamente insignificantes.

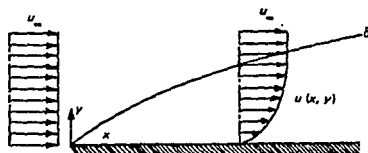


Fig. 4.7 Placa límite hidrodinámica.

A la región próxima a la placa en donde se experimentan los efectos viscosos, se le conoce como "capa límite hidrodinámica". Este concepto de capa límite fué introducido por Prandtl y básicamente divide al campo en dos regiones, una capa muy delgada en donde las fuerzas viscosas de corte son significativas y una región exterior a esta capa en donde los efectos viscosos son prácticamente despreciables.

Justamente como en el caso de la capa límite hidrodinámica, los gradientes de temperatura en el fluido también están confinados a una región próxima a la superficie de la placa, por lo que puede definirse análogamente una "capa límite térmica" como se muestra en la figura 4.8.

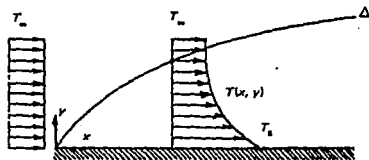


Fig. 4.8 Capa límite térmica.

Inicialmente el desarrollo de la capa límite a lo largo de la placa es laminar. Es decir, el fluido se desplaza a lo largo de láminas y las partículas de éste siguen una secuencia ordenada y continua sin cruzarse entre sí. Sin embargo, a cierta distancia crítica que depende del campo de flujo y de las propiedades del fluido, se empiezan a experimentar pequeñas perturbaciones que se amplifican a medida que la distancia aumenta. Como consecuencia de este fenómeno se presenta un proceso de transición hasta que el flujo se hace completamente turbulento. Esta transición de régimen laminar a turbulento no es abrupta y depende de las condiciones de rugosidad de la superficie y del nivel de turbulencia en la corriente libre del fluido. Esta transición de régimen laminar a turbulenta se lleva a cabo en un amplio rango de número de Reynolds y no de manera drástica.

Dada la relación tan estrecha que existe entre el movimiento del fluido y la transferencia de energía que tiene lugar, la determinación analítica del coeficiente de transferencia de calor en régimen laminar implica un conocimiento completo de la distribución de velocidad y de temperatura en el fluido que rodea al sistema. Para tal fin, se deben considerar las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento, energía, así como, el método integral de Von Karman para la obtención de ecuaciones que nos permitan obtener "h", obteniendo relaciones de ambas capas límites y los Números de Reynold, Prandtl y Nusselt.

#### 4.2.2 EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL

Considerando que una pared plana como la que se muestra en la próxima figura 4.9 que se encuentra expuesta a un fluido caliente A de un lado y un fluido B más frío en el otro. La transferencia de calor se expresa por:

$$q = h_1 A (T_A - T_1) = \frac{kA}{\Delta X} (T_1 - T_2) = h_2 A (T_2 - T_B) \quad \dots \text{IV.15}$$

Y la transferencia de calor total se calcula como la razón de la diferencia de temperatura total a la suma de las resistencias térmicas:

$$q = \frac{T_A - T_B}{1/h_1 A + \Delta X/kA + 1/h_2 A} \quad \dots \text{IV.16}$$

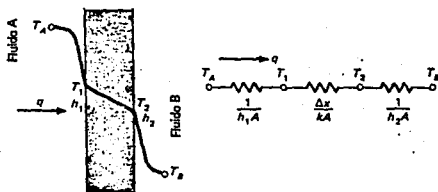


Fig. 4.9 Transferencia de calor a través de una pared plana y su analogía eléctrica.

El término  $1/hA$  representa la resistencia por convección. La transferencia de calor por conducción y convección combinadas, con frecuencia se expresa en términos de un coeficiente de transferencia de calor total  $U$ , definido por la relación:

$$q = UA\Delta T_{TOTAL}$$

. . . IV.17

En donde A es cierta área adecuada para el flujo de calor.

Para un cilindro hueco expuesto a un medio de convección en sus superficies interior y exterior con su respectiva analogía eléctrica quedaría como la figura 4.10.

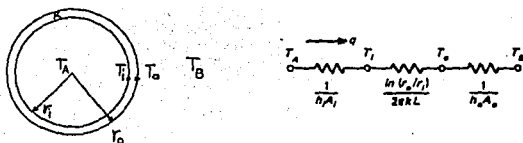


Fig. 4.10 Transferencia para un cilindro hueco con fronteras de convección y su analogía eléctrica.

Que complementa a lo ya expuesto en la sección de conducción.

El problema que se encuentra en la industria, no es determinar  $h_i$ , si no aplicar valores experimentales de  $h_i$  para obtener la superficie de transferencia A.

#### 4.2.3 TRANSFERENCIA DE CALOR ENTRE SOLIDOS Y FLUIDOS

Cuando un líquido fluye en un tubo horizontal puede hacerlo en forma de movimiento de torbellino conocido como flujo turbulento.



Si las partículas del fluido fluyen en líneas paralelas a lo largo del eje del tubo esto se conoce como flujo laminar. La figura 4.11 muestra que la distribución de las velocidades es parabólica con  $U_{max}$  al centro y aproximadamente a cero en la pared del tubo.



Fig. 4.11 Flujo turbulento y laminar en tubos.

Reynolds observó que el tipo de flujo adquirido por un líquido que fluye dentro de un tubo, era influido por la *velocidad, densidad, viscosidad del líquido, así como el diámetro del tubo*. Cuando estas variables se relacionan como cociente  $Du\rho/\mu$ , llamado el "Número de Reynolds" se encuentra que siempre existe flujo turbulento cuando el valor numérico de  $Du\rho/\mu$  excede las cercanías de 2300 y usualmente cuando excede 2100. Por definición, la transferencia de calor por convección procede principalmente a resultados de mezcla, y mientras que éste requerimiento parece ser satisfecho por el flujo turbulento, no lo es para el flujo laminar. El flujo laminar, es de hecho, una forma de conducción. La velocidad a la que el calor es transferido hacia/o de un líquido a un tubo, es considerablemente menor en el flujo laminar que en el flujo turbulento y en la práctica industrial es casi siempre deseable evitar condiciones tales como baja velocidad de un líquido que origina flujo laminar.

### 4.3 ANALISIS DIMENSIONAL

El método de correlacionar cierto número de variables en una sola ecuación, expresando un efecto, se conoce como *Análisis Dimensional*. Ciertas ecuaciones que describen fenómenos físicos pueden obtenerse racionalmente de leyes básicas derivadas de experimentos. Otros efectos pueden describirse por ecuaciones diferenciales y el curso o extensión del fenómeno se puede deducir por medio del cálculo. Hay otros fenómenos en los que hay insuficiente información para permitir la formulación ya sea de las ecuaciones diferenciales o de una noción clara del fenómeno al cual se le pueden aplicar leyes fundamentales. Este último grupo debe ser estudiado experimentalmente, y la correlación de las observaciones es un acertamiento empírico a la ecuación. Las ecuaciones que pueden obtenerse teóricamente son también obtenidas de modo empírico, pero realmente no lo son del todo.

Se han presentado pruebas extensas de principios matemáticos en los que se basa el análisis dimensional. Debido a que éste opera únicamente con las dimensiones de las variables, no se pueden predecir resultados numéricos directos a partir de las variables, sino que, se producen módulos por medio de los cuales los datos observados pueden combinarse y establecer así, la influencia relativa de las variables. Como tal, "Es una de las piedras fundamentales del estudio empírico". Establece que cualquier combinación de números y dimensiones, tales como cinco kilogramos, cinco metros, poseen dos aspectos identificables *numérico* y *dimensional*. Las dimensiones fundamentales son cantidades tales como longitud, tiempo y temperatura que son directamente medibles. Dimensiones derivadas, son aquellas que se ex-

presan en términos de las dimensiones fundamentales, tales como, la velocidad = longitud/tiempo, ó densidad = masa/longitud<sup>3</sup>. Los resultados finales del análisis dimensional pueden quedar establecidos como sigue: Si una variable dependiente, teniendo dimensiones dadas depende de alguna relación dentro de un grupo de variables, las variables individuales del grupo deben relacionarse de tal manera que las dimensiones netas del grupo sean idénticas con aquellas de la variable dependiente. Las variables independientes pueden también estar relacionadas de tal manera que la variables dependiente se definan por la suma de varios grupos diferentes de variables, en que cada grupo tenga las dimensiones netas de la variable dependiente.

Como un ejemplo muy simple consideraremos la *ecuación de continuidad*

$$w = \frac{ua}{v} \quad . . . \text{IV.18}$$

donde:

w = razón del flujo del fluido, peso/tiempo.

u = velocidad del fluido en el ducto, longitud/tiempo.

a = área transversal del ducto, longitud<sup>2</sup>.

v = volumen específico, longitud<sup>3</sup>/peso.

u, a y v, deben estar de tal manera relacionadas que sus dimensiones netas sean las mismas que aquellas de la variable dependiente w, es decir, peso/tiempo.

$$\frac{\text{Peso}}{\text{Tiempo}} = \frac{\text{longitud}}{\text{tiempo}} \times \text{longitud}^2 \times \frac{\text{peso}}{\text{longitud}^3} = \frac{\text{peso}}{\text{tiempo}} \quad . . . \text{IV.19}$$

Cualquier ecuación física puede escribirse y evaluarse en términos de una serie de potencias que contengan todas las variables. Si

no se conociera la forma de la ilustración anterior y se deseara encontrar la correlación que debe de existir entre las variables  $w, u, a$  y  $v$ , se podría expresar por una serie de potencias.

$$(w, u, a, v) = \alpha w^b u^c a^d v^e + \alpha' w^{b'} u^{c'} a^{d'} v^{e'} + \dots = 0 \quad \dots \text{IV.20}$$

Los factores  $\alpha$  y  $\alpha'$  son constantes adimensionales de proporcionalidad. Puesto que las dimensiones de todos los términos consecutivos de las series son idénticos, no es necesario considerar otro término además del primero. Según esto se puede escribir:

$$\phi'(w^b u^c a^d v^e) = 1 \quad \dots \text{IV.21}$$

donde  $\phi'$  indica la función. Haciendo arbitrariamente  $b = -1$  de manera que  $w$  no aparezca en la ecuación final elevada a un exponente fraccionario.

$$w = \alpha u^c a^d v^e \quad \dots \text{IV.22}$$

Sustituyendo dimensiones,

$$\frac{\text{Peso}}{\text{tiempo}} = \frac{(\text{longitud})^c}{\text{tiempo}} \times (\text{longitud})^d \times \frac{(\text{longitud})^e}{\text{peso}} \quad \dots \text{IV.23}$$

Los exponentes  $c, d$  y  $e$  deben asumir los valores necesarios para efectuar la igualdad dimensional entre el miembro derecho e izquierdo de la igualdad.

Evaluando por simple álgebra:

$$\Sigma \text{longitud}, \quad 0 = c + 2d + 3e$$

$$\Sigma \text{peso}, \quad 1 = -e$$

$$\Sigma \text{tiempo} \quad -1 = -c$$

Los tres exponentes son entonces,  $c = 1$ ,  $d = 1$  y  $e = -1$ . Sustituyendo en la ecuación IV.19

$$w = \alpha u^1 d^1 v^{-1} = \alpha \frac{ua}{v} \quad \dots \text{IV.24}$$

Ya que es una correlación exacta, el valor de la constante de proporcionalidad  $\alpha$  es igual a 1, y:

$$w = \frac{ua}{v} \quad \dots \text{IV.25}$$

En los sistemas que involucran a la mecánica y al calor, es a menudo emplear otras dimensiones como temperatura y una unidad derivada del calor H (BTU ó calorías).

En Ingeniería Mecánica y Química, es costumbre usar un conjunto de seis dimensiones, fuerza F, calor H, longitud L, masa M, temperatura T y tiempo  $\theta$ . Sin embargo, una de las alternativas importantes oscila acerca de la unidad de fuerza y la unidad de masa. En el ejemplo anterior se dió peso. La correlación será válida usando unidad masa o unidad peso.

Cuando algunas de las variables son expresadas comúnmente en unidades de fuerza, tal como la presión  $FL^{-2}$  o densidad  $ML^{-3}$ , es necesario introducir una constante dimensional en la serie, antes de resolver por los exponentes. La constante que relaciona a M y F incluye las dimensiones de la constante de la aceleración gravitacional  $L\theta^{-2}$ . También se presenta una situación similar cuando se describe un fenómeno por el cual hay cambios de trabajo o energía cinética en el sistema. Se debe introducir un factor de conversión que es el calor equivalente de trabajo para convertir FL a H o viceversa.

#### 4.3.1 ANALISIS DE LA FORMA DE LA ECUACION DE FLUJO DE FLUIDOS

Cuando un fluido incompresible fluye en un tubo horizontal uniforme, con un gasto de masa uniforme, la presión del fluido disminuye debido a la fricción. Esto comúnmente lo llamamos *Caída de Presión*  $dP$ . El cual se ha encontrado experimentalmente que está influenciado por las siguientes propiedades del tubo y del fluido: diámetro  $D$ , velocidad  $u$ , densidad del fluido  $\rho$  y viscosidad  $\mu$ .

Solución.

Usando el mismo método de notación que antes, la presión tiene dimensiones de Fuerza/área, mientras que la densidad se expresa por masa/volumen, de manera que la constante dimensional que relaciona a  $M$  y  $F$  debe ser incluida,  $K_m = ML/F\theta^2$ . El mismo resultado puede alcanzarse incluyendo la constante de aceleración gravitacional  $g$  junto con las variables anteriores. Mientras que la viscosidad se determina experimentalmente como un efecto de fuerza y tiene las dimensiones  $F/L^2$ , es una unidad muy pequeña y es mas común en las ciencias de Ingeniería usar la viscosidad absoluta  $M/L$ , en la cual la conversión de fuerza a masa ha sido llevada a cabo.

$$dP = f(D, u, \rho, \mu, K_m) \quad \dots 1V.26$$

$$dP/dL = \alpha D^a u^b \rho^c \mu^d K_m^e \quad \dots 1V.27$$

Sustituyendo dimensiones y haciendo arbitrariamente el exponente  $dP/dL = 1$ .

$$\frac{F}{L^3} = \alpha (L)^a \left(\frac{L}{\theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{L\theta}\right)^d \left(\frac{ML}{F\theta^2}\right)^e \quad \dots 1V.28$$

Sumando exponentes:

$$\begin{aligned}\Sigma F, & 1 = -e \\ \Sigma L, & -3 = a + b - 3c - d + e \\ \Sigma M, & 0 = c + d + e \\ \Sigma \theta, & 0 = -b - d - 2e\end{aligned}$$

Resolviendo simultáneamente:

$$\begin{aligned}a &= -1 - d & d &= d \\ b &= 2 - d & e &= -1 \\ c &= 1 - d\end{aligned}$$

Sustituyendo en la ecuación IV.27

$$\frac{dP}{dL} \propto D^{-1-d} u^{2d} \rho^{1-d} \mu^d k_w^{-1} = \frac{\alpha u^2 \rho (Du\rho)^{-d}}{DK_w \mu} \quad \dots \text{IV.29}$$

Donde  $\alpha$  y  $-d$  deben evaluarse de datos experimentales. Un término conveniente de uso casi universal en Ingeniería es la masa velocidad  $G$  que es igual con  $u$  y corresponde al peso del fluido por unidad del área del flujo. Para obtener la caída de presión:

$$P \propto \frac{G^2 L}{D \rho g} \left( \frac{DG}{\mu} \right)^{-d} \quad \dots \text{IV.30}$$

Donde  $Du\rho/\mu$  ó  $DG/\mu$  es el número de Reynolds.

#### 4.3.2 ANALISIS DE LA FORMA DE LA ECUACION DE CONVECCION FORZADA

La razón de transferencia de calor por convección forzada a un fluido incompresible que viaja en flujo turbulento por una tubería de diámetro uniforme a flujo de masa constante, se ha encontrado que es influida por la velocidad  $u$ , densidad  $\rho$ , calor específico  $c$ , conductividad térmica  $k$  y viscosidad  $\mu$ , así como, el diámetro interno

de la tubería D. La velocidad, viscosidad, densidad y diámetro, afectan el grueso de la película del fluido en la pared del tubo a través de la cual debe ser conducido primero, también tiene influencia sobre el grado de mezcla del fluido. k es la conductividad térmica del fluido y el calor específico refleja la variación del promedio de la temperatura del fluido como resultado de la absorción uniforme de calor. Nos interesa conocer la relación que hay entre el coeficiente de película o régimen de transferencia de calor  $h_i = H/\theta L^2 T$  y las otras variables.

SOLUCION.

No se conoce si todos los términos de energía serán expresados mecánica o térmicamente por las dimensiones de variables, de manera que la constante dimensional  $K_H = ML^2/H\theta^2$  debe incluirse. Si todas las dimensiones se combinan para dar únicamente cantidades térmicas BTU o KJ, que aparecen en las dimensiones de  $h_i$ , el exponente de  $K_H$  en la serie deberán ser cero, y la constante se reducirá a 1.0, un número puro.

$$h_i \quad u, \rho, c, D, k, \mu, K_H.$$

$$h_i = \alpha u^a \rho^b c^d D^e k^f K_H^i$$

$$\frac{H}{\theta L^2 T} = \alpha \left(\frac{L}{\theta}\right)^a \left(\frac{M}{L^3}\right)^b \left(\frac{H}{MT}\right)^c (L)^d \left(\frac{H}{\theta L T}\right)^e \left(\frac{M}{L\theta}\right)^f \left(\frac{ML^2}{H\theta^2}\right)^i \quad \dots \quad 1V.31$$

Sumando exponentes:

$$\Sigma H, \quad 1 = d + f - i$$

$$\Sigma L, \quad -2 = a - 3b + e - f - g + 2i$$

$$\Sigma M, \quad 0 = b - d + g + i$$

$$\Sigma T, \quad -1 = -d - f$$

$$\Sigma \theta, \quad -1 = -a - f - g - 2i$$



Resolviendo simultáneamente:

$$a = a, b = a, d = 1 - f, e = a - 1, f = f, g = 1 - f - a, i = 0.$$

Sustituyendo:

$$h_1 = \alpha u' \rho' c' D' k' \mu'^{-1/4} K_1 \dots 1V.32$$

Agrupando términos:

$$\frac{h_1 D}{k} = \alpha \left( \frac{Du}{\mu} \right)' \left( \frac{c\mu}{k} \right)' \dots 1V.33$$

Donde  $\alpha$ ,  $a$  y  $1-f$  deben de evaluarse de un mínimo de tres grupos de datos experimentales. Sustituyendo la masa velocidad por:

$$\frac{h_1 D}{k} = \alpha \left( \frac{DG}{\mu} \right)' \left( \frac{c\mu}{k} \right)' \dots 1V.34$$

A los grupos adimensionales  $hD/k$  y  $c\mu/k$ , al igual que el número de Reynolds  $Du\rho/\mu$  ó  $DG/\mu$ , se les ha asignado nombres en honor a los primeros investigadores en el campo de la mecánica de fluidos y transferencia de calor.

#### GRUPOS ADIMENSIONALES COMUNES

Símbolo	Nombre	Grupo
$B_1$	Número de Biot	$h/k$
$F_1$	Número de Fourier	$k\theta/\rho c r^2$
$Gz$	Número de Graetz	$wc/kL$
$Gr$	Número de Grashof	$D^3 \rho^2 g \beta \Delta t / \mu^2$
$Nu$	Número de Nusselt	$hD/k$
$Pe$	Número de Peclet	$DGc/k$
$Pr$	Número de Prandtl	$c\mu/k$
$Re$	Número de Reynolds	$DG/\mu, Du\rho/\mu$
$Sc$	Número de Schmidt	$\mu/\rho k_1$
$St$	Número de Stanton	$h/cG$

#### 4.4 TEOREMA PI

Una de las pruebas matemáticas del análisis dimensional se atribuye a Buckingham que dedujo que "El número de grupos adimensionales es igual a la diferencia entre el número de variables y el número de dimensiones usadas para expresarlas". Las constantes dimensionales también son incluidas como variables. Las pruebas de éste Teorema ha sido presentada por Bridgman, nombrando los grupos adimensionales por las letras  $\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3$ , la exposición física completa del fenómeno puede expresarse por:

$$\phi(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \dots) = 0$$

Donde el total del término  $\Pi$  o grupos adimensionales es igual al número de variables (  $h, u, \rho, c, D, k, \mu, K_n$  ), menos el número de dimensiones (  $H, L, T, \theta, M$  ), igual a tres grupos adimensionales, como en el caso del ejemplo anterior.

##### 4.4.1 ANALISIS DE LA ECUACION DE CONVECCION FORZADA POR EL TEOREMA

PI.

$$\phi = ( \Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \dots ) = 0$$

$$\Pi = 0^a (h^b u^c \rho^d c^e D^f k^g \mu^h K_n^i) = 1$$

$$\Pi \propto \left( \frac{H}{\theta L^2 T} \right)^a \left( \frac{L}{\theta} \right)^b \left( \frac{M}{L^3} \right)^c \left( \frac{H}{MT} \right)^d \left( L \right)^e \left( \frac{H}{\theta L T} \right)^f \left( \frac{M}{L \theta} \right)^g \left( \frac{ML^2}{H \theta^2} \right)^i$$

Sumando exponentes:

$$\Sigma H, \quad 0 = a + e + g - i$$

$$\Sigma L, \quad 0 = -2a + b - 3d + f - g - m + 2i$$

$$\Sigma M, \quad 0 = d - e + m + i$$

$$\Sigma T, \quad 0 = -a - e - g$$

$$\Sigma \theta, \quad 0 = -a - b - g - m - 2i$$

$\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3$ , pueden evaluarse por simple álgebra. No todos los exponentes deben suponerse en una operación, puesto que se a visto que en la ec. IV.33, que los grupos adimensionales que los contienen se componen de tres o cuatro variables cada uno. Es requisito único para sumar los tres grupos individualmente, que todos los exponentes sean incluidos alguna vez y que tres sumas se hagan igual a la diferencia entre las ocho variables y cinco dimensiones o tres grupos  $\Pi_1, \Pi_2$ , y  $\Pi_3$ .

$\Pi_1$ . Puesto que nos interesa establecer una expresión para  $h_1$  como la variable dependiente, es preferible expresarla elevada a la primera potencia, o  $a = 1$ . Esto asegura que en la ecuación final la variable dependiente no se presentará elevada a alguna potencia fraccionaria. Puesto que no todos los exponentes se necesitan incluir para evaluar  $\Pi_1$ , suponemos  $b = 0$  y  $e = 0$ . Resolviendo las ecuaciones simultáneas anteriores:

$$d = 0, f = +1, g = -1, m = 0, i = 0.$$

$$\Pi_1 = \rho' \left( \frac{h_1 D}{k} \right) \quad . . . \text{IV.35}$$

$\Pi_2$ . Habiendo ya obtenido  $h_1$ , es deseable que no aparezca de nuevo, ya sea, en  $\Pi_2$  ó  $\Pi_3$ . Esto se puede lograr resolviendo el siguiente grupo con la suposición  $a = 0$ . El grupo de Nusselt de la ec. IV.33 se reduce a 1. Si se desea un número de Reynolds, debido a que es un criterio útil en el flujo de fluidos,  $b$  o  $f = 1$ . Finalmente, si se debe

eliminar el número de Prandtl, supóngase que el exponente para  $c$  o  $k = 0$ , es decir,  $e$  o  $g = 0$ .

Resolviendo las ecuaciones simultáneas,  $b = 1$ ,  $d = 1$ ,  $g = 0$ ,  $m = -1$  e  $i = 0$ .

$$\Pi_2 = \phi' \left( \frac{Du\rho}{\mu} \right) \quad \dots \text{IV.36}$$

$\Pi_3$ . Para evitar que el término  $h$ , y la velocidad o densidad aparezcan de nuevo, suponemos  $a = 0$ ,  $e = 1$  y  $f = 0$ . Resolviendo las ecuaciones simultáneas;  $b = 0$ ,  $d = 0$ ,  $g = -1$ ,  $m = 1$  e  $i = 0$ .

$$\Pi_3 = \phi' \left( \frac{c\mu}{k} \right) \quad \dots \text{IV.37}$$

La expresión final es :

$$\phi = \left( \frac{hD}{k}, \frac{Du\rho}{\mu}, \frac{c\mu}{k} \right) \quad \dots \text{IV.38}$$

$$\text{o } \frac{hD}{k} = \phi_1 \left( \frac{Du\rho}{\mu} \right) \phi_2 \left( \frac{c\mu}{k} \right) \quad \dots \text{IV.39}$$

O también:

$$\alpha \left( \frac{Du\rho}{\mu} \right)^a \left( \frac{c\mu}{k} \right)^b = \alpha' \left( \frac{DG}{\mu} \right)^c \left( \frac{c\mu}{k} \right)^d \quad \dots \text{IV.40}$$

Donde la constante de proporcionalidad y los exponentes deben ser evaluados de datos experimentales.

#### 4.5 RADIACION

Todos los mecanismos de transferencia de calor por conducción como por convección requieren un medio de propagación de energía. Sin embargo, el calor también puede propagarse aún en el vacío absoluto mediante *Radiación*. Puede decirse que a una temperatura dada todos los cuerpos emiten radiación en forma de energía electromagnética en diferentes longitudes de onda, siendo la radiación dependiente de la temperatura absoluta del cuerpo y de sus características superficiales.

Cuando la energía radiante incide contra una superficie material, parte de la radiación se refleja, parte se absorbe y parte se transmite, tal como lo muestra la siguiente figura.

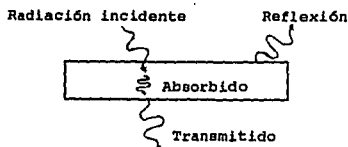


Fig. 4.12 Efectos de la radiación incidente.

Definimos la reflectividad  $\rho$ , como la fracción reflejada, la absorbancia  $\alpha$ , como la fracción absorbida y la transmitividad  $\tau$ , como la fracción transmitida. Así,

$$\rho + \alpha + \tau = 1$$

La mayor parte de los cuerpos sólidos no transmiten radiación térmica, de modo que para muchos problemas aplicados, la transmisividad se puede tomar como cero.

Cuando la radiación choca con una superficie se pueden observar dos tipos de fenómenos. Si el ángulo de incidencia es igual al de reflexión, a éste se le llama "especular". Por otra parte cuando el rayo incidente se distribuye en forma uniforme en todas direcciones después de la reflexión, a este se le llama "difusa".

#### 4.5.1 RADIACION DE UN CUERPO NEGRO

Un cuerpo negro es el cuerpo que emite y absorbe a cualquier temperatura y en cualquier longitud de onda la máxima cantidad posible de radiación. Es decir, el cuerpo negro es un estándar con el que puede compararse las características de radiación de otros cuerpos. Puesto que un cuerpo negro es un absorbedor perfecto, por definición, toda la radiación que incida sobre éste es absorbida sin importar la longitud de onda. En consecuencia, ninguna fracción de esta radiación es reflejada o transmitida a través de un cuerpo negro, puesto que aún cuando es un estándar teórico, el ojo humano lo percibirá como tal. Sin embargo, debe hacerse hincapié en que el ojo humano no es de ninguna manera un indicador confiable en cuanto a la capacidad de absorción de radiación que tiene un medio, por ejemplo, la pintura blanca es un buen reflector a la radiación en la escala visible, pero también es un buen absorbedor de radiación en el infrarrojo y el ojo humano dadas sus limitaciones es incapaz de identificar éste fenómeno.

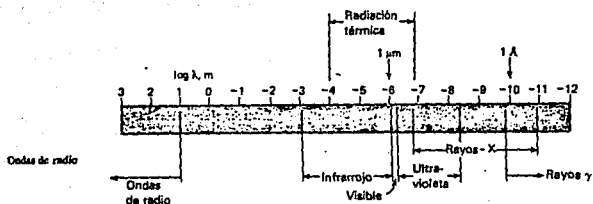


Fig. 4.13 Espectro electromagnético.

Max Planck, desarrollo en 1900 mediante principios de teoría cuántica una relación para la "Potencia emisiva espectral" (o monocromática) de un cuerpo negro como función de la longitud de onda para distintas temperaturas. Según la ley de Planck:

$$C_{\lambda} = \frac{C_1}{\lambda^5 (e^{C_2/\lambda T} - 1)} \quad \dots \text{IV.41}$$

donde:

$C_{\lambda}$  = Potencia emisiva espectral.

$e_{\lambda}$  = Potencia emisiva monocromática de un cuerpo negro a una temperatura  $T$ , en  $W/m^2 m$ .

$\lambda$  = Longitud de onda.

$T$  = Temperatura absoluta del cuerpo negro en K.

$C_1 = 3.7405 \times 10^{-16} Wm^2$

$C_2 = 0.0143879 \text{ mk}$ .

La figura 4.14, muestra la variación de potencia emisiva monocromática de un cuerpo negro como función de la longitud de onda para distintas temperaturas.

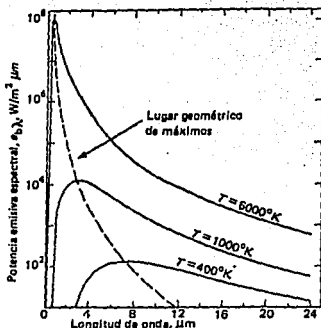


Fig. 4.14 Potencia emisiva de un cuerpo negro en función de la longitud de onda para varias temperaturas.

La potencia emisiva total emitida por un cuerpo negro a lo largo de todo el espectro de longitudes de onda se obtiene de integrar la ley de Planck y obtener la ecuación de Stefan-Boltzmann:

$$e_{\lambda} = \sigma T^4 \quad \dots \text{1V.42}$$

donde:

$$\sigma = \text{Constante de Stefan-Boltzmann, } 5.6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$$

Por otra parte, un cuerpo real no satisface las características de un cuerpo negro, dado que emite una menor cantidad de radiación que éste. Si un cuerpo emite a una temperatura dada, una fracción constante de la emisión correspondiente a un cuerpo negro, a cada longitud de onda, se conoce como cuerpo gris; es decir:

$$q = \xi \sigma T^4 \quad \dots \text{1V.43}$$

Donde  $\xi$  es la emitancia de la superficie gris y es numéricamente igual al cociente de radiación de un cuerpo gris, con respecto al de uno negro. La radiación emitida por un cuerpo negro a una temperatura absoluta  $T$ , como se muestra en la figura 4.15 hacia una envolvente de



temperatura  $T_1$ , que lo rodea completamente y la cual se comporta también como cuerpo negro.



Fig. 4.15 Transferencia de calor por radiación.

Puede evaluarse mediante la expresión:

$$q = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad \dots \text{IV.44}$$

Por otra parte, la radiación emitida por un cuerpo gris a una temperatura absoluta  $T_1$ , hacia el mismo envolvente a temperatura  $T_2$ , puede calcularse ahora mediante la expresión:

$$q = \sigma \epsilon_1 A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad \dots \text{IV.45}$$

A esta ecuación se le conoce como Ley de Prevost.

Si se consideran ahora dos cuerpos grises a temperaturas absolutas  $T_1$  y  $T_2$ , respectivamente como lo muestra la figura 4.16

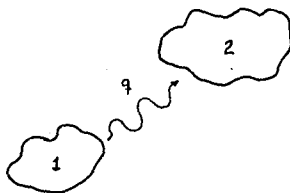


Fig. 4.16 Transferencia de calor por radiación entre dos cuerpos.

El flujo neto de energía radiante entre ellos puede calcularse a través de la expresión:

$$q = \sigma F A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad . . . \text{IV.46}$$

Donde F es la función que no solo depende de las características superficiales de ambos cuerpos, sino también de arreglos genéricos que guardan entre sí. Es decir, la función F depende de las emitancias de ambos cuerpos y de la fracción de energía emitida por el cuerpo 1 que se intercepta por el 2.

#### 4.5.2 RADIACION DE GASES

El intercambio de radiación de un gas y una superficie de calor se considera mas compleja que las situaciones que describimos anteriormente. A diferencia de la mayor parte de lo sólidos, en la generalidad de los casos los gases son transparentes a la radiación. Cuando absorben y emiten radiaciones, lo hacen en ciertas bandas estrechas de longitud de onda. Algunos gases como el  $N_2$ ,  $O_2$  y otros son de estructura molecular simétrica no polar, son esencialmente transparentes a bajas temperaturas, mientras que el  $CO_2$ ,  $H_2O$  y varios gases de hidrocarburos pueden emitir radiación en forma considerable.

La absorción de la radiación en capas de gas se pueden describir analíticamente según lo permite la figura de la siguiente manera.

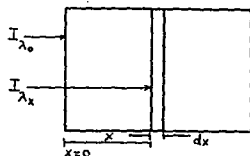


Fig. 4.17 Absorción en una capa de un gas.

Un rayo monocromático de radiación que tenga una intensidad  $I$  incide sobre la capa del gas de espesor  $dx$ . Se supone que la disminución en intensidad que resulta de la absorción en la capa será proporcional al espesor y a la intensidad de la radiación en ese punto. así:

$$dI_{\lambda} = -a_{\lambda} I_{\lambda} dx \quad . . . \text{IV.47}$$

Donde la constante de proporcionalidad  $a_{\lambda}$  se conoce como coeficiente de absorción monocromática.

Integrando la ecuación IV.46 se obtiene:

$$\int_{I_{\lambda_0}}^{I_{\lambda x}} \frac{dI}{I_{\lambda}} = \int_0^x -a_{\lambda} dx$$

$$\frac{I_{\lambda x}}{I_{\lambda_0}} = e^{-a_{\lambda} x}$$

Esta ecuación se llama Ley de Beer, y representa la fórmula de decaimiento exponencial que se encuentra en muchos tipos de análisis de radiación que trata con absorción. La transmisividad monocromática se expresa como:

$$\tau_{\lambda} = e^{-a_{\lambda} x} \quad . . . \text{IV.48}$$

Si el gas no es reflejante, tenemos:

$$\tau_{\lambda} + \alpha_{\lambda} = 1 \quad . . . \text{IV.49}$$

$$\alpha_{\lambda} = 1 - e^{-a_{\lambda} x} \quad . . . \text{IV.50}$$

Como se dijo anteriormente, con frecuencia los gases solo absorben en bandas estrechas de longitud de onda.

### 4.5.3 INTERCAMBIO DE CALOR ENTRE EL VOLUMEN DE UN GAS Y UN RECINTO NEGRO

Si consideramos el volumen de un gas que emite radiación de una manera difusa que se encuentra a una temperatura uniforme  $T_g$  encerrado por una superficie negra a una temperatura  $T_w$ . Debido a la estructura de banda del gas, la absorción de la energía emitida por la pared en  $T_w$  diferirá de la energía emitida por el gas en  $T_g$ . por tanto, la transferencia neta del calor del gas hacia el recinto es:

$$\frac{q}{A} = \text{energía emit. por el gas} - \text{energía del recinto absor. por el gas}$$

$$= \xi_g(T_g)\sigma T_g^4 - \alpha_g(T_w)\sigma T_w^4 \quad \dots \text{ 1V.51}$$

en donde  $\xi_g(T_g)$  es la emisividad del gas en  $T_g$ ,  $\alpha_g(T_g)$  es la del gas para la radiación que proviene del recinto negro en  $T_w$  y una función en  $T_w$  y  $T_g$ . Para una mezcla de  $\text{CO}_2$  y vapor de agua, una relación empírica para  $\alpha_g$  sería:

$$\alpha_g(T_w) = \alpha_c + \alpha_w - \Delta\alpha$$

$$\alpha_c = C_c \xi'_c(T_g/T_w)^{0.65}$$

$$\alpha_w = C_w \xi'_w(T_g/T_w)^{0.45}$$

$$\Delta\alpha = \Delta\xi \text{ en } T_w$$

Los valores de  $\xi'_c$  y  $\xi'_w$  se evalúan a partir de las figuras 7 y 8 del apéndice por medio de una abscisa de  $T_w$ , pero con parámetros de longitud, presión y haz  $P_c L(T_w/T_g)$  y  $P_w L(T_w/T_g)$  respectivamente.

#### 4.6 SUPERFICIES EXTENDIDAS

Cuando a las superficies ordinarias de transferencia de calor se les añaden piezas adicionales de metal, éstas últimas extienden la superficie disponible para transferencia de calor. Mientras que las superficies extendidas aumentan la transmisión total del calor, su influencia como superficie se trata de una manera diferente de la simple conducción y convección.

Considerese un intercambiador de calor de doble tubo cuya sección transversal se muestra en la figura 4.18

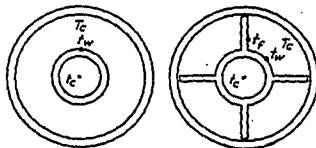


Fig. 4.18 Tubo ordinario y tubo aletado.

Suponga que el fluido caliente fluye en el ánulo y el fluido frío en el tubo interior, ambos en flujo turbulento, y que las temperaturas efectivas sobre la sección transversal son  $T_c$  y  $t_c$ , respectivamente. El calor transferido puede calcularse a partir de la superficie del tubo interior, el coeficiente del ánulo y la diferencia de temperatura  $T_c - t_w$ , donde  $t_w$ , es la temperatura de la superficie exterior del tubo interior. Si se le sueldan aletas de metal fijadas a la superficie del tubo frío, sirve para transferir calor adicional del fluido caliente al tubo interior. La superficie total disponible para la transferencia de calor no corresponde ya a la circunferencia

exterior del tubo interior, sino que está sometida por la superficie adicional en los lados de las aletas. Si las aletas no reducen el coeficiente de transferencia de calor convencional en el ánulo se transferirá mas calor del fluido en el ánulo al fluido en el tubo interior.

Refiriéndonos de nuevo a la figura anterior, hay una diferencia de temperatura  $T_s - t_s$  entre el fluido del ánulo y la aleta, el calor que fluye por la aleta será conducido por ella hacia el tubo interior. Para que el calor sea conducido por el tubo,  $t_s$  debe ser mayor de la temperatura de la pared del tubo  $t_w$ . Entonces  $T_s - t_s$  es menor que  $T_s - T_w$ . Puesto que la diferencia de temperatura efectiva entre el fluido y la aleta es menor que la del fluido y el tubo, resulta en una menor transferencia de calor por pie cuadrado de superficie para la aleta que para el tubo.

La diferencia de temperaturas entre el fluido y la aleta cambia constantemente desde la extremidad a la base debido a que el calor entra a la aleta por convección y a la que es transferida a su base por conducción.

#### 4.6.1 CLASIFICACION DE LAS SUPERFICIES EXTENDIDAS

Las aletas de ciertos tipos industriales se sujetan ya sea por inserción al tubo o soldadas continuamente por su base. Cuando se usan canales se sueldan integralmente al tubo. Este tipo de aletas longitudinales como las de la figura 4.19

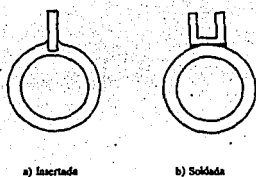


Fig. 4.19 Colocación de aletas.

Se usan constantemente en intercambiadores de doble tubo o en intercambiadores de tubo y coraza sin deflectores cuando el flujo procede a lo largo del eje del tubo. Las aletas longitudinales se emplean mas comunmente en problemas que involucran gases y líquidos viscosos o cuando debido al reducido flujo de uno de los medios de transferencia se origina flujos laminares.

Las aletas transversales se fabrican en una gran variedad de tipos y se emplean principalmente para el enfriamiento y calentamiento de gases en flujo cruzado.

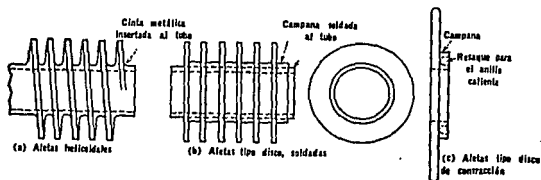


Fig. 4.20 Aletas transversales.

Las aletas helicoidales se clasifican como aletas transversales y se sujetan en varias formas tales como insertos expandiendo el me-

tal mismo para formar la aleta o soldando una cinta metálica al tubo en una forma continua. Las aletas de tipo disco son también del tipo transversal y usualmente se sueldan al tubo o se sujetan a él mediante contracción. Para colocar una aleta de disco por contracción a un tubo, el disco, con un diámetro interior un poco menor que el diámetro exterior del tubo, se calienta hasta que el diámetro interior excede el diámetro exterior del tubo. Se recorre luego el tubo hasta su posición y cuando se enfría, el disco se contrae formando una unión perfecta con el tubo.

Otros tipos de aletas transversales son conocidas como aletas discontinuas. La figura 4.21 muestra varias formas tales como las aletas tipo estrella.

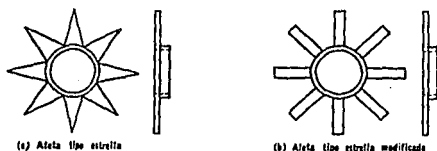


Fig. 4.21 Aletas discontinuas.

Las aletas tipo espina y tipo diente o espiga, emplean conos pirámides o cilindros que se extienden desde la superficie del tubo de manera que se pueden usar para flujo longitudinal o flujo cruzado. Cada una de ellas tiene sus propias características y efectividad para la transferencia de calor entre la aleta y el fluido dentro del tubo.



#### 4.6.2 DERIVACION DE LA EFICIENCIA DE LA ALETA

Los diferentes tipos de tuberías y tubos con aletas transversales cuyo diseño es parte esencial de este trabajo, se derivan de una expresión general que es aplicable modificándola a todo tipo de aletas incluyendo las longitudinales. Para la derivación se consideran las siguientes suposiciones:

- 1.- El flujo de calor y la distribución de temperatura es independiente del tiempo. (El flujo de calor es continuo).
- 2.- El material de la aleta es homogéneo e isotrópico.
- 3.- No hay fuente de calor en la aleta.
- 4.- El flujo de calor a/o de la superficie de la aleta en cualquier punto es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre la superficie en ese punto y la del fluido que lo rodea.
- 5.- La conductividad de la aleta es constante.
- 6.- El coeficiente de transferencia térmico es el mismo en toda la superficie de la aleta.
- 7.- La temperatura del fluido que rodea a la aleta es uniforme.
- 8.- La temperatura de la base de la aleta es uniforme.
- 9.- El grueso de la aleta es tan pequeño comparado con su altura que los gradientes de temperatura a través de su espesor pueden despreciarse.
- 10.- El calor transferido a través de la arista exterior de la aleta es despreciable comparado con el que pasa a la aleta a través de sus lados.

11.-La junta entre la aleta y el tubo se supone que no ofrece resistencia.

Sea  $\theta = T_c - t$  la diferencia de temperaturas que impulsa el calor del fluido a la aleta en cualquier punto de su sección transversal. Entonces:

$\theta = T_c - t$  donde  $T_c$  es la temperatura constante del fluido caliente y  $t$  es la temperatura del metal en cualquier punto de la aleta.

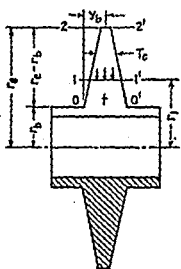


Fig. 4.22 Derivación de la eficiencia de la aleta.

El calor que entra a los dos lados de la aleta entre 2-2' y 1-1' depende de la superficie entre los dos radios  $r_1$  y  $r_2$ . La superficie total entre 2-2' y 0-0' es una función de  $r$ .

$$dQ = h_c \theta dA \quad \dots 1V.52$$

El calor que entra a la aleta entre 2-2' y 1-1' fluye hacia su base a través de la sección transversal de la aleta en 1-1'. Aplicando la Ley de Fourier:

$$Q = -k_a d \frac{d\theta}{dr} \quad \dots 1V.53$$

Donde  $k$  es la conductividad térmica del material de la aleta y  $a_r$  es la sección de área transversal de la aleta. Y estas varían con  $r$ .

Diferenciando:

$$\frac{-dQ}{dr} = \frac{d}{dr} \left( k a_r \frac{d\theta}{dr} \right) = k a_r \frac{d^2\theta}{dr^2} + k \frac{d a_r}{dr} \frac{d\theta}{dr} \quad \dots 1V.54$$

Iguando las ecuaciones 1V.52 y 1V.54.

$$h_r \theta dA = k a_r \frac{d^2\theta}{dr^2} + k \frac{d a_r}{dr} \frac{d\theta}{dr} \quad \dots 1V.55$$

$$-h_r \theta dA + k a_r \frac{d^2\theta}{dr^2} + k \frac{d a_r}{dr} \frac{d\theta}{dr} = 0$$

$$\frac{-h_r \theta dA}{k a_r} + \frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{d\theta}{dr} = 0$$

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} + \left( \frac{1}{a_r} \frac{d a_r}{dr} \right) \frac{d\theta}{dr} + \left( \frac{h_r}{k a_r} \frac{dA}{dr} \right) = 0 \quad \dots 1V.56$$

Esta ecuación diferencial se resuelve mediante las funciones Bessel cuya solución se escribe:

En la arista exterior  $r = r_o$  y  $\theta = \theta_o$ . En la base  $r = r_b$  y  $\theta = \theta_b$ .

Para  $n$  (orden de la función Bessel) igual a cero o a un entero.

$$\theta = \theta_b \left( \frac{U}{U_b} \right)^n \left( \frac{I_n(U) + \beta_1 K_n(U)}{I_n(U_b) + \beta_1 K_n(U_b)} \right) \quad \dots 1V.57$$

donde:

$I$  = Función de Bessel.

$$\beta_1 = \frac{-I_{n+1}(U_b)}{K_{n+1}(U_b)} \quad \text{y} \quad U = i C_r r^n = r \sqrt{\frac{h_r dA}{k a_r}}$$

Donde  $U_s$  y  $U_b$  se encuentran por sustitución de  $r$ ,  $a_s$ , y  $dA/dr$  para las aristas y la base, respectivamente, e  $i = \sqrt{-1}$ . Puesto que  $\theta$  es una función de  $A$  tanto como de  $r$ , el calor transferido a la superficie completa de la arista por el fluido es:

$$Q = h_r \int_0^{A'} \theta dA \quad . . . \text{IV.58}$$

Donde  $A_s$  es la superficie total de la aleta. El mismo calor cuando se transfiere a través de la base de la aleta al tubo es:

$$Q = h_b A_s$$

Definiendo la eficiencia de la aleta:

$$\Omega = \frac{h_b}{h_r} = \frac{\int_0^{A'} \theta dA}{\theta_b A_s} = \frac{2(1-n)}{U_b [1 - (U_s/U_b)^{2(1-n)}]} \left[ \frac{I_{2n}(U_b) - \beta_i k_{s1}(U_b)}{I_{2n}(U_b) + \beta_i k_{s1}(U_b)} \right]$$

De esta ecuación se grafican para diferentes tipos de aletas como se muestra en la figura 1 del apéndice.

#### 4.7 TRANSPERENCIA SIMULTANEA DE CALOR

Aún cuando se han discutido por separado los tres principales mecanismos de transferencia de calor, en la mayoría de las aplicaciones de interés, estos ocurren en forma simultánea. Sin embargo, en estas aplicaciones también puede suceder que uno o mas de ellos sean prácticamente insignificantes con respecto a los demás y en ocasiones únicamente se consideran porcentajes mínimos con respecto a los otros.

### 5.1 CLASIFICACION DE LAS CALDERAS

Una caldera es una máquina térmica que transforma la energía calorífica producida por la reacción química de la combustión, a el agua que circula en el interior de ella. Está constituida de un hogar, un equipo de quemadores, cámaras de agua, algunas veces economizadores y calentadores de aire.

La primera clasificación de las calderas corresponde según la entrega del estado del agua a la salida de la caldera, esto es, en calderas de agua caliente y en calderas de vapor. Atendiendo la posición relativa de los gases calientes y del agua, se clasifican en acuotubulares y piro-tubulares. Por la posición de los tubos, en verticales, horizontales e inclinados; por la forma de los tubos, en tubos rectos y tubos curvados; y por la naturaleza del servicio que prestan, en fijas, portátiles y marinas. La elección de una caldera para un servicio determinado depende del combustible del que se disponga, tipo de servicio, capacidad de producción de vapor requerida, duración probable de la instalación, y de otros factores de carácter económico.

En las calderas pirotubulares, los gases calientes pasan por el interior de los tubos, los cuales se hallan rodeados de agua. Las calderas pirotubulares pequeñas junto con las máquinas de vapor correspondientes, han sido desplazadas en su mayoría por los motores de combustión interna en la producción de energía de grúas portátiles y grupos para extinción de incendios. Las calderas pirotubulares con hogar integral se utilizan en instalaciones de calefacción a baja presión, y algunos tipos mas grandes para producir vapor a presiones relativamente bajas destinado a calefacción y a producción de energía.

En las calderas acuotubulares, por el interior de los tubos pasa agua o vapor, y los gases calientes se hallan en contacto con la superficie externa de aquéllos. En las calderas acuotubulares se obtienen elevadas presiones y rendimientos, debido a que los esfuerzos desarrollados en los tubos por las altas presiones son de tracción en vez de compresión, como ocurre en los pirotubulares. Las limpiezas de las calderas acuotubulares se llevan a cabo fácilmente porque las escamas o incrustaciones se quitan con facilidad utilizando un dispositivo limpiatubos movidos con agua o aire.

#### 5.1.1 COMPORTAMIENTO DE LAS CALDERAS

El comportamiento de un generador de vapor puede expresarse en función de los kilogramos de vapor producidos, velocidad de combustión, transmisión de calor, temperatura de los gases de la chimenea, porcentaje de CO<sub>2</sub> en dichos gases, combustible sin quemar contenido

en las cenizas y escorias, porcentaje nominal de la caldera desarrollado y rendimiento global.

### 5.1.2 SUPERFICIE DE CALEFACCION

Es la superficie de metal que esta en contacto al mismo tiempo con los gases de combustión y con el agua o vapor, es decir, es toda superficie de una caldera que esta en contacto por un lado por el agua y por el otro esta expuesto al fuego a la corriente de los gases de combustión. Se mide del lado de los gases en las calderas pirotubulares y por el lado del agua en las calderas acuotubulares.

$$A = \frac{Q \times 8.33(t_2 - t_1)}{U \times t_m} \quad \dots V.1$$

donde:

A = Area de la tubería (pie<sup>2</sup>).

Q = Cantidad de agua calentada (galones/hora).

t<sub>2</sub> = Temperatura de agua caliente o vapor a la salida (°F).

t<sub>1</sub> = Temperatura del agua fría de alimentación (°F).

U = Coeficiente de transmisión de calor (BTU/hr pie<sup>2</sup> °F).

Para serpentines de fierro U = 240 (vapor) y 100 (agua caliente).

Para serpentines de bronce o cobre U = 160 (vapor) y 67 (agua caliente).

t<sub>m</sub> = Media logarítmica de la diferencia de temperaturas.

t<sub>o</sub> = Temperatura del medio de calentamiento.

$$t_o = t - \frac{(t_2 + t_1)}{2}$$

### 5.1.3 CABALLO CALDERA

Caballo caldera es el término para designar la potencia de una caldera.

Se dice que una caldera tiene una capacidad de un caballo caldera, cuando es capaz de producir 15.65 kg/hr de vapor saturado de 100 °C, utilizando agua de alimentación de la misma temperatura. Cuando esta cantidad de vapor se produce por metro cuadrado de superficie de calefacción, se dice que la caldera está trabajando con 100% de carga.

El término caballo caldera es una denominación antigua de la A.S.M.E. pero que se aplica todavía para designar la capacidad de las calderas y tuvo su origen en el hecho de que una caldera al alimentar una máquina de vapor, ésta desarrollaba aproximadamente un caballo caldera por cada metro cuadrado de superficie de calefacción de la caldera.

Una caldera es un transmisor de calor y por lo tanto, su capacidad esta definida por la cantidad de calor transmitido y aprovechado por el agua y vapor.

Estas condiciones significan que el fluido absorberá una cantidad de calor igual a:

$$Q = 15.65 \text{ kg/hr (640 -100) kcal/kg} = 8450 \text{ kcal/kg.} \quad . . . \text{ V.2}$$

donde:

640 kcal/kg es la entalpía del vapor saturado a 100 °C.

100 kcal/kg es la entalpía del agua de alimentación a 100 °C.

Por lo tanto, la capacidad de una caldera la podemos expresar en los siguientes términos.



kg/hr    o    lb/hr                    de vapor (equivalente).  
kcal/hr   o    BTU/hr                    de vapor (equivalente).

Todas estas capacidades son convertibles entre si tomando en cuenta la definición de caballo caldera de A.S.M.E.

1 CC = 8450 kcal/hr                    1 CC = 33500 BTU/hr                    . . . V.3

Intencionalmente se hace caso omiso a calderas muy grandes, como las utilizadas en las plantas de generación de energía eléctrica, en las que la capacidad se identifica de acuerdo a la capacidad de generación de energía.

Antiguamente y en forma muy convencional se definía la capacidad de una caldera según su superficie de calefacción, sin tomar en cuenta la producción de vapor y se decía que por cada metro cuadrado de su superficie de calefacción se tenía un caballo caldera. Esta forma de expresar la capacidad es totalmente obsoleta.

#### 5.1.4 EVAPORACION NOMINAL

La evaporación, es la medida de la capacidad de una caldera. Las dificultades para designar la evaporación en diversas condiciones, estriba en los siguientes puntos:

- 1.- Una misma caldera puede operar a diferentes presiones en el término de una hora, dependiendo de la demanda de vapor y, en consecuencia, de la cantidad de combustible con que se alimenta.
- 2.- La temperatura del agua de alimentación varía constantemente.
- 3.- La misma caldera puede estar instalada en sitios diferentes, a distintas altitudes sobre el nivel del mar.

Es decir, una misma caldera podría designarse en cuanto a capacidad (evaporación) con un número infinito de valores, dentro de determinados límites de presión de vapor, altitud y temperatura del agua de alimentación.

Para uniformizar criterios y evitar confusiones, se utiliza el término evaporación equivalente (nominal) para referirnos a la evaporación bajo condiciones de presión absoluta al nivel del mar (1.033 kg/cm<sup>2</sup>), de altitud cero y con agua de alimentación 100 °C.

Se utiliza el término evaporación real (de operación) para referirse a la operación efectiva, bajo condiciones de presión manométrica de acuerdo a la altitud del lugar de operación de la caldera y con agua de alimentación con la temperatura efectiva en el momento de estar en operación.

Para transferir las capacidades reales a las equivalentes, que son las que proporcionan los fabricantes, interviene el concepto Factor de evaporación (Fe); que es la relación que existe entre la evaporación equivalente y la evaporación real, bajo cualquier condición de operación.

Deberá tenerse presente que las capacidades que se mencionan son capacidades máximas, es decir, considerando la máxima dotación de combustible que puede admitir una caldera.

$$Fe = \frac{WE \text{ (kg/hr)}}{Wr \text{ (kg/hr}_{\text{max}})}} \quad \frac{\text{Evaporación nominal}}{\text{Evaporación real}} \quad \dots V.4$$

$$Fe = \frac{\text{Evaporación equivalente}}{\text{Evaporación real}} = \frac{WE}{Wr} \quad \dots V.5$$

Podemos resumir:

$$\text{Caballo caldera} = \frac{\text{Evaporación real (kg/hr)} \times \text{Factor de evaporación}}{15.65 \text{ kg/hr}}$$

### 5.1.5 PORCENTAJE DE CARGA

Se llama porcentaje de carga de una caldera a la relación entre el calor que transmite por hora y el que debería transmitir de acuerdo con su superficie de calefacción a razón de 8450 kcal/hr/caballo caldera.

Por razón de su mejor diseño, las calderas modernas producen una cantidad de vapor superior a 15.65 kg/hr o una cantidad superior 8450 kcal/kg.

$$R = \frac{Cr \times 100}{Cn} \quad . . . V.6$$

Donde:

R = Porcentaje de carga.

Cr = Capacidad real.

Cn = Capacidad nominal.

$$Cr = \frac{Q}{8450 \text{ kcal/hr}}$$

$$Cr = \frac{\text{Sup. de calefacción}}{K = 1 \text{ m}^2/\text{cc}} \quad . . . V.7$$

### 5.2 EFICIENCIA DE UNA CALDERA

La eficiencia de una caldera es la relación entre el calor aprovechado (por un fluido) y el calor que suministra el combustible al mismo tiempo en una hora.

La eficiencia de la caldera es determinada por dos factores:

- a) Diseño de la caldera y limpieza de la superficies de calefacción.
- b) Diseño del quemador y habilidad para ser ajustado y sostener la relación aire combustible.

El diseño de la caldera y la limpieza de las superficies de calefacción, tanto del lado del agua como el de los gases, son los factores que permiten la transferencia de calor al agua. Buen diseño y superficies limpias representan máxima transferencia de calor y menos pérdidas por la chimenea. Diseños anticuados, hollín e incrustaciones en los tubos de la caldera, reducen la transferencia de calor, incrementando la temperatura de los gases en la chimenea y consecuentemente producen una eficiencia reducida.

Con respecto a los quemadores, todos requieren un exceso de aire adicional a la cantidad de aire químicamente necesario para la combustión. Si se suministra una cantidad insuficiente para la combustión, la flama humeará y cubrirá los tubos de hollín y carbón.

En caso contrario, si se emplea grandes cantidades de exceso de aire, el aire innecesario es calentado y éste aire calentado es expulsado por la chimenea llevando consigo considerables cantidades de calor que es desperdiciado. Consecuentemente es importante en la eficiencia de operación, la relación aire-combustible y deberá ser probada por un analizador de gases.

### 5.2.1 TIPOS DE EFICIENCIA

Los diferentes tipos de eficiencia para una caldera son:

- 1.- Eficiencia de combustión.

2.- Eficiencia térmica.

3.- Eficiencia total de la caldera.

La eficiencia de combustión, es la efectividad exclusiva del quemador y está relacionada con su habilidad para quemar totalmente el combustible. La caldera propiamente tiene poca relación sobre la eficiencia de combustión.

Con un 10% a 18% de exceso de aire, un buen quemador deberá tener una eficiencia de 94 a 97%.

La eficiencia térmica es la efectividad de transmisión de calor en un cambiador de calor; ésta no toma en cuenta las pérdidas por radiación y convección (como por ejemplo: el cuerpo de una caldera, de la columna de agua, de la puerta trasera, etc.) u otras pérdidas varias, tales como: la variación del poder calorífico, precisión en la medida del combustible, vapor y agua.

Las pérdidas por radiación y convección pueden ser de 1% a 3% de la capacidad desarrollada por la caldera y su valor depende del tamaño de ésta.

### 5.2.2 EFICIENCIA TOTAL DE LA CALDERA

Este es un término general y significa la eficiencia térmica total, es decir, la eficiencia combustible a vapor.

La eficiencia total de la caldera es la relación entre el calor aprovechado por el fluido (agua y vapor) y el calor que suministra el combustible al mismo, en una hora.

Algebraicamente la eficiencia de una caldera o generador de vapor se puede expresar así:

$$\Omega = \frac{\text{calor aprovechado}}{\text{calor suministrado}} = \frac{W(h_s - h_e)}{P_c \times C_c} \quad . . . \text{ V.8}$$

Donde:

$\Omega$  = Eficiencia de la caldera.

$W$  = Gasto de vapor (kg/hr)

$h_s$  = Entalpía de vapor a la salida (kcal/kg)

$h_e$  = Entalpía de agua a la entrada (kcal/kg)

$P_c$  = Poder calorífico del combustible (kcal/kg).

$C_c$  = Consumo de combustible quemado (kg/hr)

Esta expresión también puede expresarse de la siguiente manera:

$$\Omega = \frac{\text{calor suministrado} - \text{calor perdido}}{\text{calor suministrado}} \quad . . . \text{ V.9}$$

$$\Omega = \frac{Q_s - Q_p}{Q_s} = 1 - \frac{Q_p}{Q_s}$$

ESPECIFICACIONES

MODELO	MONITOR			CBH		C B											
	20	40	60	80	100	100	125	150	200	250	300	350	400	500	600	700	
Capacidad en Caballos Caldera																	
Consumo de agua a plena carga (lit/h)	46	627	941	1254	1568	1568	1960	2352	3136	3920	4704	5490	6272	7640	9408	10976	
Consumo de petróleo pesado a plena carga (lit/h)	23	45	68	90	113	106	132	156	212	265	318	371	424	530	636	742	
Consumo de diesel a plena carga (lit/h)																	
Consumo de gas LP para el motor (Kg/h)										2.4	2.4	2.4	3.2	3.2	3.2	3.2	
Costo de central: 115 V ± 10, 1 φ, 50/60 (Horas)	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	
Consumo de Motor ventilador (HP)																	
de Motor bomba de petróleo pesado 220/440 V (HP)										1	1	1	1	1	1	1	
Eléctrica Motor bomba de agua 3φ (HP)																	
Motor ventilador y bomba diesel 50/60 (HP)																	
Calentador de petróleo pesado (Kw)						5	5	5	5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	
salida del vapor 1.05/10.5 Kg/cm <sup>2</sup>	02/38	152/51	152/75	152/76	203/702	203/102	203/102	203/102	254/102	254/152	305/192	305/192	305/152	305/203	305/203	305/203	
Alimentación de agua	25	25	32	32	32	32	38	38	38	51	51	61	61	61	61	61	
carcasa de acero	25	25	32	32	32	32	38	38	38	51	51	61	61	61	61	61	
Purga de superficie	1						25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	
de Almacenamiento de petróleo pesado						32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	
Retorno de petróleo pesado (mm)						19	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
Motor de gas LP						13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	
Alimentación y retorno diesel	19	19	19	19	19												
Purga columna de nivel						25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	
Peso Vaca (Kg)				3800	4000	4250	5700	6200	7300	10400	11600	12800	16400	18700	21100	24200	
Considerarse a la máquina Con agua (Kg)				5800	6200	6600	8300	9500	11200	15250	17600	19900	23100	25500	31740	36900	
con vibraciones																	

Fig 5.1 ESPECIFICACIONES PARA CALDERAS SELMEC

### 5.3 SISTEMA DE ALIMENTACION

Uno de los factores principales para la operación óptima de una caldera es el de contar con un sistema de suministro de agua el cual sea adecuado para cada caso en particular. Esto es debido a que es indispensable mantener un nivel de agua constante en el interior de la caldera para que no ocurra un siniestro o falla de alguna de sus partes.

Todo sistema efectivo de alimentación de agua a calderas debe contar con:

- a) Reserva mínima de agua. (Tanque de almacenamiento).
- b) Equipos de bombeo.
- c) Control de sistema.

La cantidad de agua que se alimenta a una caldera es prácticamente la cantidad de vapor que se produce, por lo tanto, la reserva de agua necesaria va en proporción a la capacidad de la caldera.

Un criterio recomendable para obtener la cantidad de agua de reserva y la capacidad del tanque es el de almacenar una cantidad mínima de agua suficiente para sostener la evaporación de la caldera por lo menos durante veinte minutos.

Para satisfacer la demanda de agua de un caballo caldera durante un minuto, se requieren 0.261 litros.

de acuerdo en lo anterior:

$$X_{cc} \times 0.261 \frac{\text{lbs}}{\text{min cc}} = X(0.261) \frac{\text{lbs}}{\text{min}} \quad . . . V.10$$

La reserva mínima deberá favorecer la evaporación en la caldera durante veinte minutos, entonces la reserva mínima total es:



$X(0.261) \text{ lts/min} \times 20 \text{ min} = \text{Reserva mínima.}$  . . . V.11

El tanque de almacenamiento no deberá estar ahogado en ningún momento, por lo tanto, el volumen total de éste debe ser:

$$V_{\text{TOTAL}} = \frac{\text{Reserva mínima de agua}}{0.7} \quad . . . \text{V.12}$$

Esto es con la finalidad de dejar libre el 30% del volumen del tanque.

En la mayoría de los casos, para cumplir con un almacenamiento de agua adecuado, se utiliza un recipiente el cual además de mantener la reserva mínima de agua, sirve también para recibir los retornos de condensados de alta y baja presión (si los hay) y el cual se denomina tanque de condensados.

El agua de alimentación de calderas debe estar a la temperatura más alta disponible para evitar problemas de dilatación, contracciones y choques térmicos dentro de la caldera, de aquí la conveniencia de utilizar un mismo tanque para almacenar la reserva mínima y para recibir los retornos de condensados lográndose con esto elevar la temperatura del agua de alimentación.

En ciertos casos en los que el agua de alimentación disponible y las condiciones que se requieren para ésta, hacen necesaria la desaeración, entonces, el tanque de condensados común es sustituido por un desaerador.

Sabemos que un desaerador es parte de un equipo diseñado principalmente para la remoción de aire y gases corrosivos (oxígeno y bióxido de carbono) presentes en el agua y para el precalentamiento de la misma antes de entregarla a la caldera quedando así protegida.

### 5.3.1 EQUIPO DE BOMBEO

Existen cinco criterios de diseño que deben ser considerados antes de que una bomba de alimentación de agua sea seleccionada:

- 1.- Operación continua o intermitente.
- 2.- Temperatura de agua manejada inicialmente.
- 3.- Capacidad.
- 4.- Presión de descarga.
- 5.- Carga neta de succión positiva (N.P.S.H.) requerida.

La consideración que hará tomar una decisión, es determinar si la bomba va a funcionar en forma continua o intermitente; esta consideración depende de una serie de factores tales como, el tipo de servicio de la caldera, tubos de agua o tubos de humo, marca, etc. En la mayoría de los casos de aplicación de bombas de alimentación en calderas de tubos de fuego, éstas están dentro de un ciclo de operación intermitente; mientras que para calderas de tubos de agua el ciclo de trabajo para las bombas es continuo.

Las calderas de tubos de fuego son usualmente proporcionadas con un flotador sobre el cual actúa un interruptor, que a su vez para y arranca la bomba de alimentación entre cierto nivel. En este caso la línea de descarga a través de la bomba de alimentación debe dirigirse directamente a la caldera sin restricciones en ésta línea.

Las calderas de tubos de agua son usualmente proporcionadas con un tipo de regulador de agua de alimentación el cual "modula" la cantidad de suministro a la caldera entre ciertos niveles predeterminados, en este caso la bomba trabajará continuamente y operará entre sus rangos de mínima y máxima capacidad.

Existen dos tipos de bombas disponibles por seleccionar, estas son, las bombas tipo turbina y bombas centrifuga.

Como una regla general, la bomba tipo turbina es frecuentemente seleccionada para operación intermitente y la bomba centrifuga para operación continua.

Esto no implica que una bomba tipo turbina no pueda ser utilizada para operación continua y la bomba centrifuga para operación intermitente, sin embargo, el criterio de selección será diferente, pero para este procedimiento se recomienda consultar con el fabricante antes de hacer la selección.

La temperatura inicialmente manejada por la bomba es también un criterio importante en la selección de ella, usualmente están disponibles bombas estándar con rangos de temperatura entre aproximadamente 100 °C a 104 °C, mientras que otras bombas están disponibles para temperaturas hasta de 121°C o mayores con enfriamiento de agua externo. Si la temperatura es mayor de 121 °C será recomendable consultar al fabricante.

Todas las bombas tipo turbina tienen que ser seleccionadas para una capacidad 1.5 a 2 veces la capacidad de evaporación de la caldera para la que se va a utilizar, a menos de que las especificaciones requieran valores mas altos.

Las bombas centrifugas deben ser seleccionadas sobre la base 1.10 a 1.15 veces la capacidad de evaporación de la caldera. Se recomienda aumentar a este factor una determinada cantidad de litros (dependiendo de la bomba y el tamaño del motor seleccionado) requeridos para el orificio de By-pass.

La presión de descarga de la bomba es otro principio el cual requiere cuidadosa consideración. Si la tubería en la línea de descarga de la bomba está conectada directamente a la caldera (sin válvula motorizada o regulador de alimentación de agua en esta línea) solamente es necesario considerar la presión de operación de la caldera y las pérdidas a través de la línea para determinar la presión de descarga de la bomba.

Se debe tener seguridad que la presión de descarga seleccionada sea siempre mayor que la presión de operación de la caldera. Generalmente de 0.35 a 1.76 kg/cm<sup>2</sup> por arriba de la presión de operación de la caldera es una buena consideración.

Como se ha mencionado, prácticamente todas las calderas de tubos de agua están equipadas con reguladores de agua de alimentación, por lo tanto, la selección de la presión de descarga de la bomba centrífuga debe ser hecha sobre la base de aumentar 1.76 o 2.11 kg/cm<sup>2</sup> a la presión de operación de la caldera, quedando también consideradas las pérdidas a través de la línea dentro de este incremento.

En algunos casos será conveniente mostrar dos selecciones de bombas para la misma capacidad y presión de descarga. Cuando existan dos selecciones, se podrá preferir cualquiera de ellas de acuerdo a las condiciones de trabajo tales como la carga neta de succión positiva (NPSH), presión y capacidad del motor. Usualmente a menos NPSH de las bombas, se tendrá mayores requerimientos de capacidad y a mayor NPSH se tendrá menor requerimiento de capacidad.

Es recomendable hacer una selección que tenga los mas bajos requerimientos de NPSH posibles.

Usualmente una selección con un requerimiento de bajo NPSH, establece una bomba grande y consecuentemente requiere un motor de gran capacidad. Sin embargo, en términos generales, es mas importante mantener la altura total a un mínimo tal, que seleccionar una bomba de elevado NPSH.

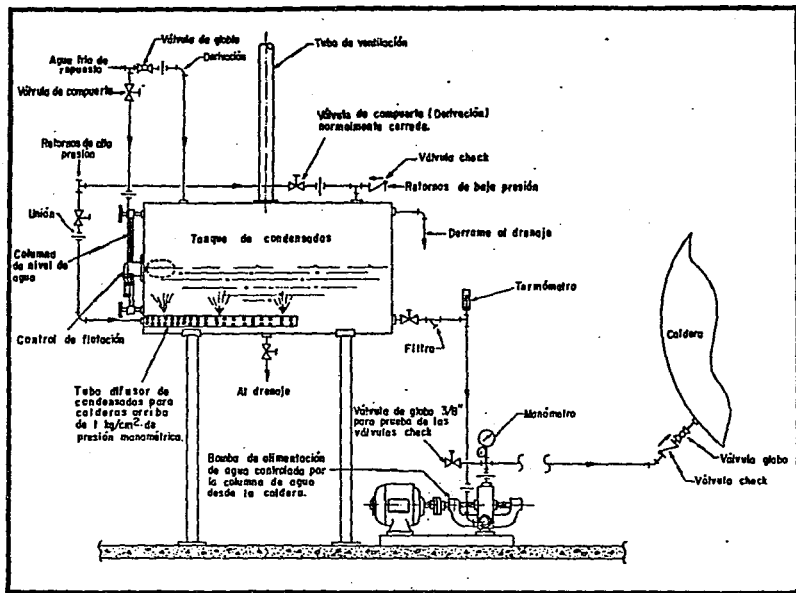


FIG 5.2 TÍPICO ARREGLO DEL TANQUE DE CONDENSADOS CON TAPAS PLANAS Y

BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACION

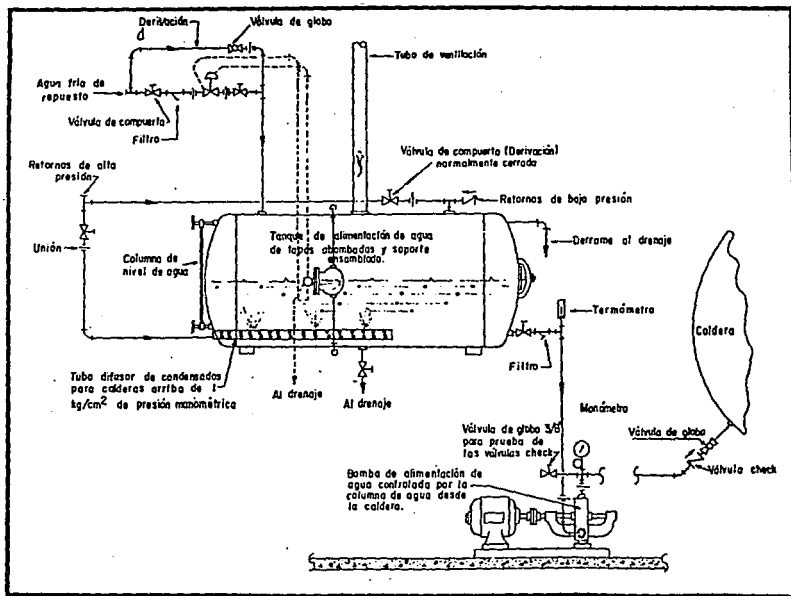


FIG. 5.3 ARREGLO DE TANQUE DE CONDENSADOS CON TAPAS ABOMBADAS Y BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACION

#### 5.4 COMBUSTION

Industrialmente hablando, se entiende por combustión la combinación violenta, con desprendimiento sensible de calor y luz, del oxígeno del aire con el carbono, hidrógeno y azufre, que constituyen los elementos activos de los combustibles sólidos, líquidos y gaseosos.

La combustión del oxígeno con el carbono, hidrógeno y azufre, se efectúa en proporciones de peso bien determinados. Así, por cada átomo de carbono se necesitan dos átomos de oxígeno para llegar a la combustión armónica, formándose el gas bióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) aunque también se puede combinar un átomo de carbono con uno de oxígeno cuando el carbono se quema con una deficiencia de aire, formándose el gas monóxido de carbono ( $\text{CO}$ ) producto de una combustión imperfecta, que debe evitarse porque la combustión de un carbono en forma de  $\text{CO}$ , no proporciona más que aproximadamente el 30% del poder calorífico que resulta de la combustión uniforme en forma de  $\text{CO}_2$ .

El hidrógeno se combina siempre en proporción de dos átomos de hidrógeno con uno de oxígeno, formando vapor de agua  $\text{H}_2\text{O}$  y el azufre se combina siempre en la proporción de un átomo de azufre con dos átomos de oxígeno, formando el gas anhídrido sulfuroso  $\text{SO}_2$ . Éste gas es muy perjudicial, porque al enfriarse los productos de combustión, el agua procedente de la combustión del hidrógeno y la proveniente de la humedad del combustible más la del aire de combustión, se condensa y reacciona con el gas anhídrido sulfuroso  $\text{SO}_2$ , formando el ácido sulfúrico  $\text{H}_2\text{SO}_4$ , sumamente corrosivo y que ataca a los conductos de humos, sobre todo a los metálicos.



#### 5.4.1 ASPECTOS GENERALES

Cualquier cuerpo sólido o líquido que tenga sustancias que se puedan quemar (carbono, hidrógeno, azufre o combinaciones de estos) solamente empieza a quemarse hasta que esas sustancias sean llevadas al estado gaseoso mediante una fuente de calor externa, iniciándose así un proceso químico, con desprendimiento de calor y luz en mayor o menor abundancia hasta que se agoten las sustancias susceptibles de quemarse.

Un trozo de madera tiene en su composición, combinados los elementos combustibles hidrógeno, carbono y azufre, los cuales deben llevarse al estado gaseoso para poder iniciar su combustión. De aquí que se requiera una fuente de calor externa mas o menos intensa y durante un tiempo de aplicación prolongado poder iniciar la combustión de ese trozo de madera y si está húmedo, primero será indispensable evaporar el agua que contiene, pues la temperatura de la madera no se elevará lo suficiente hasta que se halla evaporado el agua que lleva en su seno.

No sucede lo mismo con un combustible líquido como la gasolina, mezcla compleja de combinación de los elementos hidrógeno y carbono (hidrocarburos) y que también contiene el elemento azufre, en cantidades muy pequeñas. Si se tiene una cantidad de gasolina en un tanque a presión atmosférica, siempre se tendrá una porción de gas de gasolina sobre la superficie líquida, debido al fenómeno natural de la evaporación. El proceso de combustión se puede iniciar instantáneamente y para ello basta acercar una fuente de calor externa de cierta intensidad. Una vez que se ha iniciado el proceso, parte del calor

producido se emplea en llevar al combustible de su estado líquido natural al gaseoso, para continuar la combustión del mismo.

De los breves ejemplos anteriores se desprenden los siguientes hechos importantes:

- 1.- Para poder quemar, toda sustancia combustible, ésta debe estar en estado gaseoso.
- 2.- Debe estar presente el elemento oxígeno, mezclado con el gas combustible en proporciones adecuadas.
- 3.- Debe disponerse de una fuente de calor externa de intensidad y cantidad adecuados para poder iniciar el proceso de combustión.

Los tres conceptos anteriores guardan una gran interrelación, al grado de que si uno solo de ellos falla, no se realiza la combustión.

Para iniciar y continuar un proceso de combustión, debe existir proporcionalidad entre:

- a) Masa de combustible por quemar en un tiempo determinado.
- b) Masa de oxígeno.
- c) Intensidad de la fuente de calor externa, constante.

Los límites dentro de los cuales se sucede lo anterior para cada combustible en particular se llaman *Límites de inflamabilidad*. Fuera de ellos, no se realizará la combustión aunque concurren la tres condiciones.

En la industria se almacenan y manejan combustibles sólidos, líquidos o gaseosos. Es necesario conocer sus puntos de inflamación y de combustión. Estos dos puntos, aunque muchas veces se confunden son diferentes.

El punto de inflamación es una medida de volatilidad. El punto de combustión, siempre superior al de inflamación, es la temperatura a la cual los gases desprendidos continúan ardiendo con llama permanente después de retirada la llama de prueba.

Uno de los problemas que se presenta en la industria como resultado de la combustión es el llamado hollín o combustible coquizado.

Teóricamente, el hollín es combustible no quemado o quemado parcialmente, significando consecuentemente pérdidas en el consumo de combustible. Prácticamente es el resultado de una combustión incompleta.

Se presenta en dos formas, algunas veces en forma volátil y otras veces coquizado. Cuando se presenta en esta forma recibe el nombre vulgarmente de escoria.

Para que la combustión se efectúe completamente y sin humos en una caldera, es necesario usar quemadores que atomicen el combustible (cuando éste es líquido), formando una nube de combustible que sale del quemador a presión para que el contacto con el aire sea completo.

El control del aire suministrado al quemador de una caldera para que se verifique una combustión completa es sumamente importante, ya que influye directamente en el rendimiento térmico. Si se calienta un exceso de aire disminuirá el rendimiento debido al calentamiento de aire innecesario que no interviene en la combustión y que escapará por la chimenea a una temperatura elevada. Por otro lado, debe evitarse la falta de aire, ya que, existe el peligro de la formación de CO resultante de una combustión incompleta del carbono.

### 5.4.2 ESTEQUIOMETRIA

El requisito teórico o demanda teórica de oxígeno de un combustible arbitrario es el mínimo de oxígeno necesario para la combustión completa. Para la combustión del metano se requieren 2 moles de  $O_2$  por cada "mol" de combustible. (Entiéndase por mol la unidad de la masa a nivel molecular). La ecuación química balanceada para la combustión completa de un combustible, como el metano, se llama ecuación estequiométrica; teóricamente, en este caso no aparecerá el oxígeno entre los productos de combustión.

En la práctica industrial la combustión se logra empleando aire como oxidante. Se considera que los componentes del aire son, por volumen, aproximadamente 21% de oxígeno, 78% de nitrógeno y 1% de argón. Desde luego también se presentan pequeñas cantidades de bióxido de carbono y de otros gases. Es conveniente suponer que el aire está compuesto de 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno, por volumen. Por lo tanto, hay 21 moles de oxígeno por cada 79 moles de nitrógeno en la composición que supondremos para el aire atmosférico. En consecuencia, se puede escribir:

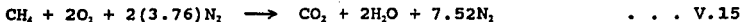
$$1 \text{ mol } O_2 + 3.76 \text{ mol } N_2 = 4.76 \text{ mol aire} \quad \dots V.13$$

$$1 \text{ kg } O_2 + 3.76 \text{ kg } N_2 = 4.76 \text{ kg aire} \quad \dots V.14$$

El peso molecular promedio del aire es de 28.97, que se redondea a 29.0 en la mayoría de los cálculos.

Cuando se usa el aire como oxidante, hablamos del requisito teórico o la demanda teórica de aire de un combustible. En el caso de

la oxidación del metano, la reacción teórica o estequiométrica con aire se escribe en la forma:



En la combustión completa del carbono y el hidrógeno para producir  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$  podríamos usar el nombre de demandas de oxígeno, o de aire, teórica, estequiométrica o químicamente correcta. Cuando un proceso no usa esta cantidad, hablamos de porcentaje de oxígeno o del aire teórico que realmente se usa. La cantidad estequiométrica es 100% de la demanda teórica. Cuando se usa una deficiencia de oxígeno o de aire, el porcentaje queda entre 0 y 100% y un exceso significa que se utilizó una cantidad mayor a 100% del valor teórico. En este caso aparecerá oxígeno con los productos.

La razón aire-combustible se expresa como la masa de aire entre la masa de combustible, por lo cual su valor se expresa en kilogramo por kilogramo.

$$\text{AC} = \frac{\text{Masa del aire}}{\text{Masa del combustible}} \quad . . . \text{V.16}$$

### 5.4.3 CHIMENEAS

Las chimeneas tienen como finalidad conducir los productos de la combustión a un lugar seguro de descarga. Generalmente los diseños son tales que generan un tiro o caída de presión en la chimenea que permite la eliminación de los gases de la combustión. Una chimenea

con tiro forzado, elimina la necesidad de la chimenea diseñada para crear un tiro.

El tiro es la diferencia de presión que se presenta en una chimenea y su valor depende de la altura de la boca de la chimenea sobre el nivel del emparrillado del hogar y de la diferencia media de temperaturas entre la de los gases quemados contenidos en la chimenea y la del exterior. Las condiciones de funcionamiento de una caldera y la altura de la chimenea tienen una marcada influencia sobre el valor del tiro quemado por una chimenea determinada.

La acción creadora de la circulación de los gases y necesaria para vencer los rozamientos expresada en kilogramos por metro cuadrado, es igual a la altura de la chimenea  $h$ , en metros sobre el nivel de la parrilla, por la diferencia de las densidades del aire del exterior  $d_1$  y la densidad media de los gases quemados  $d_2$  dentro de la chimenea. Esta expresión vale por tanto:

$$h_1(d_1 - d_2) \dots V.17$$

si dividimos este valor entre la relación de densidades de los gases y el agua esto es:

$$h_w = \frac{h(d_1 - d_2)}{D/100} \quad \text{ó} \quad h_w = \frac{100h(d_1 - d_2)}{D} \quad (\text{kg/m}^2) \dots V.18$$

La densidad del aire del exterior puede calcularse mediante la fórmula de los gases ideales. La densidad de los gases y el aire se obtienen con un volumen de  $1\text{m}^3$ .  $R$  es igual a  $29.29 \text{ kgm}^\circ\text{C}$ . Cuando se conoce la presión barométrica  $B$ , en mm. de mercurio,  $P/R = 13.6$ ,  $B/29.29 = 0.464B$ , los valores de  $d_1$  y  $d_2$  serán respectivamente igual

a 0.464 B/T<sub>1</sub> y 0.464 B/T<sub>2</sub>, siendo T<sub>1</sub> y T<sub>2</sub> las temperaturas absolutas del aire y gases quemados respectivamente. Así:

$$h_w = \frac{0.464 \times 100 \times h \times B (1/T_1 - 1/T_2)}{D} \quad \dots V.19$$

Para un valor de tiro requerido teóricamente h<sub>w</sub>, en cm de agua la altura de la chimenea en metros, será:

$$h = \frac{h_w \times D}{46.4B(1/T_1 - 1/T_2)} \quad \dots V.20$$

La velocidad teórica de los gases quemados es:

$$V = \sqrt{2gh_w} \quad \dots V.21$$

Y en función de la altura de la chimenea y de las temperaturas

$$V = \sqrt{2gh(T_1/T_2 - 1)} \quad \dots V.22$$

El área de la sección recta de la chimenea en metros cuadrados:

$$A = Q / KV \quad \dots V.23$$

Donde:

Q = Gasto de los gases (m<sup>3</sup>/seg)

K = Coeficiente de velocidad

V = Velocidad teórica de los gases (m/seg).

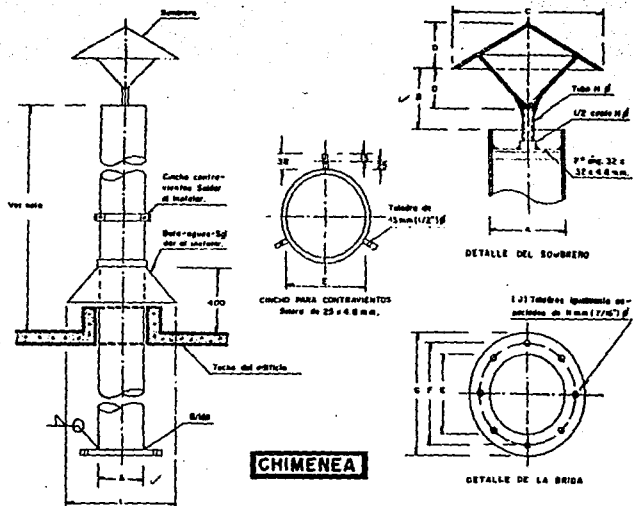
El diámetro de la chimenea es siempre igual al de la salida de la caldera. Las chimeneas son construidas de lámina No. 12 (2.5 mm) o para una central de generación de energía eléctrica, de concreto debido a su mayor capacidad.

Las condensaciones en las chimeneas varían con el tipo de combustible y con la temperatura de los gases de la misma. Las condensaciones se presentan más frecuentemente en la instalación de una caldera de calefacción, donde cargas ligeras o intermitentes, causan una condición fría en la chimenea, la cual da como resultado una condensación de vapor de agua en los gases de combustión. Esta condensación de agua acelera la corrosión de la lámina de la chimenea.

Los siguientes incisos deberán ser considerados, cuando se planea reducir al mínimo la condensación de una chimenea.

- a) El tamaño de la capacidad de la caldera, deberá ser lo más cercano posible a la carga real de calentamiento.
- b) Las chimeneas de mampostería conservan mejor el calor que las chimeneas de lámina.
- c) Un buen aislamiento en las chimeneas de lámina ayudará a no permitir pérdidas de calor.
- d) Es recomendable una chimenea de conexión lateral con registro y conexión de purga para evitar que el condensado regrese a la caldera.
- e) La altura de la chimenea corresponderá según los requerimientos de los códigos vigentes en el lugar de instalación.





DIMENSIONES DE LA CHIMENEA											
Capacidad Cera. Calif.	Pared del. No.	A mm (")	B mm (")	C mm (")	D mm (")	E mm (")	F mm (")	G mm (")	H mm (")	I mm (")	J
250-350	1E	508 (20 1/8)	381 (15)	438 (17 1/4)	254 (10 1/8)	51 (2 1/8)	534 (21 1/8)	508 (20 1/8)	327 (12 8/16)	270 (10 5/8)	1E
400-700	1E	610 (24)	457 (18)	533 (21 1/8)	305 (12 1/8)	61 (2 3/8)	637 (25 1/8)	610 (24)	327 (12 8/16)	324 (12 8/16)	1E

fig. 5.4 ARREGLO TÍPICO DE UNA CHIMENEA

## 5.5 SELECCION DE UNA CALDERA

La compra de una caldera es una de la inversiones mas durables. El promedio de vida de una buena caldera es de alrededor de veinticinco años y durante este tiempo, es de gran importancia el costo de funcionamiento de la misma. Para realizar una compra adecuada en lo que se refiere a calderas es necesario considerar una serie de factores bastante importantes que son:

El cálculo preciso de la demanda de vapor. Esto es de gran importancia, ya que al final, este cálculo nos determinará la capacidad de la o de las calderas que será necesario adquirir.

No es recomendable pagar por una capacidad que nunca se va a utilizar completamente, esto es a todas vistas antieconómico, así también, es de importancia la determinación de la presión de vapor que esta debe tener para el buen desarrollo de un proceso determinado.

El agua de alimentación disponible. Este factor debe considerarse primordialmente antes de obtener una caldera, ya que, el agua determinará también la duración y buen funcionamiento de la caldera. En este rubro nos referimos al sistema de alimentación de aguas a calderas, así como, a el tratamiento de las mismas.

Tiempo de operación diaria de las calderas. Debe considerarse este renglón, ya que es de gran influencia en la cantidad de vapor que se requiera, así como, en la elección del combustible a utilizar y consecuentemente en la selección de la caldera apropiada.

La selección del combustible. Ésta es una selección primaria en la elección de una caldera. Su elección de gas, diesel o combustóleo,

estará basado en el costo total, limpieza y facilidad de obtención, almacenamiento y operación.

La determinación de los costos de operación, está dentro de las siguientes consideraciones:

- a) El combustible propiamente dicho.
- b) Facilidad de almacenamiento.
- c) Mantenimiento del quemador de combustible y del equipo del manejo del mismo, así como también, la labor de operación de éste equipo.

El gas es el combustible ideal para cualquier caldera, pero quizá por el costo superior a los otros combustibles sea poco factible a utilizar. El precio del gas LP, lo hace altamente prohibitivo. Nuestra realidad en energéticos, nos hace tener que disponer con mayor frecuencia de los combustibles líquidos existentes en el mercado nacional, tales como, el diesel y combustóleo.

Costos de operación. El costo de operación de una caldera como lo mencionamos anteriormente es del combustible y factor básico para la selección de una caldera, ya que estos representan grandes ahorros y una rápida amortización de la inversión original en el caso de una selección adecuada, o en caso contrario, grandes pérdidas debido a una mala selección inicial.

Los costos de operación están influenciados en gran parte por la eficiencia garantizada en la caldera que se seleccione.

El espacio disponible. La influencia del espacio que se dispone, en la selección de una caldera muchas veces es causa de serios problemas que pueden afectar la decisión en la selección de una caldera, pero no es recomendable sacrificar calidad en el equipo por adquirir-

se por el consecuente ahorro de espacio, ya que seguramente los costos de operación posteriores, se verán grandemente afectados.

Una caldera es seleccionada correctamente cuando proporciona un servicio eficiente y no propicia desperdicios de combustible.

## INTERCAMBIADORES DE CALOR

### INTRODUCCION

Posiblemente una de las aplicaciones mas comunes de la transferencia de calor se encuentra en el diseño y selección de intercambiadores de calor.

Aún cuando los problemas que intervienen en el diseño completo de un intercambiador son múltiples y de carácter muy diverso, la metodología para predecir el comportamiento térmico se basa en los principios de termodinámica y transferencia de calor vista en los capítulos anteriores.

Dentro de los aspectos múltiples que debemos considerar en el diseño de un intercambiador de calor, cabe enumerar los siguientes: Esfuerzos y dilataciones térmicas en la tubería, problemas de corrosión, depósitos de sólidos en las líneas de flujo, caída de presión, peso y tamaño del intercambiador y desde luego el costo. Este último factor juega eventualmente un papel sumamente importante en el diseño o selección de un tipo de intercambiador de calor y debe tenerse siempre en mente.

## 6.1 TIPOS DE INTERCAMBIADORES

Existen numerosas geometrías de intercambiadores de calor empleadas usualmente en la práctica, pero cuya función es la misma, ceder calor de un flujo caliente a un frío. En caso de que los fluidos circulen en direcciones opuestas el intercambiador de calor viene a ser de flujos opuestos o también llamados flujos a contracorriente. Si circulan en la misma dirección, el intercambiador es de flujos paralelos.

Los intercambiadores de calor emplean las tres formas de transferencia de calor ( conducción, convección y radiación ), y a este respecto, limito este trabajo a intercambiadores en las que las principales formas de transferencia de calor son por conducción y convección, radiación únicamente considerando un factor adicional de radiación. Esto no implica que radiación no sea importante en el diseño de intercambiadores de calor, de hecho, en muchas de las aplicaciones especiales para efectuar una transferencia de energía, éste es el medio disponible que predomina.

Los diversos nombres o designaciones que se aplican a los intercambiadores de calor son parcialmente un intento de describir su función y parcialmente el resultado de una tradición dentro de ciertas industrias. Por ejemplo, un "Recuperador de calor" es un intercambiador de calor que recupera calor de desperdicio de los gases de salida de un horno para calentar el aire de entrada empleado para la combustión. Este es el nombre que se utiliza en la industria del acero y en las de manufactura del vidrio. Al intercambiador que efectúa la misma función en el generador de vapor de una planta eléctrica se le

conoce como "Precalentador" y el caso de una planta de turbinas de gas como "Regenerador".

Los "Economizadores" se consideran como una unidad de recuperación de calor para las calderas aunque en la actualidad su aplicación se ha extendido a otros procesos en los que podría aprovecharse el gas caliente de la combustión para calentar agua o para producir vapor.

La mayor parte de los economizadores están contruidos para aplicación en calderas y se les usa para precalentar el agua de alimentación, usando los gases de combustión.

#### 6.1.1 INTERCAMBIADOR DE DOBLE TUBO

Los intercambiadores de doble tubo son tubos concéntricos y llevan juntas dos corrientes cada una teniendo un coeficiente de película particular y cuyas temperaturas varían de la entrada a la salida. Por conveniencia, el método para calcular la diferencia de temperaturas entre los dos, debe calcularse únicamente con la temperatura del proceso, ya que generalmente son las únicas conocidas.

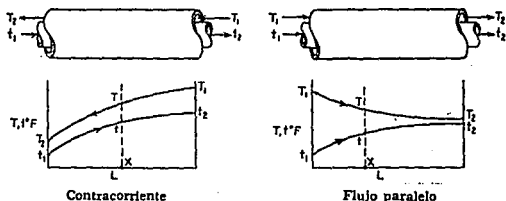


Fig. 6.1 Flujo en tubos concéntricos.

La tubería interior se soporta en la exterior mediante estoperos y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador. las "tes" tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido del ánulo que cruza de una conexión a otra a través del cabezal de retorno. La tubería se conecta mediante una conexión en "U" que está generalmente expuesta y que no proporciona superficie de transferencia de calor.

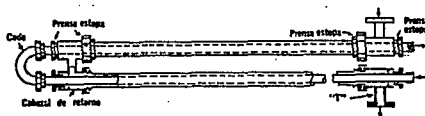


Fig. 6.2 Intercambiador de doble tubo.

### 6.1.2 INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBO

Un tipo de intercambiador mas usado en la industria de procesamiento químico es el del arreglo de chaqueta y tubo que se muestra en la figura 6.3.



Fig. 6.3 Intercambiador tubular de cabezal fijo.



Las partes esenciales son la coraza (1), equipada con dos entradas y que tienen dos cabezales de tubos o espejos (2) a ambos lados, que también sirven como bridas para fijar los dos carretes (3) y sus respectivas tapas (4). Los tubos se expanden en varios espejos y están equipados con varios deflectores transversales (5) en el lado de la coraza, con el fin de incrementar el área de superficie efectiva.

### 6.1.3 INTERCAMBIADOR 1-2 CON CABEZAL DE TUBOS FIJOS

El intercambiador en el cual el fluido de la coraza fluye en un paso por la coraza y el fluido de los tubos en dos o mas pasos, es el intercambiador 1-2. Se emplea un solo carrete con una división para permitir la entrada o salida del fluido en los tubos por el mismo carrete. En el extremo opuesto del intercambiador, está colocado un bonete para permitir que el fluido de los tubos pase del primero al segundo paso. Como con todos los intercambiadores de cabezales fijos, la parte externa de los tubos es inaccesible para la inspección o limpieza mecánica.

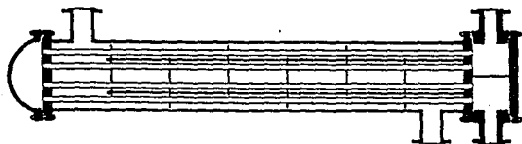


Fig. 6.4 Intercambiador 1-2 de cabezal fijo.

#### 6.1.4 INTERCAMBIADOR CON HAZ DE TUBOS REMOVIBLE

Este tipo de intercambiador 1-2 que tiene un banco de tubos removible de la coraza, consta de un cabezal de tubos estacionario, que se encuentra sujeto entre la brida de un carrete y la brida de la coraza. En el extremo del haz de tubos, estos se expanden en un cabezal de tubos flotante que se mueve libremente. Al cabezal de tubos se atornilla un casquete de cabezal flotante y todo el haz de tubos puede extraerse por el extremo del carrete.

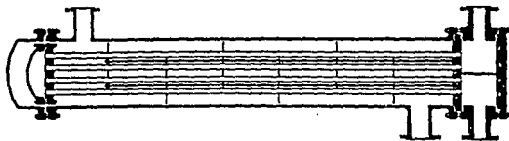


Fig. 6.5 Intercambiador 1-2 de cabezal flotante de arrastre.

#### 6.1.5 INTERCAMBIADOR CON TUBOS EN "U"

Los intercambiadores 1-2 de este tipo, están formados por tubos que se doblan en forma de "U" y se rolan después en un espejo o cabezal de tubos. Los tubos pueden dilatarse libremente, eliminando la necesidad del cabezal de tubos flotante, la tapa del cabezal, la brida de la coraza y la tapa removible de esta última. Se pueden instalar deflectores o mamparas de la manera convencional en arreglos tubulares cuadrados o triangulares.

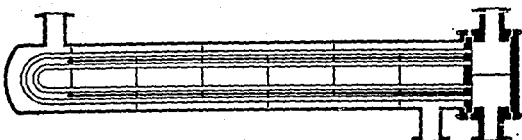


Fig. 6.6 Intercambiador 1-2 con tubos en U.

#### 6.1.6 INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO

Los intercambiadores de flujo cruzado se utilizan comúnmente en aplicaciones de calentamiento y enfriamiento por medio de aire o gas, en la figura puede observarse que un gas puede forzarse a través de un haz de tubos, mientras que en el interior de los tubos se utiliza otro fluido con fines refrigerantes o de calentamiento. En este cambiador, el gas que fluye a través de los tubos se considera como una corriente "mezclada", mientras que se dice que el fluido del interior de los tubos es "no mezclada". El gas se considera mezclado porque se puede mover libremente en el cambiador a medida que intercambia calor. En cambio, mientras el otro fluido se encuentra en el interior del cambiador se halla confinado en canales tubulares individuales, de manera que no puede mezclarse consigo mismo durante el proceso de transferencia de calor.

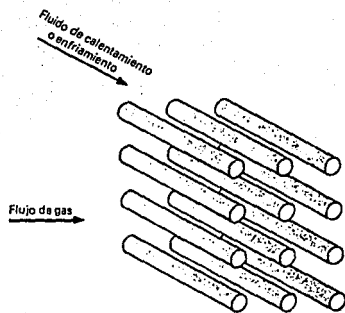


Fig. 6.7 Cambiador de calor de flujo cruzado con un fluido mezclado y otro sin mezclar.

En la figura 6.8 se observa un intercambiador de calor de flujo transversal diferente. El gas fluye a través de haces de tubos con aletas y es en consecuencia, un flujo no mezclado ya que se encuentra confinado en canales diferentes en aletas a medida que pasa a través del cambiador. Este cambiador es típico de los que se usan en acondicionadores de aire.

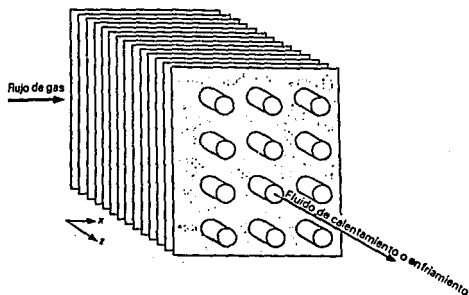


Fig. 6.8 Cambiador de calor de flujo cruzado con ambos fluidos sin mezclar.

## 6.2 TUBOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador y no deberá confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro. El diámetro exterior de los tubos para condensador o intercambiador de calor, es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancias muy estrictas. Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidable. Se pueden obtener de diferentes groesores de pared, definidos por el calibrador Birminham para alambre, que en la práctica se refiere al calibrador BWG del tubo.

### 6.2.1 ESPACIADO DE LOS TUBOS

Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno del otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejos. Los tubos se colocan ya sea en arreglos triangulares o cuadrados como se muestra en las figuras.

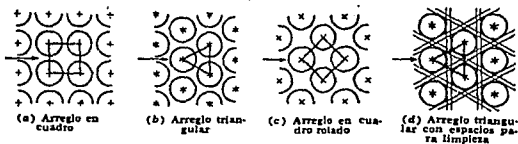


Fig. 6.9 Arreglos comunes para los tubos de los intercambiadores.

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen caídas de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la figura (a). El espaciado de los tubos  $P_c$  es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. Los espaciados más comunes para arreglos cuadrados son de  $3/4$  de plg DE en un espaciado cuadrado de 1 plg y de 1 plg DE en un espaciado en cuadro de  $1\ 1/4$  de plg. Para arreglos triangulares estos son, de  $3/4$  de plg DE en espaciado triangular de 1 plg, y de 1 plg DE en un arreglo triangular de  $1\ 1/4$  de plg. En la figura (c) el arreglo en cuadro ha sido rotado  $45^\circ$ , y permanece esencialmente lo mismo que en la figura (a). En la figura (d) se muestra una modificación del espaciado triangular que permite una limpieza mecánica. Si los tubos se separan suficientemente, es posible dejar los pasajes indicados para limpieza.

### 6.3 DEFLECTORES

Es claro que se logran coeficientes de transferencia de calor mas altos cuando el líquido se mantiene en estado de turbulencia. Para inducir turbulencia fuera de los tubos, es costumbre emplear deflectores que hacen que el líquido fluya a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos; ésto causa considerable turbulencia aun cuando por la coraza fluya una cantidad pequeña del líquido. La distancia centro a centro entre los deflectores se llama *espaciado de deflectores*. Puesto que los deflectores pueden espaciarse ya sea muy junto o muy separado, la masa velocidad no depende en-

teramente del diámetro de la coraza. Usualmente el espaciado de los deflectores no es mayor que una distancia igual al diámetro interior de la coraza, o menor que un quinto del diámetro interior de la coraza. Los deflectores se mantienen firmemente mediante espaciadores como se muestra en la figura que consiste en un pasador atornillado en el cabezal de tubos o espejo y un cierto número de trozos de tubo que forman hombreras entre deflectores adyacentes.

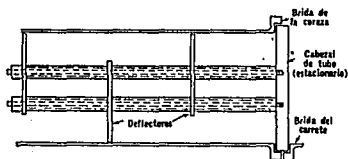


Fig. 6.10 Espaciador de deflectores (aumentado).

Hay varios tipos de deflectores que se emplean en los intercambiadores de calor, pero los más comunes son los deflectores segmentados que se muestran en la figura.

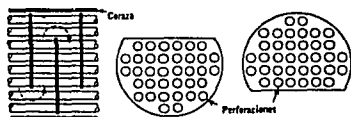


Fig. 6.11 detalle del deflector segmentado.

Los deflectores segmentados son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente un 75% del diámetro interior de la coraza. Estos se conocen como deflectores con 25% de corte.

Otros tipos de deflectores son el de disco y corona y de deflector de orificio.

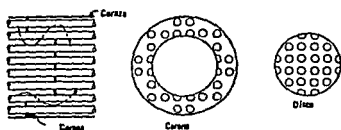


Fig. 6.12 Deflectores de disco y corona.

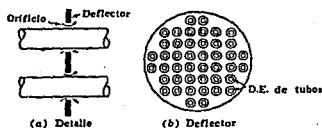


Fig. 6.13 Deflectores de orificio.

#### 6.4 CORAZAS

Las corazas hasta de 12 plg de diámetro se fabrican de tubo de acero, sobre 12 e incluyendo 24 plg de diámetro exterior real y el diámetro nominal del tubo son los mismos. El grueso estándar para corazas con diámetros interiores de 12 a 24 plgs, es de 3/8 de plg, lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la coraza hasta de 300 lb/plg<sup>2</sup>. Se pueden obtener mayores gruesos para presiones superiores. Las corazas mayores de 24 plgs de diámetro se fabrican rolando placa de acero.



#### 6.4.1 COEFICIENTES DE PELICULA DEL LADO DE LA CORAZA

Los coeficientes de calor fuera del haz de tubos se refieren como coeficientes del lado de la coraza. Cuando el haz de tubos emplea deflectores para dirigir el flujo del fluido de la coraza a través de los tubos, desde la parte superior a la parte inferior, los coeficientes de transferencia de calor son mayores que para el flujo libre a lo largo de los ejes de los tubos. Los mayores coeficientes de transferencia se originan por el aumento de la turbulencia. Supongamos que la longitud del haz está dividida por seis deflectores. Todo el fluido viaja a través del haz siete veces. Si se instalaran diez deflectores en la misma longitud del haz, se requeriría que el haz fuese cruzado un total de once veces, los espaciados mas cerrados causan mayor turbulencia. Además de los efectos de los espaciados de los deflectores, los coeficientes del lado de la coraza son también afectados por el espaciado de los tubos, tamaños de ellos y características del flujo del fluido. aún más, no hay verdadera área de flujo mediante la cual la masa velocidad pueda ser computada puesto que el área de flujo varía a través del diámetro del haz de tubos con las diferentes tolerancia para los tubos en cada hilera longitudinal de ellos. La correlación obtenida para los fluidos que corren dentro de los tubos obviamente no es aplicable a los fluidos fluyendo sobre un banco de tubos con deflectores segmentados, de hecho, esto se comprueba con experimentos. Sin embargo al establecer un método de correlación se obtuvo el factor de transferencia de calor:

$j_H = (hD/k) (c\mu/k)^{-1/2} (\mu/\mu_s)^{0.14}$  contra  $DG/\mu$  según la discusión siguiente:

La figura 2 en el apéndice es una correlación de datos industriales que da resultados satisfactorios para los hidrocarburos, compuestos orgánicos, agua, soluciones acuosas y gases, cuando el banco de tubos emplea deflectores con espaciados aceptables entre deflectores y tubos y deflectores y corazas. Esta no es la curva promedio a través de los datos, pero es una curva segura, tal, que la desviación de los puntos de prueba de la curva varía un porcentaje muy pequeño.

#### 6.4.2 DIAMETRO EQUIVALENTE LADO DE LA CORAZA

Por definición, el radio hidráulico corresponde al área de un círculo equivalente al área de un canal no circular y consecuentemente en un plano a ángulos rectos a la dirección del flujo. El radio hidráulico empleado para correlacionar los coeficientes de la coraza para un haz que tiene deflectores, no es el verdadero radio hidráulico. La dirección del flujo en la coraza es en parte a lo largo y en parte a ángulo recto al eje mayor de los tubos del haz. El área de flujo a ángulos rectos respecto al eje mayor es variable de hilera a hilera. Un radio hidráulico basado en el área de flujo a través de cualquier hilera, no podría distinguirse entre un arreglo en cuadro o un arreglo triangular. Para poder tener correlaciones simples combinando tanto el tamaño como la cercanía de los tubos y su tipo de arreglo, se logra una excelente correlación si el radio hidráulico se calcula a lo largo en lugar del eje mayor de los tubos. El diámetro equivalente para la coraza se toma entonces, como cuatro veces el radio hidráulico obtenido por el arreglo dispuesto en el cabezal de tubos. Refiriéndonos a la figura.

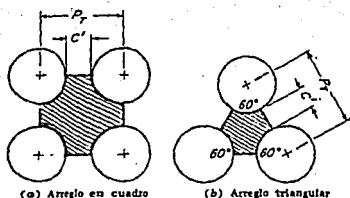


Fig. 6.14 Diámetro equivalente.

Donde el achurado cubre el área libre, para el arreglo en cuadrado.

$$D_h = \frac{4 \times \text{área libre (pies)}}{\text{perímetro húmedo}} \quad \text{o} \quad d_e = \frac{4 \times (P_T^2 - \pi d_o^2/4)}{\pi d_o} \quad (\text{plg}) \quad \dots \text{VI.1}$$

Donde  $P_T$  es el espaciado de los tubos,  $d_o$  es el diámetro exterior del tubo, ambos en pulgadas. Para el arreglo en triángulo, el perímetro húmedo del elemento corresponde a medio tubo

$$d_e = \frac{4 \times (1/2 P_T \times 0.86 P_T - 1/2 \pi d_o^2/4)}{1/2 \pi d_o} \quad (\text{plg}) \quad \dots \text{VI.2}$$

#### 6.4.3 CAIDA DE PRESION, LADO DE LA CORAZA

La caída de presión a través de la coraza de un intercambiador es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza. Usando una modificación de la ecuación VI.8 se ha obtenido una correlación usando el producto de la distancia a través del haz, tomando  $D_i$  en pies como el diámetro interior de la coraza y el número de veces que el haz se cruza como  $N+1$ , donde  $N$  es el número de deflectores. Si  $L$  es la longitud del tubo en pies.

$$\Delta P = \frac{fG_s D_s (N+1)}{2g\rho D_s \phi_s} = \frac{fG_s D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_s \phi_s} \quad (\text{lb/plc}^2) \quad \dots \text{VI.3}$$

Donde  $s$  es la gravedad específica y  $\phi_s$  es la variación de la viscosidad del fluido libre y el que está en contacto con la coraza.

De las excelentes correlaciones que se dispone para la caída de presión en flujo cruzado, se usa aquí la de Gunter y Shaw. Es igualmente satisfactoria para cálculos de flujo cruzado tubos lisos y la correlación se basa en aceite, agua y aire. A pesar de que se ha objetado la correlación, ésta da valores relativamente seguros para la caída de presión. Los números de Reynolds se computan en la base de un diámetro volumétrico equivalente que refleja la proximidad y el arreglo de las hileras sucesivas de tubos, y la ecuación de la caída de presión contiene dos factores adimensionales de configuración. El diámetro volumétrico equivalente está definido por:

$$D'_{v} = 4 \times \text{volumen libre neto} / A_t + A_s \quad \dots \text{VI.4}$$

El volumen libre neto es el volumen entre las líneas de centro de dos bancos de tubos y aletas comprendidos dentro de las líneas de centro. El factor de configuración es un grupo adimensional que ordinariamente se pierde en la derivación pero que puede ser incluido según el criterio del experimentador. Los factores usados son  $S_r$  y  $S_L$ , donde  $S_r$  es el paso en el banco transversal y  $S_L$  es la distancia centro a centro al tubo mas cercano en el siguiente banco. La caída de presión es entonces

$$\Delta P = \frac{fG_s L_s}{5.22 \times 10^{10} \times D'_{v} \phi_s} \left( \frac{D'_{v}}{S_L} \right)^{0.4} \left( \frac{S_L}{S_r} \right)^{0.4} \quad \dots \text{VI.5}$$

donde  $L_s$  es el claro por donde fluiría el gas entre tubos.

## 6.5 CAIDA DE PRESION LADO DE LOS TUBOS

Cuando un fluido fluye en una tubería isotérmicamente, experimenta una disminución de presión, de la ec. 1V.27 se ve que para el flujo turbulento isotérmico, ésta es una función del número de Reynolds y además, de la rugosidad de la tubería, en forma adimensional:

$$f' = \frac{\Delta P g \rho D}{G^2 L} = \left( \frac{Dg}{\mu} \right)^4 \dots \text{Vl.6}$$

Donde  $f'$  es uno de los factores adimensionales que se encuentran en la literatura para designar el factor de fricción y  $\Delta P$  es la caída de presión en lb/pie<sup>2</sup>. Para combinación de otras ecuaciones hidrodinámicas es mas conveniente usar un factor de fricción  $f$  de manera que:

$$f = \frac{\Delta P 2g \rho D}{4G^2 L} = \frac{\alpha}{\text{Re}^4} \dots \text{Vl.7}$$

Cuando se dispone de datos experimentales, es conveniente obtener una correlación graficando  $f$  como una función del Número de Reynolds y la ecuación convencional de Flanning, como se muestra en la figura 6.15

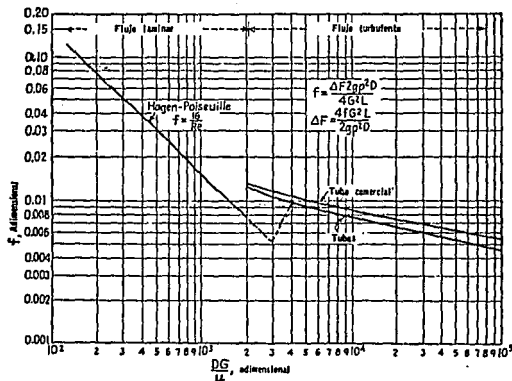


Fig. 6.15 Factores de fricción para flujo en tuberías y tubos.

En esta figura está contenido el primero y segundo término de la ecuación Vl.7,  $\Delta F/\rho$ , donde F es la caída de presión expresada en pies del líquido o:

$$\Delta F = \frac{4fGL}{2g\rho^2D} \quad . . . \text{Vl.8}$$

Para la porción de la gráfica correspondiente al flujo laminar (Re < 2100 a 2300) la ecuación para la caída de presión puede deducirse solamente de consideraciones teóricas y ha sido verificada por experimentos. Esta ecuación es:

$$\Delta F = \frac{32\mu G}{g\rho^2D^3} \quad . . . \text{Vl.9}$$

Igualando las ecs. Vl.8 y Vl.9, puesto que ambas se aplican al punto de transición del flujo laminar al turbulento, la ecuación de esta línea, conocida como la ecuación de Hagen-Poiseuille, donde f es la usada en la ec. Vl.8

$$f = 16/DG\mu$$

La ecuación VI.8 puede usarse para obtener una caída de presión en los tubos, pero se aplica principalmente a un fluido isotérmico. Sieder y Tate, estudiosos en la materia han correlacionado los factores de fricción para fluidos que se calientan o enfrían en tubos. Esas correlaciones graficadas en forma dimensional aparecen en la figura 6 del apéndice, y se usan en la ecuación:

$$P_r = \frac{fGLn}{5.22 \times 10^{10} D_s \rho} \quad (\text{lb/pie}^2) \quad . . . \text{Vl.10}$$

Donde  $n$  es el número de pasos,  $L$  la longitud, y  $L_n$  es la longitud total de la trayectoria en pies.

#### 6.6 DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURAS

Para efectuar el análisis térmico de un intercambiador de calor es conveniente usar una expresión similar a la ley de Newton de enfriamiento :

$$q = UA\Delta T \quad \dots \text{VI.11}$$

donde,  $\Delta T$  es la diferencia media de temperaturas a través del intercambiador de calor.

Sabemos que las temperaturas de los fluidos generalmente no son constantes, si no que varían de un punto a otro a medida que el calor pasa del fluido caliente al frío, y aún, para una resistencia térmica constante, el flujo de calor por unidad de área es diferente a lo largo del intercambiador. En consecuencia, para que la ecuación VI.8 sea válida es necesario encontrar un valor apropiado de  $\Delta T$  para que sea congruente con el funcionamiento del intercambiador de calor. Dicho valor es el que se conoce como *diferencia logarítmica media de temperatura*, (DTML).

$$\Delta T = \frac{(T_{c_2} - T_{f_2}) - (T_{c_1} - T_{f_1})}{\ln[(T_{c_2} - T_{f_2}) / (T_{c_1} - T_{f_1})]} \quad \dots \text{VI.12}$$

Donde,  $T_c$  y  $T_f$ , indican caliente y frío respectivamente y los subíndices 1 y 2, representan entrada y salida.

## 6.7 DEFICIENCIAS DE CONTENCIÓN Y PRESIÓN

Un recipiente diseñado para el propósito de contención de fluidos bajo presión es totalmente obvia la deficiencia de esta función si cualquier camino se abre entre el interior del recipiente y el ambiente que lo rodea. En el caso de un intercambiador de calor, si se mezclan un fluido y otro, el resultado puede estar en rangos serios desde un menor incidente o cerca de un desastre, dependiendo la naturaleza de los fluidos contenidos y del lugar de escape.

Varias causas de fallas y métodos para su prevención son considerados a continuación.

### 6.7.1 RECIPIENTES A PRESIÓN. CODIGOS Y ESTANDARES

Los recipientes a presión son normalmente diseñados para un aceptable nivel de seguridad de esfuerzos a la mas severa combinación de presión y temperatura anticipándose a su operación.

Existen varios códigos y estándares en el mundo para el diseño de recipientes a presión en donde la tensión admisible es una función de la unión metal-temperatura y naturalmente el esfuerzo también prescribe las reglas de diseño para los componentes específicos del recipiente. En Estados Unidos, la lista de éstos códigos son impuestos por la separación de estados y algunas ciudades y específicamente para usuarios individuales. Casi todos derivan de la caldera y códigos de recipientes a presión del código ASME. Prácticamente toda la presión ordinaria de los componentes de los recipientes a presión son comunes con los cambiadores de calor, así, el diseño mecánico de se-



guridad, en vista de códigos y estándares no es normalmente un problema.

#### **6.7.2 SUPLEMENTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR PARA CODIGOS DE RECIPIENTES**

Hay excepciones o limitaciones, para el tratamiento del diseño para intercambiadores de calor provisto por el código, en su mayor parte desde su punto de rugosidad, operatividad y mantenimiento, mas allá que de seguridad, por ejemplo, una tapa plana puede desviar un empaque cuando está bajo presión permitiendo el paso de una porción de entre la entrada y salida del lado del tubo de vapor, aunque si esto no es tan peligroso como un componente de un recipiente a presión, la TEMA estándar refirió para anticipar estos efectos proveer las reglas de diseño complementando los códigos de ASME para este propósito, así, también hacer los estándares del Instituto de Intercambio de Calor (HEI), también unieron en adelante la regla de diseño para tubos de hoja, estos son curiosamente carencias del código ASME.

#### **6.7.3 VIBRACIONES**

Una serie de causas de fallas en los intercambiadores de calor como recipientes a presión es la vibración de sus componentes, mas particularmente de sus tubos. Esto puede conducir a fallas de fatiga debido a concurrentes ciclos de esfuerzos de intercambio de dirección

o adelgazamiento de los componentes de las paredes como resultado de impacto o frotación de partículas de residuos unas con otras.

Cuando el Número de Reynolds es incrementado aproximadamente a 200,000 la turbulencia excita a los tubos a vibrar, lo cual hace que la supervisión del estado de los sellos sea periódico.

#### 6.7.4 NORMA OFICIAL MEXICANA

NOM-X-14-1981

"RECIPIENTES SUJETOS A PRESION - HERMETICIDAD - METODO DE PRUEBA"

Esta Norma Oficial Mexicana establece el método de prueba para determinar la hermeticidad en recipientes para contener fluidos a presión.

Al someter el recipiente a una presión neumática interna y sumergiéndolo en un recipiente con agua se detecta cualquier falla del material en la soldadura o en las paredes.

#### PROCEDIMIENTO.

En la válvula de carga y descarga del recipiente se le instala la conexión flexible y se sumerge el recipiente en la tina, mediante el sistema neumático se procede a llenar el recipiente con aire a la presión que se establece en la norma NOM del producto a probar y sostenida en el tiempo que ella especifica, al llegar a la presión deseada se verifica ésta en el manómetro, se cierra la válvula para mantener la presión deseada durante el tiempo especificado y se observa si hay o no fuga en el recipiente.

Esta norma se complementa con la norma NOM-X-15-1981 "Recipientes sujetos a presión - Comportamiento elástico - Método de prueba"

**NOM-B-194-1988**

**"TUBOS DE ACERO DE ALEACION FERRITICA Y AUSTENITICA, SIN COSTURA, PARA CALDERAS, SOBRECALENTADORES E INTERCAMBIADORES DE CALOR"**

Esta Norma Oficial Mexicana establece los requisitos que deben cumplir los tubos de acero de aleaciones ferríticas y austeníticas, sin costura, para calderas, sobrecalentadores e intercambiadores de calor.

Los grados TP-304H, TP304N, TP316H, TP316N, TP321H, TP347H Y TP348H, son adecuados para servicio de altas temperaturas, tales como para sobrecalentadores y recalentadores.

Los tamaños y espesores en que generalmente se suministran estos tubos son 3.2 mm de diámetro interior, 127 mm de diámetro exterior y de 0.4 hasta 12.7 mm de espesor de pared. Pueden suministrarse en otras dimensiones, siempre y cuando cumplan con todos los demás requisitos de esta norma.

Los requisitos de propiedades mecánicas no deben aplicarse a los tubos de diámetro exterior menor de 3.2 ó 0.4 mm de espesor de pared.

Se proporcionan requisitos suplementarios opcionales y cuando se deseen, deben indicarse en la orden de compra.

Esta norma clasifica a los tubos conforme al grado de acero que empleado en su fabricación y a sus requisitos de tensión.

En la designación de los tubos, deben indicarse, como mínimo, los siguientes datos para describirlos adecuadamente.

Nombre del material (tubos sin costura), Número de esta norma, Grado (ver tablas adjuntas), cantidad (metros o número de tramos), fabricación (acabado en caliente o en frío), tamaño (diámetro exterior y espesor de la pared), longitud, específica o de fabricación; informe de prueba, requisitos especiales y cualquier requisito suplementario seleccionado.

#### MATERIALES.

El acero para la fabricación de los tubos debe obtenerse por el proceso de horno de arco eléctrico o por otros procesos primarios aprobados por el comprador, excepto los grados T2 y T12 pueden fabricarse en un horno de hogar abierto y los grados T2, T3b, T5, T5b, T5c, T11, T12, T17, T21 y T22 pueden fabricarse por el proceso básico de oxígeno.

A la fusión primaria puede incorporársele una desgasificación o refinación por separado y seguirle una fusión secundaria empleando refusión por electroescoria o por arco al vacío. Si se emplea la fusión secundaria la colada se define como todos los lingotes obtenidos en una sola colada primaria.

#### TRATAMIENTO TERMICO.

Todos los tubos fabricados en los grados indicados en la tabla excepto en los grados T5c y T91, deben recalentarse y suministrarse en las condiciones de recocido total, recocido isotérmico y normalizados y revenidos, la temperatura mínima de revenido para los tubos de los grados T5, T5b, T7, T9, T21, T22 deben ser de 675°C y para los tubos de los grados T3b, T11, T17 de 650°C.

El recocido isotérmico aplicado a los tubos, puede involucrar austenizar aleaciones ferrosas y enseguida enfriarlos y mantenerlos dentro del intervalo de temperatura a la cual la austenita se transforma a un agregado relativamente suave de ferrita-carburo.

Todos los tubos austeníticos deben suministrarse en la condición de tratamiento térmico, excepto para los tubos de los grados H y S30-815, debe consistir en calentar los tubos a una temperatura mínima de 1040°C y templearlos en agua o enfriarlos rápidamente por otros medios.

#### COMPOSICION QUIMICA.

El acero debe cumplir con los requisitos de composición química indicados en la tabla.

El fabricante de acero debe hacer un análisis de colada para determinar el porcentaje de los elementos especificados. La composición química así determinada debe informarse al comprador o a su representante y cumplir con los requisitos especificados.

#### REQUISITOS MECANICOS.

El material debe cumplir con los requisitos de tensión. Cuando se usa la probeta de 50 mm de longitud proporcional a 4D (cuatro veces el diámetro), el alargamiento mínimo debe ser de 22% para todos los grados ferríticos.

El material con que se fabrican los tubos deben de cumplir con los requisitos de dureza indicados en la norma.

En la condición superficial los tubos de acero austenítico deben de estar libres de cascarilla y picaduras.

En la operación del conformado, los tubos cuando son insertados en la caldera o en la lámina, los tubos deben soportar operaciones

de expansión y pestañado sin presentar grietas o defectos. Los tubos para sobrecalentadores cuando sean manejados adecuadamente deben soportar las operaciones de forja, soldadura y pestañado, necesarias para su aplicación sin que se presenten defectos.

Cuando el comprador especifique tubos sin enderezar después del tratamiento térmico final (tales como serpentines), la resistencia de fluencia mínima debe reducirse en  $34 \text{ N/mm}^2$  e identificarse con la letra "U".

Esta norma se complementa con las siguientes Normas Oficiales Mexicanas vigentes:

NOM-B-1 "Métodos de análisis químico para determinar la composición de aceros y fundiciones".

NOM-B-116 "Determinación de la dureza Brinell en materiales metálicos".

NOM-119 "Método de prueba para la determinación de la dureza Rockwell y Rockwell superficial en productos de hierro y acero".

NOM-139 "Requisitos generales para tubos de acero al carbono, de aleaciones ferríticas y austeníticas".

NOM-B-172 "Métodos de prueba mecánicos para productos de acero".

NOM-B-307 "Métodos para estimar el tamaño promedio de grano de los metales".

## 6.8 SELECCION DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR WU

El intercambiador de calor WU, está diseñado para incrementar la transferencia de calor entre dos líquidos en recirculación. Es la aplicación mas común siguiendo sus procedimientos de selección. Estos son basados en el calentamiento de agua dentro de tubos limpios de cobre con circulación de agua caliente fuera de los tubos o en la coraza. La selección también puede hacerse para operación con agua caliente en los tubos y agua fría a través de la coraza usando una simple conversión de procedimientos.

Temperatura de agua	$T_{\text{tubos}_{IN}} =$	$^{\circ}\text{F}$	$T_{\text{tubos}_{OUT}} =$	$^{\circ}\text{F}$
	$T_{\text{coraza}_{IN}} =$	$^{\circ}\text{F}$	$T_{\text{coraza}_{OUT}} =$	$^{\circ}\text{F}$
Flujo de agua	$G_{\text{tubos}} =$	$^{\circ}\text{F}$	$G_{\text{coraza}} =$	$^{\circ}\text{F}$

Si una de estas condiciones no son dadas, se debe usar la gráfica "De calor y flujo" del apéndice, para determinar cualquier valor desconocido.

ETAPA 1. Después de que las condiciones de temperatura y flujo son conocidas usar del apéndice la tabla "1" de rango de flujo, para determinar un valor previo de la medida del diámetro. El flujo y tubo requeridos debe estar dentro del rango exhibido para el diámetro seleccionado.

ETAPA 2. Usando las condiciones de temperatura requerida sobre ambos lados, tubo y coraza, seleccionar el Factor de temperatura en tubo limpio de la tabla 2, del apéndice, que es un número adimensional que expresa la transferencia de calor y calentamiento de la superficie

que el radio de un intercambiador de calor WU puede producir a un flujo específico; es decir, el factor de temperatura es basado en la transferencia de calor desde el agua en la coraza al agua dentro de los tubos de un intercambiador WU multipasos basados en tubería nueva de cobre. Siempre adherir un factor de incrustación permisible por el incremento del factor de temperatura obtenido para los requerimientos de las condiciones de temperatura. Si el agua es continuamente recirculada en un sistema cerrado, adherir de 10-20%, para aplicaciones instantáneas de calentamiento adherir de 30-40%.

ETAPA 3. Cambiando a la tabla 3 del apéndice, de capacidad de los intercambiadores de calor WU para el diámetro de la coraza preliminarmente seleccionado en la etapa 1, y con el flujo de los tubos, encontrar el factor de temperatura, este valor debe ser mayor que el alcanzado en la etapa 2, de esta manera, al lado izquierdo se encuentra el tipo de intercambiador de selección.

Note en esta tabla los espacios de las mamparas para la unidad de selección e inserte este número en el espacio entre los parentesis del número de la unidad seleccionada (No necesario para unidades de 4" y 6"). Si el tamaño del intercambiador hecho con la selección preliminar no es el largo suficiente, es decir, el factor de temperatura disponible exhibido para todo tamaño de intercambiador no es el largo suficiente, moverse al siguiente diámetro de intercambiador. Estar seguro que el flujo en la coraza mantenga dentro el rango de temperatura de flujo especificada para la nueva tabla. Si no, incremente el flujo de la coraza y seleccione un nuevo factor de temperatura.

ETAPA 4. Caída de presión (P.D). Los valores son exhibidos debajo de los valores del factor de temperatura en pies en la tabla 3 para el



lado de los tubos y para el lado de la coraza, se encuentran en esa misma tabla del lado derecho, mostrando solamente la caída de presión para el mínimo y máximo rango de flujo.

### 6.8.1 EJEMPLO DE SELECCION DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR WU

La siguiente figura representa los datos y valores deseados para la selección de un intercambiador.

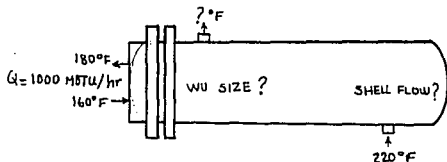


Fig. 6.16 Datos para la selección de un intercambiador.

#### DATOS.

Temperaturas  $T_{\text{tubos}_{IN}} = 160 \text{ }^{\circ}\text{F}$   $T_{\text{coraza}_{IN}} = 220 \text{ }^{\circ}\text{F}$   $T_{\text{change}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{F}$

$T_{\text{tubos}_{OUT}} = 180 \text{ }^{\circ}\text{F}$   $T_{\text{coraza}_{OUT}} = ?$

Flujo Tubos = ? Coraza = ?

Flujo de calor  $Q = 1000 \text{ MBTU/hr}$

1. De la gráfica de Calor y flujo (fig. 3 del apéndice) con  $T_{\text{change}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{F}$  y  $Q = 1000 \text{ MBTU/hr}$ .

Flujo en los tubos = 100 GPM

-De la tabla 1 con flujo en tubos = 100 GPM.

Diámetro de la coraza = 8" Flujo de la coraza = 100 GPM

-De la gráfica de Calor y flujo, con 100 GPM y 1000 MBTU

$T_{change} = 20^{\circ}F$  se obtiene  $T_{coraza_{OUT}} = 200^{\circ}F$

2. De la tabla 2, con los datos conocidos y:

$T_{rise} = 20^{\circ}F$   $T_{drop} = 20^{\circ}F$  y Heating water =  $220^{\circ}F$

Factor de temperatura  $F_t = 17.08 \times 20\% = 20$  aprox.

3. Con flujo de los tubos = 100 GPM, 8" de diámetro y  $F_t = 20$

De la tabla 3, se selecciona un intercambiador de calor

B&G WUS7-2(4)

(4) es el número del espacio de los deflectores en pulgadas.

## 6.9 DISEÑO TERMICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO

De una caldera se elimina un afluente de calor importante del cual se está desperdiciando calor, y se pretende adaptar un conjunto o banco de tubos a la chimenea de la caldera, de tal manera que se recupere energía desperdiciada en calor útil.

El objetivo es presentar un estudio del desarrollo que se debe realizar para el cálculo de un intercambiador de flujo cruzado con tubos aletados que satisfagan la necesidad requerida.

Para lo mencionado anteriormente, se cuentan con los siguientes datos de la caldera:

Combustible: gas natural

Régimen de quemado: 91 kg/hr

Capacidad de vapor: 1568 lts/hr

Presión de operación:  $9.14 \text{ kg/cm}^2 = 8.96 \text{ bar}$

- Eficiencia. De la ecuación V.8

$$\eta_c = \frac{Q_a}{Q_s} = \frac{W(h_1 - h_2)}{P_{CC}}$$

- Calor suministrado ( $Q_a$ )

$$\bar{P}\bar{V} = \frac{R_u T}{M_M} \quad P = 766 \text{ mmHg} = 1.0133 \text{ bar} \quad R_u = 0.08314 \text{ bar m}^3/\text{kg mol K}$$
$$T = 20 \text{ }^\circ\text{C} = 293 \text{ K}$$

Como la masa molecular es de una mezcla.

$$M_M = \sum (\% \text{ molar} \times M_{M \text{ componentes}})$$

Gas natural = metano + etano + bióxido de carbono + nitrógeno

Y sabemos que, el porcentaje de cada componente en el gas natural es:

92% de  $\text{CH}_4$ , 6.8% de  $\text{C}_2\text{H}_6$ , 7% de  $\text{CO}_2$  y 0.5% de  $\text{N}_2$

$$M_u = 0.92(16.04) + .068(30.07) + 0.007(44.01) + 0.005(28)$$

$$M_u = 17.24963 \text{ kg/kg mol}$$

- Volumen.

$$\bar{V} = \frac{0.08314(293)}{17.24963(1.0133)} = 1.3936696 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \rightarrow \quad \rho = 0.7175302 \text{ kg/m}^3$$

- Consumo de combustible.

$$C_c = 91 \text{ kg/hr} \times 1.393696 \text{ m}^3/\text{kg} = 126.82393 \text{ m}^3/\text{hr}$$

- Poder calorífico.

$$P_c = 11,720^1 \text{ kcal/kg} \times 0.7175302 \text{ kg/m}^3 = 8409.45 \text{ kcal/m}^3$$

- Calor aprovechado (Qa)

- Evaporación real

$$W_r = W_E/F_v$$

- Factor de evaporación

De la tabla 11 del apéndice,  $F_v = 1.118$

- Evaporación equivalente

$$1568 \text{ lts/hr}$$

$$W_r = 1568/1.118 = 1402.50 \text{ lts/hr} \quad 1402.50 \text{ kg/hr}$$

- Eficiencia

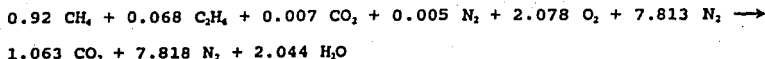
$$\eta_c = \frac{845,270.8 \text{ kcal/hr}}{13771 \text{ kcal/m}^3 \times 46.94 \text{ m}^3/\text{hr}} \times 100 = 80 \%$$

Un analizador de gases nos ha indicado que existe un 9% de CO<sub>2</sub> y 2% de O<sub>2</sub> en los gases productos de la combustión. Debemos saber que porcentaje de oxígeno se tiene en la reacción química en el quemador.

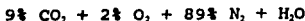
Sabemos que la reacción estequiométrica del gas natural es:

---

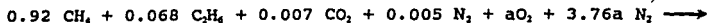
<sup>1</sup> dato PEMEX



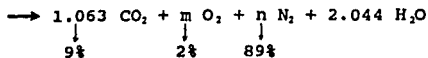
Con los porcentajes indicados en los productos de la combustión:



Balaceando la ecuación estequiométrica:



$$\Sigma \text{ C} = 1.063 \quad \Sigma \text{ H}_2 = 2.044$$



En el análisis estequiométrico tenemos que por cada unidad volumétrica de combustible se necesitan 9.891 unidades volumétricas de aire y generan 10.925 unidades de gases producto.

Si tenemos 2% de oxígeno en los gases de combustión, esto es:

$$10.925 \frac{m}{100\%} = 2\% \quad m = 0.2185$$

Suma del oxígeno  $\text{O}_2$  en los gases de combustión:

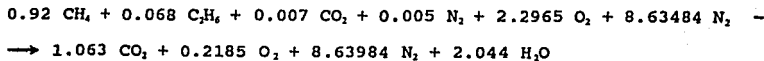
$$1.063 + 0.2185 + 1.022 = 2.3035$$

$$\text{así, } 0.007 + a = 2.3035 \quad \longrightarrow \quad a = 2.2965$$

Balaceando el nitrógeno

$$0.005 + 3.76(2.2965) = n \quad \longrightarrow \quad n = 8.63984$$

La reacción química completas es:



Esto nos indica que:

$$0.92 + 0.068 + 0.007 + 0.005 = 1 \text{ (Unidad vol. de combustible)}$$

$2.2965 + 8.63484 = 10.93134$  (Unidades volumétricas de aire) arrojan,  
 $1.063 + 0.2185 + 8.63984 + 2.044 = 11.96534$  (Unidades volumétricas  
de productos de combustión).

Si el combustible se quema con una cantidad de aire teórica sin  
exceso de  $2.078 \text{ O}_2 + 7.813 \text{ N}_2 = 9.891$ , y de la reacción química ante-  
rior:  $2.2965 \text{ O}_2 + 8.63484 \text{ N}_2 = 10.93134$ , entonces:

$$(10.93134/9.891) \times 100 = 110\%$$

El cual representa un 10% de exceso de aire en la combustión.

Si se desea saber la relación aire combustible, se debe obtener  
el cociente de las masas moleculares de aire y del combustible en la  
reacción química completa. En el caso del análisis estequiométrico.

$$M_{\text{COMB}} = 0.92(16.04) + 0.068(30) + 0.007(44) + 0.005(28) = 17.208$$

$$M_{\text{AIRE}} = 2.078(32) + 7.813(28) = 285.25 \quad (\text{Kg mol/Kg}_{\text{COMB}} \text{ O}_{\text{AIRE}})$$

$$AC = 285.25/17.208 = 16.57 \text{ kg}_{\text{AIRE}}/\text{kg}_{\text{COMB}}$$

Muchos hidrocarburos requieren una razón aire-combustible cerca-  
no a 15 ó 16 para una combustión estequiométrica. La razón AC en  
nuestro caso es:

$$AC = 16.57 \text{ kg}_{\text{AIRE}}/\text{kg}_{\text{COMB}} \times 1.10 = 18.23 \text{ kg}_{\text{AIRE}}/\text{kg}_{\text{COMB}}$$

Para los combustibles gaseosos, el cálculo para el contenido  
calorífico de los gases se expresa:

$$Q = m \text{ cp}_m (T - T_0)$$

donde  $\text{cp}_m$  es el calor específico dado en base de un volumen normal de  
gas promediado sobre el rango de temperatura  $(T - T_0)$  y los componen-  
tes de la mezcla.  $\text{cp}_m = \sum Y_i \text{cp}_i$

Para obtener el  $c_p$ , la ecuación debe expresarse en forma molar y los valores de calores específicos se expresan atendiendo a la masa.

COMPONENTE	FRACCION MOLAR O VOLUMETRICA $X_i$	% DE MOLES EN LA MEZCLA $N_i$	MASA MOLAR $M_i$	MASA POR 100 MOLES DE LA MEZCLA $N_i M_i$	ANALISIS DE MASA $Y_i = N_i M_i / \sum N_i M_i$
CO <sub>2</sub>	1.063	8.8840	44.01	390.9848	0.1407
O <sub>2</sub>	0.2185	1.8260	32.00	58.432	0.0210
N <sub>2</sub>	8.63984	72.2072	28.00	2021.8016	0.7275
H <sub>2</sub> O	2.044	17.0827	18.02	307.8305	0.1108
TOTAL	11.96534	100.0000		2779.0789	1.0000

De tablas el valor del  $c_p$  a la temperatura promedio ( $T - T_0$ ) (300°C - 20°C) para cada componente es:

CO<sub>2</sub> 1.046, O<sub>2</sub> 0.988, N<sub>2</sub> 1.065 y H<sub>2</sub>O 1.0863 (kJ/kg K)

$$c_{p_m} = \sum Y_i c_{p_i} = (0.1407 \times 1.046) + (0.021 \times 0.988) + (0.7275 \times 1.065) + (0.1108 \times 1.863) = 1.15 \text{ kJ/kg K} \quad (0.275 \text{ BTU/lb R})$$

Las ecuaciones de la combustión nos indican también que cuando los productos se encuentran en condiciones normales, 1 m<sup>3</sup> de combustible y 10.9 m<sup>3</sup> de aire con 10% de exceso, generan 11.96534 m<sup>3</sup> de productos.

Para un régimen de quemado de 91 kg/hr ó 126.822393 m<sup>3</sup>/hr, el aire requerido es, 126.822393 X 10.9 = 1382.3809 m<sup>3</sup>/hr.

El flujo total de combustible y aire es casi exactamente igual a: 1382.3809 + 126.822393 = 1509.2033 m<sup>3</sup>/hr.

Esto corresponde a una descarga de gases de:  
11.96534 X 91 = 1088.8459 m<sup>3</sup>/hr

Para una rapidez de descarga de gas de combustión de 1088.845 m<sup>3</sup>/hr y una temperatura de 300°C = 573 K, la rapidez total de calor se encuentra.

$$Q = 1088.8459 \text{ m}^3/\text{hr} \times 1.15 \text{ kJ/kg K} \times (573 - 293) \text{ K}$$

Para obtener un análisis dimensional coherente, debemos multiplicar el gasto volumétrico por su densidad y para obtener ésta debemos aplicar la ecuación general del estado gaseoso.

$$P = \rho RT \quad \bar{R} = R_u/M_u \quad M_u = \sum n_i M_i$$

$$M_u = 0.08884(44) + 0.01826(32) + 0.722072(28) + 0.170827(18) =$$

$$= 27.786956 \text{ kg/kg mol}$$

$$\bar{R} = 0.08314 \frac{\text{bar m}^3}{\text{kg mol K}} \times \frac{1 \text{ kg mol}}{27.7858 \text{ kg}} = 0.003 \frac{\text{bar m}^3}{\text{kg K}}$$

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{1.0133 \text{ bar}}{0.003 \frac{\text{bar m}^3}{\text{kg K}} \times 573 \text{ K}} = 0.59 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 1088.8459 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.59 \text{ kg/m}^3 \times 1.15 \text{ kJ/kg K} \times (573 - 293) =$$

$$206858.94 \text{ kJ/hr}$$

Para acoplar el banco de tubos en la chimenea, debemos considerar en primera instancia la cantidad de calor que podemos extraer de los gases de combustión, es decir, debemos saber cual es la temperatura de punto de rocío de los gases, ya que, si extraemos demasiado calor nos treará como consecuencia precipitación de agua dentro de la chimenea, formación de moho, corrosión y pérdida de eficiencia del intercambiador y finalmente un vano esfuerzo por recuperar calor de desperdicio.



$$W_1 = 1088.8459 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$T_{1s} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{2s} = ? \text{ }^\circ\text{C}$$

De la figura 4 del apéndice se tiene una temperatura de rocío de  $130 \text{ }^\circ\text{F} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$

Consideremos  $T_{2s} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$  como una temperatura de seguridad.

Si tenemos una alimentación de la caldera de 1568 lts. a  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  y deseamos aumentar la temperatura del agua de alimentación, se tiene que:

$$Q_{\text{calentado}} = Q_{\text{calentado}}$$

$$W_1 c_p \Delta T = W_2 c_p \Delta T$$

$$1088.8459 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.59 \text{ kg/m}^3 \times 1.15 \text{ kJ/kg} \times (573 - 293) \text{ K} = 206858.94 \text{ kJ/hr.}$$

$$1568 \frac{\text{lts}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ lts}} \times \frac{1000 \text{ kg}}{\text{m}^3} \times 4.188 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} (T_2 - 60 \text{ }^\circ\text{C}) = 206858.94 \text{ kJ/hr}$$

$$T_{2s} = 91.5 \text{ }^\circ\text{C. Consideramos } 91^\circ\text{C}$$

- Determinación del área de transferencia de calor.

$$Q = U_o A \Delta T \quad \longrightarrow \quad A = Q / U_o \Delta T$$

Del la tabla 4 del apéndice obtenemos el coeficiente de calor total de diseño ( $U_o$ ).

$$U_o = \frac{50 \text{ BTU}}{\text{hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}} \times \frac{1.055 \text{ kJ } 1 \text{ pie}^2}{1 \text{ BTU} \times (0.305)^2 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{F}} = \frac{567.05187 \text{ kJ}}{\text{hrm}^2 \text{ }^\circ\text{F}}$$

$\Delta T$  para el agua.

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln(t_1 - t_2) / (T_1 - t_1)} = \frac{t_1 - t_2}{\ln t_1 / t_2}$$

$T_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$	ALTA TEMPERATURA	$t_2 = 91 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_1 = 209 \text{ }^\circ\text{C}$
$T_2 = 140 \text{ }^\circ\text{C}$	BAJA TEMPERATURA	$t_1 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_2 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$
$160 \text{ }^\circ\text{C}$	DIFERENCIA	$31 \text{ }^\circ\text{C}$	$129 \text{ }^\circ\text{C}$

$$MLDT = \frac{209 - 80}{\ln(209/80)} = 134.33196 \text{ }^\circ\text{C} = 273.79 \text{ }^\circ\text{F}$$

- Area de transferencia.

$$A = \frac{206858.94 \text{ kJ/hr}}{567.05187 \text{ kJ/hr m}^2 \text{ }^\circ\text{F}(273.79^\circ\text{F})} = 1.3324 \text{ m}^2$$

Los tubos del intercambiador deben ser del mismo diámetro de la tubería de entrada a la caldera (1 1/4"). Así que:

Diámetro de los tubos = 0.03175 m.

Perímetro =  $\pi \times 0.03175 = 0.09975 \text{ m} \times 1\text{m/m lineal} = 0.09975 \text{ m}^2/\text{m lineal}$

Area/m lineal = 0.09975 m<sup>2</sup>/m lineal.

$1.3324 \text{ m}^2 / 0.09975 \text{ m}^2/\text{m lineal} = 13.357393 \text{ m}$

Este último resultado nos indica que para esa área de transferencia se requiere una longitud de 13.357393 m de tubería de ese diámetro.

$13.357393 \text{ m} / 0.35 \text{ m/tubo} = 38.16398 \text{ tubos} \rightarrow 39 \text{ tubos}$

Para la sección de 0.35 m. de la chimenea se necesitan 39 tubos que pasen por la sección transversal de la chimenea.

Si únicamente atraviesan 18 tubos la sección transversal de la chimenea, el área faltante la agregaremos aletando los tubos.

$$A_{\text{TRANS}} = 18 \times 0.09975 \text{ m} \times 0.35 \text{ m} = 0.628425 \text{ m}^2$$

Resta una área de 0.703975 m<sup>2</sup> que será de las aletas.

Las aletas tendrán una altura de 9/32".

$A_{ALETA} = \pi/4 [(0.0460375 \text{ m})^2 - (0.03175 \text{ m})^2] \times 2 \text{ caras} = 0.0017457 \text{ m}^2$   
 $0.703975 \text{ m}^2 / 0.0017457 \text{ m}^2/\text{aleta} = 403.2623 \text{ aletas}$ ; que es el primer número indicador del número de aletas necesarias para la transferencia.

$A_{ALETAS} = \pi/4 [(0.0460375 \text{ m})^2 - (0.03175 \text{ m})^2] \times 2 \text{ caras} \times \text{No de aletas}$

$A_{TUBOS} = (\pi \times 0.03175 \text{ m} \times 0.35 \text{ m} \times 18) - (\pi \times 0.03175 \text{ m} \times 0.002 \text{ m} \times \text{No. de aletas})$

No.DE ALETAS	$A_{ALETAS} \text{ m}^2$	$A_{TUBOS} \text{ m}^2$	$A_{TOTAL} \text{ m}^2$
404	0.7052909	0.547816	1.2531069
450	0.7855963	0.5386273	1.3242236
456	0.7960709	0.537444	1.3335149
468	0.8170202	0.5350504	1.3520707

456 aletas satisfacen el área de transferencia. Para que sea un número entero de aletas en cada tubo:

468 aletas/18 tubos = 26 aletas/tubo

Por lo que se consideran 468 aletas.

- Diámetro equivalente.

$d_e = \frac{2(\text{área de la aleta} + \text{área del tubo liso})}{\pi \times \text{Perímetro proyectado}}$

-Perímetro proyectado



$$P_p = (2 \times \text{altura de la aleta} \times 2 \times \text{No de aletas}) + (\text{long} \times 2) =$$

$$P_p = (2 \times 0.0071437 \text{ m} \times 2 \times 26) + (0.35 \text{ m} \times 2) = 1.4429448 \text{ m}$$

$$D_s = \frac{2 (1.3520707 \text{ m}^3) / 18}{\pi \times 1.4429448 \text{ m}} = 0.5965252 \text{ m} \quad (1.9558203 \text{ pie})$$

- Area de flujo del intercambiador. (s = en la coraza)

a<sub>s</sub> = Area libre - Area de los tubos - Area de las aletas

$$a_s = (0.35 \text{ m})^2 - (2 \times 0.03175 \text{ m} \times 0.35 \text{ m}) - (2 \times 0.0071437 \text{ m} \times 0.002 \text{ m} \times 26 \times 5) = 0.0632228 \text{ m}^2$$

- No de Reynolds.

$$Re_s = D_s G_s / \mu$$

- Masa velocidad

$$G_s = W_s / a_s$$

$$G_s = \frac{1088.8459 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.7175302 \text{ kg/m}^3}{0.0632228 \text{ m}^2} = \frac{12357.564 \text{ kg}}{\text{hr m}^2}$$

$$G_s = 2520.9702 \frac{\text{lb}}{\text{hr pie}^2}$$

- Viscosidad.

Para obtener la viscosidad de la mezcla de gases debemos obtener la viscosidad de cada compuesto de la mezcla a la temperatura media de la temperatura.

$$T = 300 + 140 / 2 = 220 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la tabla 6 del apéndice se tiene:

COMPUESTO	VISCOSIDAD ( $\mu$ )	$Y_i =$ FRACCION MASA	$M_i Y_i$
CO <sub>2</sub>	0.0225	0.1407	0.0031657
O <sub>2</sub>	0.0290	0.0210	0.000609
N <sub>2</sub>	0.0260	0.7275	0.018915
H <sub>2</sub> O	0.017	0.1108	0.0188968
			$\Sigma 0.0300543$

$$\mu = 0.0300543 \text{ cp.}$$

$$\mu = 0.0300543 \text{ cp} \times 2.42^2 = 0.0727314 \text{ lb/pie hr}$$

$$Re = 1.9558203 \text{ pie} \times \frac{2520.9702 \text{ lb}}{\text{hr pie}^2} / \frac{0.0727314 \text{ lb}}{\text{pie hr}} = 67791.417$$

<sup>2</sup> Factor de conversión

- Coeficiente de transferencia de calor en la aleta.

$$h_c = j_c (k/D_c) (c\mu/k)^{1/2}$$

- Factor de transferencia de calor en la aleta.

De la figura 5 del apéndice.

$$j_c = 250$$

- Conductividad térmica del gas.

De la tabla 7 del apéndice.

$$K = 0.02 \frac{\text{BTU}}{\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/pie}}$$

- No. de Prandtl.

$$(c\mu / K)^{1/2} = (0.25 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} \times 0.0727314 \text{ lb/pie hr} / 0.02 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/pie})^{1/2} = 0.7433$$

- Relación de viscosidad del gas libre y en el tubo.

Debido a que la viscosidad del fluido libre y la del tubo es insignificante.

$$\phi_c = (\mu / \mu_w) = 1$$

- Coeficiente de transferencia de calor en la aleta.

$$h_c = j_c (k/D_c) (c\mu/k)^{1/2}$$

$$h_c = 250 (0.02 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/pie} / 0.1086566 \text{ pie}) (0.7433) =$$

$$h_c = 34.204089 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- Eficiencia de la aleta.

De la figura 1  $(r_o - r_i) \sqrt{h'_i / KY}$ .

- Factor de obstrucción.

De la tabla 8 del apéndice  $Rd_o = 0.003$

- Coeficiente de transferencia generado por  $Rd_o$ .

$hd_o = 1/Rd_o = 1/0.003 = 333.333 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

- Coeficiente de transferencia de calor generado en la aleta.

$h'_i = \frac{hd_o h_i}{hd_o + h_i} = \frac{(333.333)(34.204089)}{333.333 + 34.204089} = 4.9864766 \frac{\text{BTU}}{\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$

$r_o = \text{Diámetro int}/2 + \text{espesor de la aleta} + \text{altura de la aleta}$

$r_o = 1.2 \text{ plg}/2 + 0.065 \text{ plg} + 9/32 \text{ plg} = 0.90625 \text{ plg} = 0.0755208 \text{ pie}$

$r_i = \text{Diámetro int}/2 + \text{espesor de la pared}$

$r_i = 1.12 \text{ plg}/2 + 0.065 \text{ plg} = 0.625 \text{ plg} = 0.0520833 \text{ pie}$

$y_o = 0.001 \text{ m} = 0.03937 \text{ plg} = 0.0032808 \text{ pie}$

$r_o/r_i = 0.0230187/0.015875 = 1.45$

K = Conductividades térmicas de diferentes materiales para las aletas.

TIPO DE MATERIAL	CONDUCTIVIDAD TERMICA (BTU/pie <sup>2</sup> °F/pie)	$(r_2 - r_1) \sqrt{h' / KY_1}$	EFICIENCIA
ACERO	21	0.4973237	0.91
ALUMUNIO	155	0.1830555	0.95
COBRE	207	0.158403	0.96
LATON	67	0.278427	0.93
PLOMO	18	0.5371709	0.88

Se puede apreciar que cualquier material con las condiciones de la aleta proporcionan una eficiencia muy alta; pero consideraremos la de mayor valor.

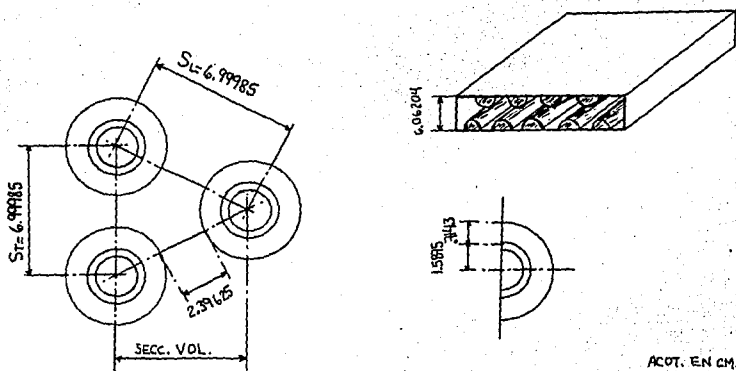
- Caída de presión en el intercambiador.

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 L_s}{5.22 \times 10^{10} D_s' e_s s \rho_s \left( \frac{D_s' e_s}{S_s} \right)^{0.4} \left( \frac{S_s}{S_s} \right)^{0.6}}$$

- Diámetro volumétrico para flujos cruzados.

$D_s' e_s = 4 \times \text{volumen libre neto} / \text{superficie friccional}$





ACOT. EN CM.

Fig. 6.17 Distribución y medidas de los tubos dentro del intercambiador.

$$\text{Volumen libre neto} = (0.35 \text{ m} \times 0.35 \text{ m} \times 0.06062 \text{ m}) - [1/2(5+4) \pi/4 (0.03175 \text{ m})^2 (0.35 \text{ m})] - \{1/2(5+4) \pi/4 [(0.0460375 \text{ m})^2 - (0.03175 \text{ m})^2] (0.002 \text{ m}) (26)\} = 0.0070971 \text{ m}^3$$

- Superficie friccional

$$S.F. = 1/2(5+4) (1.3520707 \text{ m}^2/18) = 0.3380176 \text{ m}^2$$

$$D'a = 4(0.0070971 \text{ m}^3) / 0.3380176 \text{ m}^2 = 0.0839849 \text{ m} \quad (0.2753603 \text{ pie})$$

- No. de Reynolds para la caída de presión.

$$Re = D' a_e G_s / \mu$$

$$Re = (0.2753603 \text{ pie}) (2520.9702 \text{ lb/hr pie}^2) / 0.0727314 \text{ lb/pie hr} =$$

$$Re = 9544.3671$$

De la figura 5 del apéndice se tiene el factor de fricción.

$$f = 0.003 \text{ pie}^2/\text{plg}^2$$

- Gravedad específica

$$s = \rho / 62.5^3$$

$$= 0.59 \text{ kg/m}^3 \times 1 \text{ lb}/0.456 \text{ kg} \times (0.305 \text{ m})^3 / 1 \text{ pie}$$

$$= 0.0367101 \text{ lb/pie}$$

$$s = 0.0367101 / 62.5 = 0.0005873$$

- Longitud de la trayectoria

( $L_p$  = Distancia del eje del banco X No. de tubos)

$$L_p = 0.0606204 \text{ m} \times 4 = 0.2424816 \text{ m} \quad (0.7950216 \text{ pie})$$

$$(D' a_e / S_T)^{0.44} = (0.0839849 \text{ m} / 0.0699985 \text{ m})^{0.44} = 1.0755856$$

$$(S_L / S_T)^{0.44} = 1$$

$$\Delta P_s = \frac{(0.003) (2520.9702)^2 (0.7950216) (1.0755856) (1)}{(5.22 \times 10^{10}) (0.2753603) (0.0005873) (1)} = 0.0019312 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

---

<sup>3</sup> Factor de transformación

EN LOS TUBOS.

- Diámetro interior. De la tabla 9 . Diámetro 1 1/4" BWG.

$$D_i = 1.12 \text{ plg.} = 0.028448 \text{ m.} \quad ( 0.0932721 \text{ pie} )$$

- Area de flujo/tubo De la tabla 9

$$a' = 0.985 \text{ plg}^2 = 0.0006354 \text{ m}^2/\text{tubo}$$

- Area de flujo total (toda el agua pasa por cada tubos)

$a_1 = \text{No. de tubos} \times \text{área de flujo/tubo} / \text{No. de pasos}$

$$a_1 = 18 \times 0.0006354 \text{ m}^2 / 18 = 0.0006354 \text{ m}^2 \quad ( 0.0068304 \text{ pie}^2 )$$

- Masa velocidad.

$$G_1 = w/a_1$$

$$G_1 = 1568 \text{ lts/hr} \times 1 \text{ kg/lts} / 0.0006354 \text{ m}^2 = 2467736.9 \text{ kg/hr m}^2 \\ ( 503423.73 \text{ lb/hr pie}^2 )$$

- Viscosidad. De la tabla 6 del apéndice.

$$a \text{ temperatura promedio } t_{\text{prom}} = 91 + 60 / 2 = 75.5 \text{ }^\circ\text{C} \quad ( 167.9 \text{ }^\circ\text{F} )$$

$$= 0.44 \text{ cp} \times 2.42^4 = 1.0648 \text{ lb/pie hr}$$

- No. de Reynolds. ( Para caída de presión )

$$Re_1 = D_i G_1 / \mu$$

$$Re_1 = 0.0932712 \text{ pie} \times 503423.73 \text{ lb/hr pie}^2 / 1.0648 \text{ lb/pie hr} =$$

$$Re_1 = 44097.422$$

---

<sup>4</sup> Factor de conversión.

- Velocidad.

$$V = \frac{G_1}{3600 \rho} = \frac{2467736.9 \text{ kg}}{\text{hr m}^3} \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ kg}} \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ seg}} = 0.6854824 \frac{\text{m}}{\text{seg}} = 2.247483 \frac{\text{pie}}{\text{seg}}$$

- Coeficiente de película.

De la tabla 10 del apéndice.

$$h_1 = 560 \text{ BTU/hr pie}^2\text{F} \times 0.88 = 492.8 \text{ BTU/hr pie}^2\text{F}$$

- Coeficiente de obstrucción.

$$R_d = 0.003$$

- Coeficiente de transferencia generado por  $R_d$ .

$$1/0.003 = 333.333 \text{ BTU/hr pie}^2\text{F}$$

Debido a que la viscosidad libre y en la pared de los tubos su variación es mínima, la consideramos de igual valor, es decir:

$$\phi_1 = (\mu/\mu_w) = 1$$

- Coeficiente de transferencia de calor generado en el interior del tubo.

$$h'_1 = \frac{hd_1 h_1}{hd_1 + h_1} = \frac{(333.333)(492.8)}{333.333 + 492.8} = 198.83784 \frac{\text{BTU}}{\text{hr pie}^2\text{F}} = \frac{455.8 \text{ kJ}}{\text{hr m}^2\text{K}}$$

- Factor de fricción

Con  $Re_1 = 44097.422$  de la figura 6 del apéndice.

$$f = 0.00018 \text{ pie}^2/\text{plg}^2$$

- Caída de presión en los tubos.

$$\Delta P_1 = \frac{f G_1^2 L_n}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_1}$$

$$\Delta P_r = \frac{0.00018 \times (503423.73)^2 \times 1.147541 \times 18}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0932721 \times 1 \times 1} = \frac{0.1935344 \text{ lb}}{\text{plg}^2}$$

Presión que se debe sumar a las pérdidas por tramos rectos de tubería y cambios de dirección en ella.

#### 6.10 RESULTADO ECONOMICO

En vista de que el agua precalentada requiere menos combustible para producir la misma cantidad de vapor, se tiene un ahorro directo en combustible, pero la reducción de combustible significa un requerimiento menos de aire y esto a su vez significa una cantidad menor de productos de escape, y por tanto, menores pérdidas de calor en la tubería.

Los beneficios económicos se pueden apreciar como sigue:

Si estimamos que el calentar agua a 91°C en vez de 60°C como lo era en la caldera normalmente, ahorramos 5% de combustible. Con una carga constante para 365 días trabajando las 24 horas se tiene un ahorro anual de:

$$91 \times 365 \times 24 \times 0.05 = 39858 \text{ kg/año.}$$

Si el precio del gas natural es de N\$ 0.95 el kg. el ahorro anual en dinero es:

$$N\$ 0.95 \times 39850 = N\$ 37,857.50$$

Cantidad que vale la pena ahorrar.

## CONCLUSIONES

La conservación de la energía, en el contexto de este trabajo, significa la reducción del desperdicio de energía o una mayor eficiencia en su utilización. El término conservación no debe confundirse con racionalización.

El uso eficiente de los energéticos, es un tema que ha dado a los ingenieros de todo el mundo a realizar equipos de recuperación de calor de desperdicio.

En nuestro país, que cuenta con una gran reserva de hidrocarburos y que sus combustibles son de bajo costo, no se ha dado una preocupación mayor del dinero que se tira a través de las descargas de calor que se eliminan de un proceso industrial; ya que, invertir en equipos de recuperación de calor desperdicio, conlleva a períodos largos de recuperación de la inversión.

Los aumentos en los precios en los hidrocarburos en los años recientes y aumentos aún mayores que se darán mientras estos se sigan agotando, dará un cambio fundamental a la economía en la recuperación de calor de desperdicio. Esto también significará mayor eficiencia en los equipos y un aumento en la utilidad de las empresas.

## NOHENCLATURA

MW	- Megawatts.
$\rho$	- Densidad.
w	- Peso específico.
g	- Gravedad.
P	- Presión.
F	- Fuerza.
A	- Area.
Q	- Calor.
W	- Trabajo.
$\Delta E$	- Incremento de energía.
$\delta$	- Cantidad infinitesimal.
d	- Cambio infinitesimal.
U	- Energía interna.
H	- Entalpía.
V	- Volumen.
m	- Masa.
$c_v$	- Calor específico a volumen constante.
$c_p$	- Calor específico a presión constante.
$\Delta T$	- Incremento de temperatura.
$h_{tr}$	- Entalpía de transformación.
$h_{st}$	- Entalpía de sublimación.
$h_{fr}$	- Entalpía de fusión.
$h_{ig}$	- Entalpía de vaporización.
$\bar{V}$	- Volumen específico base molar.
$R_u$	- Constante universal de los gases.
$\bar{R}$	- Constante particular de los gases.
M	- Masa molecular.
N	- Número de moles.
Y	- Fracción molar.
$m_m$	- masa de la mezcla.
$\eta_t$	- Eficiencia térmica.
$T_H$	- Temperatura alta.
$T_L$	- Temperatura baja.

$Q_H$  - Calor alto.  
 $Q_L$  - Calor bajo.  
 $S$  - Entropía.  
 $B$  - Disponibilidad.  
 $K$  - Conductividad Térmica.  
 $dx$  - Diferencial de longitud.  
 $L$  - Longitud.  
 $R$  - Resistencia térmica.  
 $r_e$  - Radio exterior.  
 $r_i$  - Radio interior.  
 $A$  - Area el cilindro hueco.  
 $dr$  - Diferencial del radio.  
 $h$  - Coeficiente de calor por convección.  
 $T_w$  - Temperatura de la pared.  
 $T$  - Temperatura del ambiente.  
 $h_i$  - Coeficiente de calor por convección interior.  
 $h_o$  - Coeficiente de calor por convección exterior.  
 $\mu$  - Viscosidad.  
 $D$  - Diámetro.  
 $u$  - Velocidad.  
 $w$  - Razón de flujo de un fluido.  
 $a$  - Area transversal del ducto.  
 $\alpha$  - Constante adimensional de proporcionalidad.  
 $I$  - Función de Bessel.  
 $t_s$  - Temperatura del agua caliente o vapor de salida.  
 $t_f$  - Temperatura del agua fría o de alimentación.  
 $U$  - Coeficiente de transferencia de calor total.  
 $t_m$  - Temperatura media logarítmica.  
 $CC$  - Caballo caldera.  
 $Fe$  - Factor de evaporación.  
 $WE$  - Evaporación nominal.  
 $Wr$  - Evaporación real.  
 $R$  - Porcentaje de carga.  
 $Cr$  - Capacidad real de carga.  
 $Cn$  - Capacidad nominal de carga.



- $\eta$  - Eficiencia de la caldera.
- $h_v$  - Entalpía de vapor.
- $h_a$  - Entalpía del agua.
- $P_c$  - Poder calorífico.
- $C_c$  - Consumo de combustible.
- $Q_s$  - Calor suministrado.
- $Q_p$  - Calor perdido.
- $NPSH$  - Carga neta de succión positiva.
- $AC$  - Relación aire-combustible.
- $h$  - Altura de la chimenea.
- $d_i$  - Densidad de gases.
- $d_e$  - Densidad del exterior.
- $D$  - Diámetro.
- $B$  - Presión barométrica.
- $g$  - Gravedad.
- $V$  - Velocidad teórica de los gases quemados.
- $K$  - Coeficiente de velocidad.
- $J_h$  - Factor de transferencia de calor.
- $D_e$  - Diámetro equivalente.
- $P_T$  - Espaciado de los tubos.
- $d_o$  - Diámetro exterior.
- $f$  - Factor de fricción.
- $\Delta F$  - Caída de presión en pies del líquido.
- $N$  - Número de deflectores.
- $P_p$  - Perímetro proyectado.
- $s$  - Gravedad específica.
- $\phi$  - Relación de viscosidades fluido-pared.
- $\rho$  - Densidad.
- $G$  - Masa velocidad.
- $D_c$  - Diámetro de la coraza.
- $D'_{vol}$  - Diámetro volumétrico.
- $L_T$  - Claro por donde fluye el gas entre los tubos.
- $S_L$  - Distancia entre centros de los tubos de un banco.
- $S_T$  - Distancia entre centros de un tubo de un banco a otro.
- $P_T$  - Caída e presión en los tubos.

- U - Coeficiente de transferencia de calor total.
- Tc - Temperatura caliente.
- Tf - Temperatura fría.
- G - Gasto.
- P.D. - Caída de presión en un intercambiador WU.

## APENDICE

	Página
Figura 1. Eficiencia de la aletas .....	179
Figura 2. Factor de transferencia de calor .....	180
Tabla 1. Rango de flujo .....	181
figura 3. Calor y flujo .....	182
Tabla 2. Factor de temperatura en tubo limpio .....	183
Tabla 3. Capacidad de rango de flujo en la coraza .....	185
Figura 4. Temperatura de rocío de gases de combustión ....	187
Tabla 4. Coeficiente de calor total de diseño .....	188
Tabla 5. Viscosidad de líquidos .....	189
Tabla 6. Viscosidad de gases .....	191
Figura 5. Factor de transferencia de calor en la aleta ...	193
Tabla 7. Conductividad térmica de gases .....	194
Tabla 8. Factor de obstrucción .....	195
Tabla 9. Datos de tubos para condensadores e inter- cambiadores de calor .....	197
Tabla 10. Coeficientes de película .....	198
Figura 6. Coeficientes de fricción en tubos BWG .....	199
Tabla 11. Factor de evaporación .....	200
Tabla 12. Prueba de hermeticidad .....	201
Tabla 13. Requisitos químicos para aceros .....	202
Figura 7. Emisividad para el Bióxido de carbono .....	205
Figura 8. Emisividad para el vapor de agua .....	208

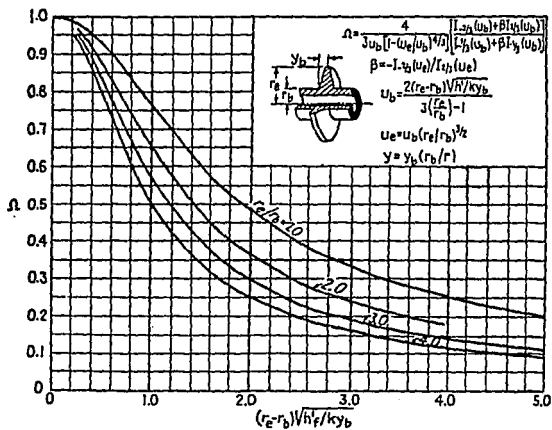
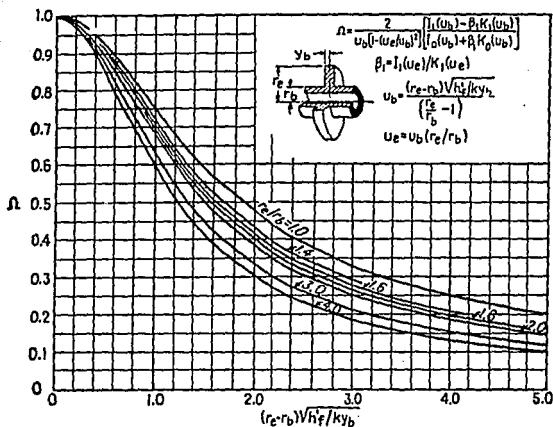


Fig. 1 Eficiencias de aletas. Cuando no hay factor de obstrucción reemplace  $h'$  por  $h_f$ . (Gardner, Transactions of the ASME)

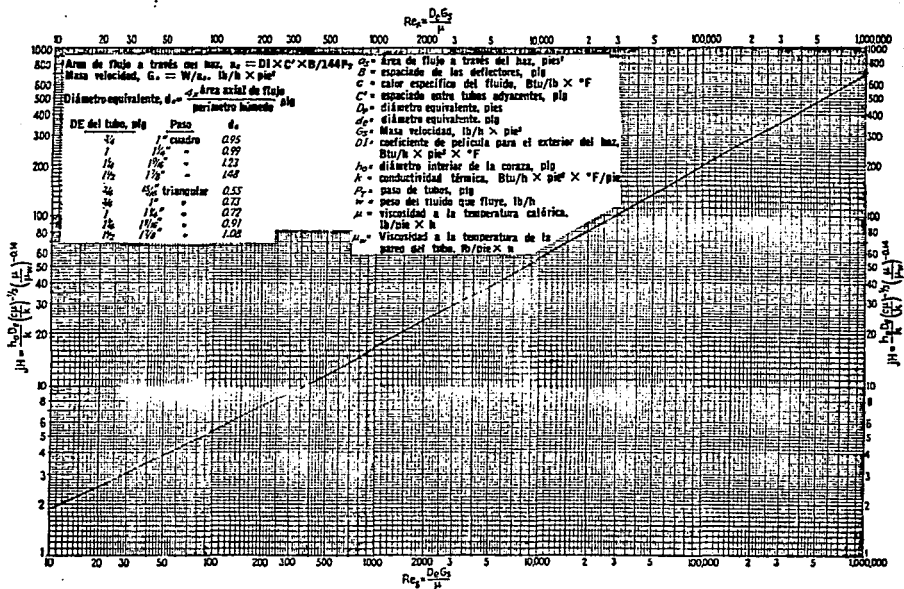


Fig. 2 Curva de transferencia de calor para lado de la coraza con haz de tubos con deflectores regmentados 25%

TABLA 1. RANGO DE FLUJO

WU FLOW RANGE TABLE

SHELL DIAMETER	TUBE FLOW	SHELL FLOW
4"	2 - 30 GPM	30 - 60 GPM
6"	2 - 80 GPM	60 - 120 GPM
8"	4 - 160 GPM	55 - 220 GPM
10"	10 - 325 GPM	100 - 340 GPM
12"	10 - 450 GPM	80 - 500 GPM
14"	20 - 600 GPM	75 - 530 GPM
16"	80 - 800 GPM	110 - 700 GPM
18"	100 - 1000 GPM	210 - 1240 GPM
20"	100 - 1400 GPM	240 - 930 GPM

Consult the factory for WU selections outside these minimum and maximum flow rates. Maximum shell flow is higher in 6 pass units only. See capacity table.

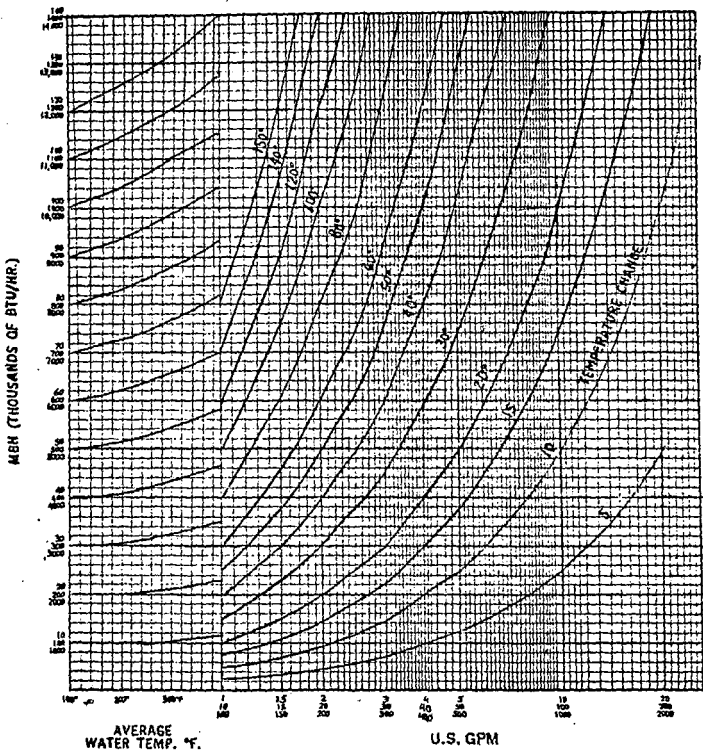


Fig. 3 CALOR Y FLUJO

TABLE 2

CLEAN TUBE TEMPERATURE FACTORS

220° HEATING WATER

HEATER WATER		TEMPERATURE DROP											
in	out	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	10
40	60	4.58	4.67	4.76	4.86	5.07	5.30	5.56	5.84	6.16	6.52	6.54	74
	80	9.62	9.82	10.03	10.25	10.72	11.24	11.82	12.47	13.21	14.02	15.64	16
	100	15.30	15.64	16.09	16.37	17.18	18.08	19.10	21.63	23.63	25.16	28.16	22
	120	21.89	22.41	22.96	23.58	24.89	26.79	29.57	33.87	39.25	45.25	53.17	43
	140	29.83	30.62	31.47	32.38	34.39	36.74	39.53	43.94	47.28	53.03		
	180	39.89	41.24	45.59	44.05	47.39	51.48	56.66					
	180	56.56	56.56	58.57	61.68	68.31	77.50						
50	70	4.8	4.89	4.99	5.10	5.33	5.59	5.88	6.20	6.56	6.98	7.47	80
	90	10.12	10.34	10.57	10.82	11.34	11.93	12.59	13.34	14.21	15.23	16.46	17
	110	16.20	16.58	16.98	17.40	18.32	19.36	20.56	21.94	23.58	25.57	23.06	31
	130	26.37	27.51	28.61	29.69	31.79	34.39	38.58	43.99	50.00	56.87	64.87	53
	150	35.25	33.19	34.20	35.29	37.75	40.69	44.29	48.90	55.13			
	170	44.09	45.65	47.36	49.24	53.67	59.37	67.18					
	190	62.37	65.45	69.00	73.16	84.35							
60	80	5.04	5.15	5.26	5.38	5.68	5.93	6.25	6.62	7.05	7.54	8.14	88
	100	10.70	10.95	11.21	11.44	12.08	12.75	13.52	14.40	15.44	16.70	18.25	20
	120	17.26	17.69	18.15	18.64	19.70	20.93	22.35	24.04	26.09	28.67	32.09	36
	140	25.16	25.86	26.61	27.41	29.21	31.33	33.87	37.03	41.12	46.78		
	160	35.25	36.40	37.65	39.00	42.80	45.98	50.86	57.81	68.37			
	180	45.76	46.19	48.36	50.83	56.90	62.90	71.96					
	200	49.53	80.02	85.45	94.86								
80	100	5.66	5.79	5.94	6.09	6.43	6.81	7.25	7.77	8.39	9.16	10.14	11
	120	12.20	12.52	12.86	13.22	14.03	14.96	16.07	17.40	19.05	21.20	24.18	28
	140	20.06	20.65	21.28	21.96	23.50	25.32	27.56	30.40	34.19	39.72		
	160	30.09	31.12	32.24	33.41	36.33	39.92	44.66	51.40				
	180	45.76	46.19	48.36	50.83	57.01	65.94						
		200	69.34	74.35	80.64	88.97							
100	120	6.53	6.21	6.91	7.12	7.59	8.14	3.88	9.62	10.68	12.12	14.81	18
	140	14.35	14.81	15.80	15.82	17.02	18.47	20.29	22.66	26.00	31.33		
	160	24.34	25.23	26.20	27.28	29.80	33.04	37.45	44.06				
	180	36.20	40.19	42.21	44.52	50.40	59.20						
		200	63.25	68.10	74.25	82.50							
		200	63.25	68.10	74.25	82.50							
110	115	1.66	1.71	1.76	1.81	1.94	2.08	2.25	2.47	2.75	3.14	3.46	49
	120	3.39	3.49	3.60	3.71	3.97	4.27	4.64	5.11	5.72	6.60	7.15	11
	125	5.20	5.36	5.53	5.71	6.11	6.60	7.20	8.07	9.17	10.47	12.56	
	130	7.10	7.62	7.56	7.81	8.39	9.08	9.94	11.34	12.56	14.87	16.75	
	150	15.85	16.40	17.00	17.66	19.20	21.12	23.66	27.24	33.03			
	170	27.46	28.62	29.94	31.35	34.89	39.75	47.19					
	190	45.28	47.92	51.03	54.77	65.48							
120	125	1.81	1.87	1.93	1.99	2.14	2.33	2.55	2.85	3.26	3.90	5.22	
	130	3.71	3.83	3.96	4.10	4.42	4.80	5.29	5.94	6.86	8.38	12.07	
	135	5.71	5.96	6.11	6.32	6.83	7.46	8.26	9.33	10.92	13.70		
	140	7.82	8.08	8.37	8.69	9.42	10.32	11.49	13.10	15.57	20.37		
	160	17.75	18.46	19.23	20.10	22.16	24.89	28.79	35.19				
		180	31.73	33.32	35.15	37.25	42.74	51.39					
130	135	2.0	2.07	2.14	2.22	2.42	2.65	2.97	3.40	4.08	5.50		
	140	4.11	4.25	4.41	4.59	5.00	5.00	5.70	7.19	8.51	12.81		
	145	6.34	6.45	6.83	7.12	7.78	8.63	9.78	11.47	14.48			
	150	8.73	9.06	9.43	9.83	10.79	12.04	13.77	16.44	21.67			
	170	20.29	21.22	22.27	23.47	26.46	30.77	37.99					
		190	37.98	40.39	43.27	46.80	57.32						
140	145	2.24	2.32	2.42	2.53	2.78	3.11	3.58	4.31	5.85			
	150	4.62	4.80	5.01	5.24	5.78	6.53	7.59	9.35	13.74			
	155	7.16	7.47	7.80	8.18	9.09	10.33	12.17	15.46				
	160	9.91	10.35	10.83	11.38	12.73	14.61	17.52	23.34				
	180	23.81	25.14	26.57	28.48	33.37	41.76						
		200	48.27	52.62	58.39	65.54							
150	155	2.55	2.66	2.79	2.94	3.30	3.80	4.60	6.30				
	160	5.29	5.54	5.82	6.14	6.94	8.09	10.03	14.93				
	165	8.27	8.68	9.14	9.67	11.02	13.05	16.71					
	170	15.53	12.33	12.81	13.61	15.67	18.92						
	190	35.12	31.20	33.73	36.92								
		210	70.59	84.37									



160	155	2.98	3.13	3.32	3.53	4.09	4.98	6.88				
	175	6.23	6.58	6.99	7.46	8.75	10.92	16.50				
	180	9.83	10.42	11.10	11.92	14.20	18.36					
	200	13.86	14.75	15.20	17.08	20.78	28.48					
	220	38.16	42.12	47.51	55.60							
170	175	3.60	3.83	4.12	4.46	5.47	7.65					
	180	7.62	8.16	8.81	9.62	12.11	18.68					
	185	12.20	13.14	14.29	15.76	20.65						
	190	17.52	19.01	20.89	23.38	32.80						
	210	58.73	72.12									
180	185	4.58	4.97	5.48	6.16	8.75						
	190	9.89	10.84	12.09	13.82	21.96						
	195	16.25	18.03	20.44	24.06							
	200	24.20	27.32	31.90	39.79							
	220											
190	195	6.35	7.18	8.38	10.44							
	200	14.29	15.49	20.00	27.32							
	205	24.89	29.83	39.34								
	210	41.06	54.03									
	230											
200	205	10.60	13.47	21.30								
	210	26.79	38.90									
	215	63.19										
	220											
	240											
210	215	38.48										
	220											
	225											
	230											
	250											
220	225											
	230											
	235											
	240											
230	235											
	240											
240	245											
	250											

TABLE 3.

8" DIAMETER "WU" CAPACITY TABLE SHELL FLOW RANGE 55 TO 220 GPM.

2.84 PASS 6 PASS

65 MIN MAX MIN MAX

(Std)	4"	55 to 110 GPM	90 to 180 GPM
	6"	80 to 160 GPM	140 to 280 GPM
	8"	110 to 220 GPM	180 to 360 GPM

"WU" NUMBER	TUBE FLOW IN GPM																		MIN	MAX
	4	6	8	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	100	120	140	160		
WU13-6( )	79	70	59	50.5	39.2	32.5	29.4	25.9	23.4	21.5	18.5								1.5	5.3
WU14-6( )	103	93.4	79	67.2	52.2	43.4	39.2	34.5	31.2	28.6	24.6								3	7
WU15-6( )	131	116	98.5	84	63.3	54.1	49	43.1	39	36.8	30.8								2.5	9
WU16-6( )	140	118	101	78.5	65	58.7	51.8	46.8	43	36.9	33.7								3	11
WU17-6( )		138	117	91.5	76	68.5	60.5	54.1	50	43	36.9								3.5	12.5
WU18-6( )			134	105	78.5	66.6	69	62.3	57.8	49.2	45.1								4	14
WU19-6( )				118	97.5	88	77.5	70	64.5	55.3	51.3								4.5	16
Avg. Vel. 8"-6pass	0.8 f/s	0.9	1.2	1.5	2.3	3.0	3.8	4.6	5.3	6.0	7.6								2.0	4.0
WU13-4( )				51	36.8	31.7	26.7	23.8	21.6	20.8	17	15	13.8	12.5					1.5	5.3
WU14-4( )				68	49.6	43.5	36	32	29.2	27.4	22.9	20.5	18.8	16.4					2	7
WU15-4( )				84	61	53.5	44	39.2	36.8	34	28.1	23.5	22.8	20.3					2.5	9
WU16-4( )				101	73.6	67.3	53.3	47.5	43.3	40.7	34	30	27.6	25					3	11
WU17-4( )				119	87.5	79.1	62.5	55.7	51	48.1	40	35.6	32.4	28.9					3.5	12.5
WU18-4( )				136	99.3	91	72	64	58.3	55.6	45.8	41	37.2	33.5					4	14
WU19-4( )				154	112	102	81	72.5	66	62.3	51.7	45.8	41	37.4					4.5	16
Avg. Vel. 8"-4pass				10%	1.5	1.9	2.4	2.8	3.2	3.6	4.6	5.4	6.4	7.2					2.0	4.0
WU13-2( )					25	21.1	18.4	16.4	15	12.9	12	10.3	9.8	8.8	7.7	6.8	6.2	5.5	1.5	5.3
WU14-2( )					34	28.5	24.8	22.2	20	17.4	17.1	14.2	13.9	11.2	10.3	9.4	8.6	8.2	2	7

WU15-2()					42	35	30.4	27.1	25	21.3	20.6	17.4	17.2	14.4	12.6	10.9	10.1	2.5	9
WU16-2()					51	42.3	36.8	32.8	30	25.8	24.9	21	20.5	17.6	15	13.3	12.5	3	11
WU17-2()					59	49.6	43.2	38.6	35	30.3	29.2	24.7	23.8	20	18.2	16.6	14.5	3.5	12.5
WU18-2()					68	57	49.5	44.3	40	34.8	33.5	28.4	27.9	23.2	20.5	17.9	16.4	4	14
WU19-2()					77	64.4	56	50	45	39.2	37.8	32	31.2	26.4	23.9	20.3	18.7	4.5	16
					10s	1.2	1.4	1.6	1.8					4.5	5.4	6.3	7.2	2.0	4.0

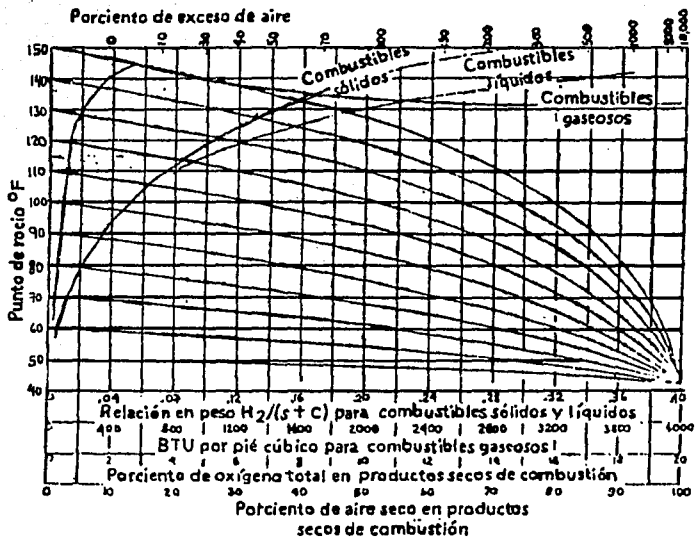


Fig. 4 Puntos teóricos de rocío de los productos de la combustión.

**TABLA 4 VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO. LOS VALORES INCLUYEN UN FACTOR DE OBSTRUCCION TOTAL DE 0.003 Y CAIDA DE PRESION PERMISIBLE DE 5 A 10 LB/PLG<sup>2</sup> EN LA CORRIENTE QUE CONTROLE**

**Enfriadores**

Fluido caliente	Fluido frío	$U_D$ total
Agua	Agua	250-500 *
Metanol	Agua	250-500 *
Amoniaco	Agua	250-500 *
Soluciones acuosas	Agua	250-500 *
Sustancias orgánicas ligeras <sup>1</sup>	Agua	75-150
Sustancias orgánicas medias <sup>2</sup>	Agua	50-125
Sustancias orgánicas pesadas <sup>3</sup>	Agua	5- 75
Gases	Agua	2- 50
Agua	Salmuera	100-200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40-100

**Calentadores**

Fluido caliente	Fluido frío	$U_D$ total
Vapor de agua	Agua	200-700 *
Vapor de agua	Metanol	200-700 *
Vapor de agua	Amoniaco	200-700 *
Vapor de agua	Soluciones acuosas:	
Vapor de agua	menos de 2.0 cp	200-700
Vapor de agua	Más de 2.0 cp	100-500 *
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	50-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	100-200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	6-60
Vapor de agua	Gases	5-50 *

**Intercambiadores**

Fluido caliente	Fluido frío	$U_D$ total
Agua	Agua	250-500 *
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500 *
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	30-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	10-40

<sup>1</sup> Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 centipoises e incluyen benceno, tolueno, acetona, etanol, metil-etil-cetona, gasolina, kerosén y nafta.

<sup>2</sup> Las sustancias orgánicas medias tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 centipoises e incluyen kerosén, strawoil, gasoil caliente, aceite de absorbedor caliente y algunos crudos.

<sup>3</sup> Sustancias orgánicas pesadas tienen viscosidades mayores de 1.0 centipoises e incluyen gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible, petróleo crudo reducido, breas y asfaltos.

\* Factor de obstrucción 0.001.

\* Caída de presión de 20 a 30 lb/plg<sup>2</sup>.

\* Estas tasas están influenciadas grandemente por la presión de operación.

Tabla 5

**VISCOSIDADES DE LIQUIDOS\***  
Para usarse como Coordenadas con la Fig. 14

Líquido	X	Y	Líquido	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.8	Cloruro Estánico	13.5	12.8
Acetato de Amilo	11.8	12.5	Cresol, meta	2.5	20.8
Acetato de Butilo	12.3	11.0	Dibromoetano	12.7	15.8
Acetato de Etilo	13.7	9.1	Dicloroetano	13.2	12.2
Acetato de Metilo	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.9
Acetato de Vinilo	14.0	8.8	Difenilo	12.0	18.3
Acetona 100%	14.5	7.2	Eter Etilico	14.5	5.3
Acetona 35%	7.9	15.0	Etilbenceno	13.2	11.5
Agua	10.2	13.0	Etilenglicol	6.0	23.6
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Fenol	6.9	20.8
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Formiato de Etilo	14.2	8.4
Acido Butírico	12.1	15.3	Freon 11	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Freon 12	16.8	5.6
Acido Fórmico	10.7	15.8	Freon 21	15.7	7.5
Acido Isobutírico	12.2	14.4	Freon 22	17.2	4.7
Acido Nítrico 95%	12.8	13.8	Freon 113	12.5	11.4
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Freon 114	14.6	8.3
Acido Propiónico	12.8	13.8	Glicerina 100%	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 110%	7.2	27.4	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.8	Heptano	14.1	8.4
Acido Sulfúrico 60%	10.2	21.3	Hexano	14.7	7.0
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hidróxido de Sodio 50%	3.2	25.8
Alcohol Amílico	7.5	18.4	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Butílico	8.6	17.2	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etilico 100%	10.5	13.8	Isobutano	14.5	3.7
Alcohol Etilico 95%	9.8	14.3	Mercurio	18.4	16.4
Alcohol Etilico 40%	6.5	16.6	Metanol 100%	12.4	10.5
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.6	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isobutílico	7.1	18.0	Metanol 40%	7.8	15.5
Alcohol Isopropílico	8.2	16.0	Metiltilecetona	13.9	8.6
Alcohol Octílico	6.2	21.1	Naftaleno	7.9	18.1
Alcohol Propílico	9.1	16.5	Nitrobenceno	10.6	16.2
Amoniaco 100%	12.6	2.0	Nitrotolueno	11.0	17.0
Amoniaco 26%	10.1	13.9	Octano	13.7	10.0
Anhidrido Acético	12.7	12.8	Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Anilina	8.1	18.7	Oxalato de Dimetilo	12.3	15.8
Anisol	12.3	13.5	Oxalato de Dipropilo	10.3	17.7
Benceno	12.5	10.9	Pentacloroetano	10.9	17.3
Bióxido de Azufre	15.2	7.1	Pentano	14.9	5.2
Bióxido de Carbono	11.6	0.3	Propano	15.3	1.0
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5	Salmuera CaCl <sub>2</sub> 25%	6.6	15.9
Bromo	14.2	13.2	Salmuera NaCl 25%	10.2	16.6
Bromotolueno	20.0	15.9	Sodio	16.4	13.9
Bromuro de Etilo	14.5	8.1	Tetracloroetano	11.9	15.7
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetileno	14.2	12.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Ciclohexanol	2.9	24.3	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3
Clorobenceno	12.3	12.4	Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Cloroforno	14.4	10.2	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo	16.2	10.9
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.8	10.5
Clorotolueno, para	13.3	12.5	Tolueno	13.7	10.4
Cloruro de Etilo	14.8	6.0	Turpentina	11.5	14.9
Cloruro de Metilo	15.0	3.8	Xileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Xileno, meta	13.9	12.1
Cloruro de Sulfurilo	15.2	12.4	Xileno, para	13.9	10.9

\* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook 3d. ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.

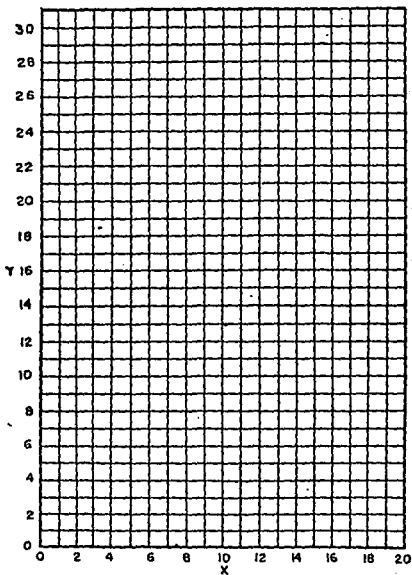
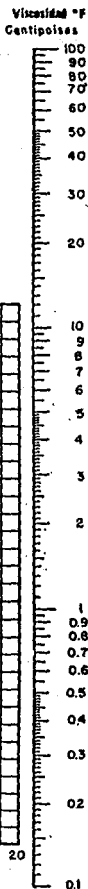
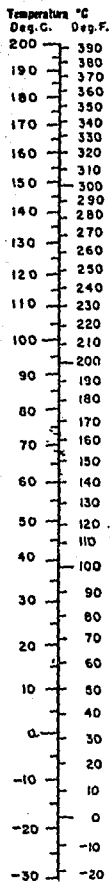


tabla 5 Viscosidades de líquidos. (Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3a. ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950)

Tabla 6

VISCOSIDADES DE GASES\*  
Para usarse como Coordenadas con la Fig. 15

Gas	X	Y
Acetato de Etilo	8.5	13.2
Acetona	8.9	13.0
Acetileno	9.8	14.9
Acido Acético	7.7	14.3
Agua	8.0	16.0
Aire	11.0	20.0
Alcohol Etilico	9.2	14.2
Alcohol Metílico	8.5	15.6
Alcohol Propílico	8.4	13.4
Amoniaco	8.4	16.0
Argón	10.5	22.4
Benceno	8.5	13.2
Bromo	8.9	19.2
Buteno	9.2	13.7
Butileno	8.9	13.0
Dióxido de Azufre	9.6	17.0
Dióxido de Carbono	9.5	18.7
Bisulfuro de Carbono	8.0	16.0
Bromuro de Hidrógeno	8.8	20.9
Cianógeno	9.2	15.2
Ciclohexano	9.2	12.0
Cianuro de Hidrógeno	9.8	14.9
Cloro	9.0	18.4
Cloroformo	8.9	15.7
Cloruro de Etilo	8.5	15.6
Cloruro de Hidrógeno	8.8	18.7
Cloruro de Nitrógeno	8.0	17.6
Etano	9.1	14.5
Eter Etilico	8.9	13.0
Etileno	9.5	15.1
Fúdor	7.3	23.8
Freon 11	10.6	15.1
Freon 12	11.1	16.0
Freon 21	10.8	15.3
Freon 22	10.1	17.0
Freon 113	11.3	14.0
Helio	10.9	20.5
Hexano	8.6	11.8
Hidrógeno	11.2	12.4
3H <sub>2</sub> + 1N <sub>2</sub>	11.2	17.2
Yodo	9.0	18.4
Yoduro de Hidrógeno	9.0	21.3
Mercurio	5.3	22.9
Metano	9.9	15.5
Monóxido de Carbono	11.0	20.0
Nitrógeno	10.6	20.0
Oxido Nítrico	10.9	20.5
Oxido Nitroso	8.8	19.0
Oxígeno	11.0	21.3
Pentano	7.0	12.8
Propano	9.7	12.9
Propileno	9.0	13.8
Sulfuro de Hidrógeno	8.8	18.0
Tolueno	8.8	12.4
2, 3, 3-Trimetilbutano	9.5	10.5
Xenón	9.3	23.0

\* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook" 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York 1950.



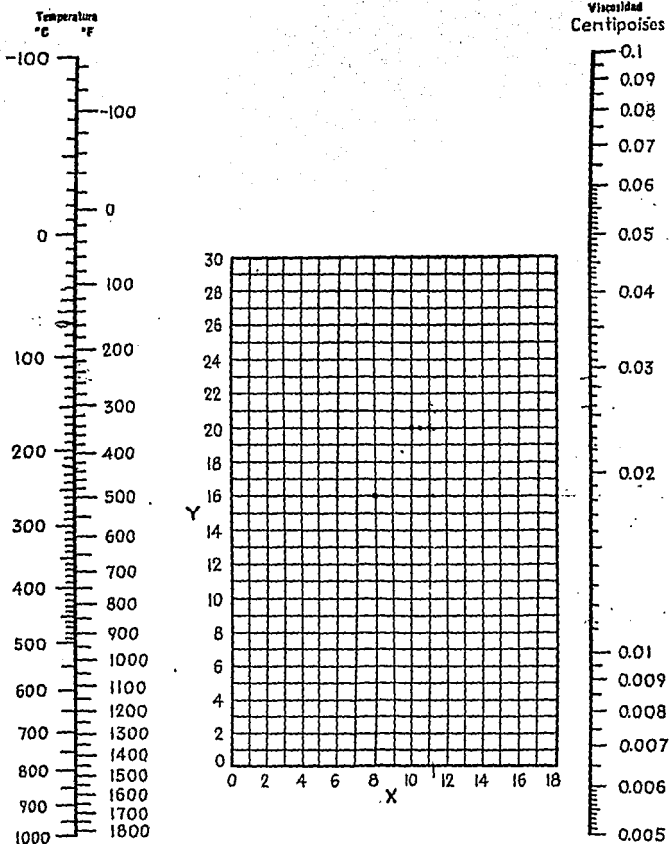


Tabla 6 Viscosidades de Gases. (Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3d. ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950)

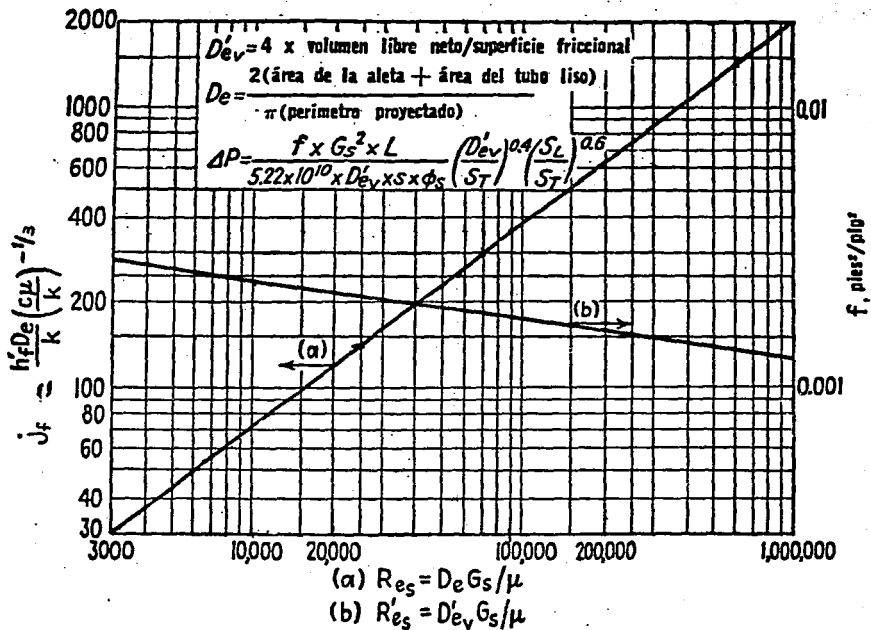


Fig. 5 Factor de transferencia de calor en la aleta.

Tabla 7. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE GASES Y VAPORES \*

$$k = \text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^{\circ}\text{F}/\text{pie})$$

Los valores extremos de la temperatura constituyen el rango experimental. Para extrapolación a otras temperaturas, se sugiere que los datos consignados se grafiquen como log de  $k$  vs. log de  $T$  o que se haga uso de la suposición de que la razón  $c_{\mu}/k$  es prácticamente independiente de la temperatura (o de la presión, dentro de límites moderados).

Sustancia	*F	k	Sustancia	*F	k
Acetato de etilo .....	115	0.0072	Diclorodifluorometano .....	32	0.0048
	212	0.0098		122	0.0064
	363	0.0141		212	0.0080
Alcohol .....	68	0.0089	Etano .....	32	0.0072
	212	0.0135		-94	0.0068
	363	0.0195		-29	0.0086
Cloruro .....	32	0.0055	Etileno .....	32	0.0108
	212	0.0095		212	0.0175
	413	0.0132		-96	0.0064
Eter .....	32	0.0077	Heptano (n.) .....	32	0.0101
	115	0.0099		122	0.0131
	212	0.0131		212	0.0112
Acetona .....	363	0.0189	Hexano (n.) .....	392	0.0103
	413	0.0209		212	0.0103
	32	0.0057		32	0.0072
Acetileno .....	115	0.0074	Hexeno .....	68	0.0080
	212	0.0099		32	0.0061
	363	0.0147		212	0.0109
Acetileno .....	103	0.0068	Hidrógeno .....	-148	0.0065
	32	0.0108		-58	0.0083
	122	0.0140		32	0.100
Aire .....	212	0.0172	Hidrógeno y óxido de carbono. 0% H <sub>2</sub> .....	122	0.115
	148	0.0095		212	0.159
	32	0.0140		572	0.178
Alcohol metílico .....	212	0.0183	Hidrógeno y óxido de carbono. 20% H <sub>2</sub> .....	32	0.0083
	392	0.0226		.....	0.0165
	572	0.0265		.....	0.0270
Acetato .....	32	0.0083	Hidrógeno y óxido de carbono. 40% H <sub>2</sub> .....	.....	0.0410
	212	0.0128		.....	0.0620
	32	0.0059		.....	0.10
Amoníaco .....	68	0.0068	Hidrógeno y óxido de carbono. 60% H <sub>2</sub> .....	32	0.0100
	-76	0.0095		.....	0.133
	32	0.0128		.....	0.212
Benceno .....	122	0.0137	Hidrógeno y óxido de carbono. 80% H <sub>2</sub> .....	.....	0.313
	212	0.0185		.....	0.438
	32	0.0052		.....	0.635
Benceno .....	115	0.0073	Hidrógeno y óxido de carbono. 100% H <sub>2</sub> .....	32	0.0133
	212	0.0103		.....	0.212
	363	0.0152		.....	0.313
Bióxido de azufre .....	413	0.0176	Hidrógeno y óxido de carbono. 0% H <sub>2</sub> .....	.....	0.0002
	32	0.0050		.....	0.0170
	212	0.0069		.....	0.0270
Bióxido de carbono .....	32	0.0085	Mercurio .....	.....	0.0680
	-58	0.0068		-32	0.0187
	32	0.0085		-148	0.100
Bisulfuro .....	32	0.0133	Metano .....	-58	0.0145
	392	0.0181		32	0.0175
	572	0.0228		32	0.0215
Monóxido .....	32	0.0040	Nitrógeno .....	-148	0.0095
	45	0.0045		32	0.0140
	-312	0.0041		122	0.0160
Tetracloruro .....	-294	0.0046	Óxido nítrico .....	212	0.0180
	32	0.0135		-94	0.0103
	115	0.0041		32	0.0138
Butano (n.) .....	212	0.0052	Óxido nítrico .....	32	0.0077
	363	0.0065		32	0.0087
	32	0.0078		212	0.0128
Butano (iso.) .....	212	0.0135	Óxigeno .....	-148	0.0095
	32	0.0080		32	0.0119
	212	0.0139		32	0.0142
Ciclohexano .....	212	0.0095	Pentano (n.) .....	122	0.0164
	32	0.0043		212	0.0185
	32	0.0038		32	0.0074
Cloroformo .....	115	0.0046	Pentano (iso.) .....	68	0.0083
	212	0.0058		32	0.0072
	363	0.0077		212	0.0127
Cloruro de metileno .....	32	0.0039	Propano .....	32	0.0087
	115	0.0049		212	0.0151
	212	0.0063		32	0.0076
Cloruro de metilo .....	413	0.0095	Sulfuro de hidrógeno .....	115	0.0120
	32	0.0053		212	0.0137
	115	0.0072		392	0.0187
Cloruro de metilo .....	212	0.0094	Vapor de agua .....	572	0.0248
	363	0.0130		752	0.0315
	413	0.0148		932	0.0441

Tabla 8. FACTORES DE OBSTRUCCION \*

Temperatura del medio calefactor .....	Hasta 240°F		240-400°F †	
Temperatura del agua .....	125°F o menos		Más de 125°F	
Agua	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua de mar .....	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural .....	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada .....	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar .....	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos) .....	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos .....	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo .....	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi .....	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schykill .....	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay .....	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago .....	0.003	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia .....	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal) .....	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas .....	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada .....	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas .....	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas .....	0.002	0.002	0.002	0.002

† Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F, y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

FRACCIONES DE PETROLEO

Aceites (industriales):		Líquidos (industriales):	
Combustible .....	0.005	Orgánicos .....	0.001
Aceite de recirculación limpio .....	0.001	Líquidos refrigerantes, calefacción, enfriadores, o evaporantes .....	0.001
Aceites para maquinarias y transformadores .....	0.001	Salmueras (enfriamiento).	0.001
Aceite para quenching ...	0.004	Unidades de destilación atmosférica:	
Aceites vegetales .....	0.003	Fondos residuales, menos de 25°API .....	0.005
Gases, vapores (industriales):		Fondos residuales, de 25° API o más .....	0.002
Gas de hornos de coque, gas manufacturado ...	0.01		

TABLA 8 FACTORES DE OBSTRUCCION \*

Gases de escape de máquinas Diesel.....	0.01	Unidades de destilación atmosférica:	
Vapores orgánicos .....	0.0005	Vapores superiores sin tratar .....	0.0013
Vapor (sin aceite) .....	0.0	Vapores superiores tratados	0.003
Vapores de alcohol .....	0.0	Cortes intermedios .....	0.0013
Vapor, de escape (con aceite) .....	0.001	Unidades de destilación al vacío:	
Vapores refrigerantes (condensando de compresores recíprocos) ....	0.002	Vapores superiores a aceite:	
Aire .....	0.002	De la torre de burbujeo (condensador parcial)	0.001
Vapores superiores en condensadores enfriados por agua:		Del tanque flash (sin reflujo apreciable) ..	0.003
De la torre de burbujeo (condensador final) ...	0.001	Acetate delgado .....	0.002
Del tanque flash .....	0.04	Vapores superiores ....	0.001
Cortes intermedios:		Gasolina .....	0.0005
Acetate .....	0.001	Debutanizador, Depropanizador, Depentanizador y unidades de Alkilación:	
Para agua .....	0.002	Alimento .....	0.001
Fondos residuales, menos de 20° API .....	0.005	Vapores superiores .....	0.001
Fondos residuales, más de 20° API .....	0.002	Enfriadores de producto .	0.001
Estabilizador de gasolina natural:		Calderetas de producto ..	0.002
Alimento .....	0.0005	Alimento del reactor ....	0.002
Vapores superiores .....	0.0005	Unidades de tratamiento de lubricantes:	
Enfriadores de producto e intercambiadores .....	0.0005	Alimento de acetate solvente	0.002
Calderetas de producto ..	0.001	Vapores superiores .....	0.001
Unidades de eliminación de HS <sub>2</sub> :		Acetate refinado .....	0.001
Para vapores superiores ..	0.001	Intercambiadores calentadores de acetate refinado enfriados por agua † ..	0.003
Intercambiadores enfriadores de solución .....	0.0016	Gomas y breas:	
Caldereta .....	0.0016	Generadores de vapor enfriados por acetate ....	0.005
Unidades de Cracking:		Enfriados por agua .....	0.003
Alimento gas-oil:		Solvente .....	0.001
Menos de 500°F .....	0.002	Unidades desasfaltizadoras:	
500°F y más .....	0.003	Acetate de alimento .....	0.002
Alimento de nafta:		Solvente .....	0.001
Menos de 500°F .....	0.002	Asfalto y resina:	
Más de 500°F .....	0.004	Generadores de vapor enfriados por acetate.	0.005
Separador de vapores vapores del separador, tanque flash, y vaporizador)	0.006	Enfriados por agua...	0.003
		Vapores de solvente ....	0.001

TABLA 9 DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES  
E INTERCAMBIADORES DE CALOR

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg <sup>2</sup>	Superficie por pie lin. pies <sup>2</sup>		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334	0.1707	0.401	
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
		17	0.058	0.884		0.613	0.2314
	18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545	
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.68
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
		17	0.058	1.13		1.01	0.2969
	18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688	
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3003	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
		17	0.058	1.38		1.50	0.3623
	18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831	

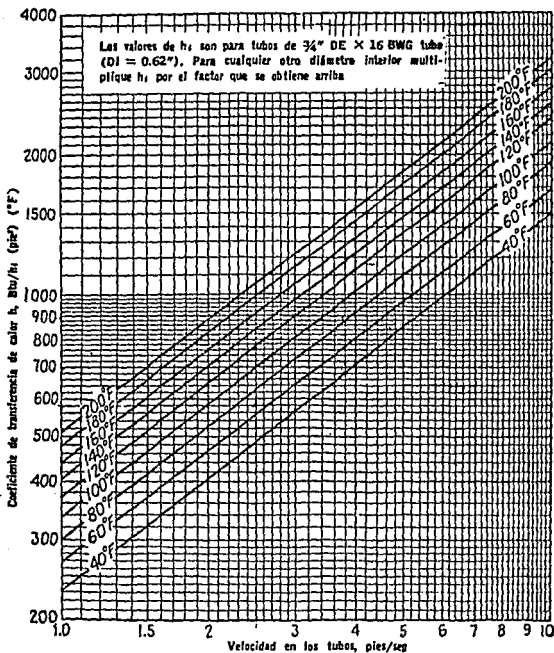
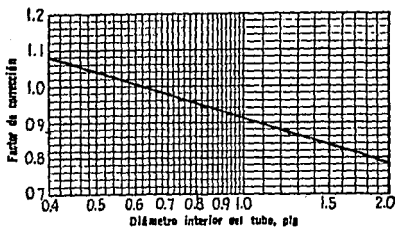


Tabla 10 Curva de transferencia de calor, agua en los tubos. [Adaptada de Eagle y Ferguson, Proc Roy., Soc. A127, 540 (1930)]

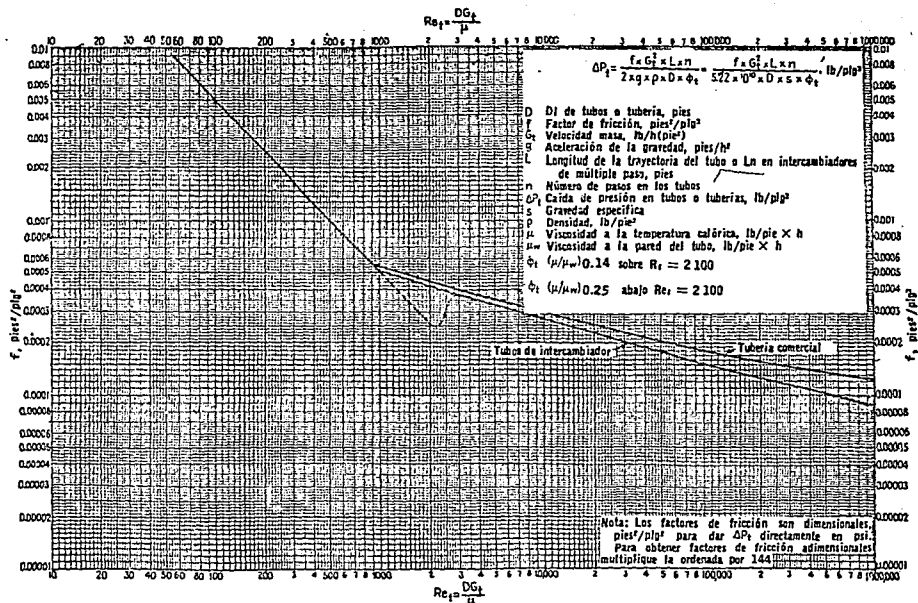


FIG. 6 Factores de fricción, para lado de tubo. (Standards Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)



## FACTOR DE EVAPORACION

Temperatura del agua de alimentación		Presión Kg/cm. <sup>2</sup> Lbs/pulg. <sup>2</sup>															
		0.35	0.70	1.41	3.52	4.92	6.33	7.03	7.73	9.14	10.5	12.0	13.4	14.1	15.8	17.6	
°C	°F	5	10	20	50	70	90	100	110	130	150	170	190	200	225	250	
0.0	32	1.19	1.19	1.20	1.214	1.219	1.223	1.225	1.226	1.229	1.231	1.233	1.235	1.236	1.237	1.239	
4.4	40	1.18	1.18	1.19	1.206	1.211	1.215	1.217	1.218	1.221	1.223	1.225	1.227	1.227	1.229	1.231	
10.0	50	1.17	1.17	1.18	1.196	1.201	1.205	1.206	1.208	1.211	1.213	1.215	1.216	1.217	1.219	1.220	
15.6	60	1.16	1.16	1.17	1.185	1.190	1.194	1.196	1.198	1.200	1.202	1.204	1.206	1.207	1.209	1.210	
21.1	70	1.15	1.15	1.16	1.175	1.180	1.184	1.186	1.187	1.190	1.192	1.194	1.196	1.196	1.198	1.200	
26.7	80	1.14	1.14	1.15	1.162	1.170	1.174	1.176	1.177	1.180	1.182	1.184	1.185	1.186	1.188	1.189	
32.2	90	1.13	1.13	1.14	1.154	1.160	1.164	1.165	1.167	1.170	1.172	1.173	1.175	1.176	1.178	1.179	
37.8	100	1.12	1.12	1.13	1.144	1.149	1.153	1.155	1.156	1.159	1.161	1.163	1.165	1.166	1.167	1.169	
43	110	1.11	1.11	1.12	1.134	1.139	1.143	1.145	1.146	1.149	1.151	1.153	1.155	1.155	1.157	1.159	
49	120	1.10	1.10	1.11	1.124	1.129	1.133	1.134	1.136	1.139	1.141	1.143	1.144	1.145	1.147	1.148	
54	130	1.09	1.09	1.10	1.113	1.118	1.123	1.124	1.126	1.128	1.130	1.132	1.134	1.135	1.137	1.138	
60	140	1.08	1.08	1.09	1.103	1.108	1.112	1.114	1.115	1.118	1.120	1.122	1.124	1.125	1.126	1.128	
66	150	1.07	1.08	1.08	1.095	1.098	1.102	1.104	1.105	1.108	1.110	1.112	1.114	1.114	1.116	1.118	
71	160	1.06	1.07	1.07	1.082	1.088	1.092	1.093	1.095	1.097	1.100	1.102	1.103	1.104	1.106	1.107	
77	170	1.05	1.05	1.06	1.072	1.077	1.081	1.083	1.084	1.087	1.089	1.091	1.093	1.094	1.095	1.097	
82	180	1.04	1.04	1.05	1.062	1.067	1.071	1.073	1.074	1.077	1.079	1.081	1.083	1.083	1.085	1.087	
88	190	1.03	1.03	1.04	1.052	1.057	1.061	1.062	1.064	1.066	1.069	1.071	1.072	1.073	1.075	1.076	
93	200	1.02	1.02	1.03	1.041	1.047	1.050	1.052	1.053	1.056	1.058	1.060	1.062	1.063	1.064	1.066	
99	210	1.01	1.01	1.02	1.031	1.036	1.040	1.042	1.043	1.046	1.048	1.050	1.052	1.052	1.054	1.056	

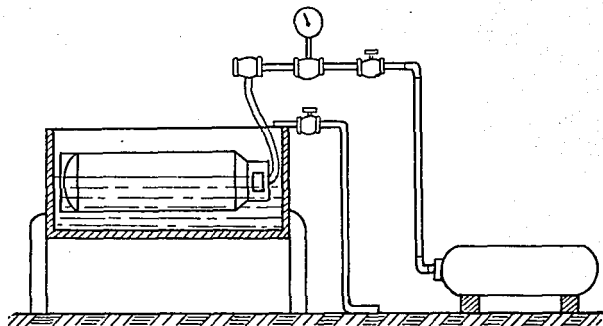


Tabla 12 PRUEBA DE HERMETICIDAD

Tabla 13

## REQUISITOS QUIMICOS PARA ACEROS FERRITICOS

GRADO	CARBONO	MANGANES	FOSFORO MAX	AZUFRE MAX	SILICIO	CROMO	MOLIBDEN	TITANIO	VANADIO MAX	OTROS ELEMENTOS
T2	0.10-0.30	0.30-0.61	0.045	0.045	0.10-0.30	0.50-0.81	0.44-0.65			
T3b	0.15 MAX	0.30-0.60	0.030	0.030	0.30 MAX	1.45-2.15	0.44-0.65			
T5	0.15 MAX	0.30-0.60	0.030	0.030	0.05 MAX	4.00-6.00	0.45-0.65			
T5c	0.15 MAX	0.30-0.60	0.030	0.030	1.00-2.00	4.00-6.00	0.45-0.65			
T7	0.15 MAX	0.30-0.60	0.030	0.030	0.30 MAX	4.00-6.00	0.45-0.65			
T9	0.15 MAX	0.30-0.60	0.030	0.030	0.30-1.00	6.00-8.00	0.46-0.66			
T11	0.15 MAX	0.30-0.60	0.030	0.030	0.25-1.00	8.00-10.0	0.90-1.10	a)		
T12	0.15 MAX	0.30-0.61	0.030	0.030	0.30-1.00	1.00-1.30	0.44-0.65			
T17	0.15 MAX	0.30-0.60	0.045	0.045	0.15-0.35	0.80-1.25	0.44-0.65		0.15	
T21	0.15-0.25	0.30-0.60	0.030	0.030	0.30 MAX	2.65-3.35	0.80-1.06			
T22	0.15 MAX	0.30-0.60	0.030	0.030	0.30 MAX	1.90-2.40	0.87-1.13			
T91	0.08-0.12	0.30-0.60	0.020	0.020	0.30-0.50	8.00-9.50	0.85-1.03		0.18-0.25	
18Cr-2Mo	0.025 MAX	1.00 MAX	0.040	0.030	1.00 MAX	17.5-19.5	1.75-2.50	b)		Nb = 0.16-0.1 N = 0.030-0.30 Ni = 0.40 MAX, 0.035 MAX N = 0.025 MAX Ni+Cu = 1% MAX

## NOTAS:

a) El grado T5c debe tener un contenido de titanio no menor de 4 veces el contenido de carbono, ni más de 0.70%

b) El grado 18 Cr-2Mo debe tener un contenido de titanio de Ti+Nb = 0.20+4(C + N) mínimo, 0.80 máximo.

Tabla 13

## REQUISITOS QUIMICOS DE ACEROS AUSTENITICOS

## COMPOSICION QUIMICA EN ‰

ELEMENTO	TP 301	TP 302	TP 304	TP 304H	TP 304N	TP 304LN	TP 304L	TP 309%	TP 309S	TP 310	TP 310%	TP 310S	TP 316	TP 316L
CARBONO	0.15 MAX	0.15 MAX	0.08 MAX	0.04 0.10	0.08 MAX	0.035 MAX b)	0.035 MAX b)	0.08 MAX	0.08 MAX	0.15 MAX	0.08 MAX	0.08 MAX	0.08 MAX	0.04 0.10
MANGA- NERO MAX	5.5- 7.5	7.5- 10.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
FOSFORO	0.06	0.06	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.045	0.045	0.040	0.045	0.045	0.04	0.040
AZUFRE MAX	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
SEACIO	1.0 MAX	1.0 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX
NIQUEL	3.5- 5.5	4.0- 6.0	8.0- 11.0	8.0- 11.0	8.0- 11.0	8.0- 11.0	8.0- 13.0	12.0-16.0	12.0-15.0	19.0- 22.0	19.0- 22.0	19.0- 22.0	11.0- 14.0	11.0- 14.0
CROMO	16-18	17.0- 19.0	18.0-20.0	18.0- 20.0	18.0- 20.0	18.0- 20.0	18.0- 20.0	22.0- 24.0	22.0-24.0	24.0- 26.0	24.0-26.0	24.0- 26.0	16.0- 18.0	16.0- 18.0
MOLEB- DENO									0.75 MAX	0.75 MAX		0.75 MAX	2.00- 3.00	2.00- 3.00
TITANIO														
NIOBIO + TANTALO									10xC MIN, 1.10 MAX			10xC MIN, 1.10 MAX		
TANTALO MAX														
NITRO- GENO	0.25 MAX	0.25 MAX			0.10- 0.16	0.10- 0.16								
CERIO														
OTROS					Cu MAX 0.75	Cu MAX 0.75		Cu MAX 0.75	Cu MAX 0.75		Cu MAX 0.75	Cu MAX 0.75		

Tabla 13

## REQUISITOS QUIMICOS DE ACEROS AUSTENITICOS

## COMPOSICION QUIMICA EN %

GRADO	TP 316L	TP 316N	TP 316L N	TP 321	TP 321H	TP 347	TP 347H	TP 348	TP 348H	XM-15	330815 a)	331900 a)	331725 a)	33172 a)
CARBONO	0.03 MAX	0.08 MAX	0.03 MAX	0.08 MAX	0.04- 0.10	0.08 MAX	0.04- 0.10	0.08 MAX	0.04- 0.10	0.08	0.15- 0.10	0.05- 0.15	0.03 MAX	0.03 MAX
MANGANESO MAX	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	0.08	5.50- 7.00	2.00	2.00
FOSFORO MAX	0.04	0.04	0.04	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040
AZUFRE MAX	0.03	0.03	0.03	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030	0.030
SILICIO	.75 MAX	.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	0.75 MAX	1.30- 2.30	1.40- 2.00	0.20- 1.00	0.75	0.75
NIQUEL	10- 15	11- 14	11- 14	9.00- 13.0	9.00-13.0	9.00- 13.0	9.00- 13.0	9.00- 13.0	9.00- 13.0	17.5- 18.5	10.0- 12.0	9.0- 11.0	13.5-17.5	13.5- 17.5
CROMO	16- 18	16- 18	16-18	17.0- 20.0	17.0- 20.0	17.0- 20.0	17.00- 20.00	17.00- 20.00	17.0- 20.0	17.0- 19.0	20.0- 23.0	14.0- 16.0	18.0-20.0	17.0- 20.0
MOLIBDENO	2.0- 3.0	2.0- 3.0	2.0- 3.0									0.8- 1.20	4.0- 5.0	4.0- 5.0
TITANIO				d)	e)									
NIOBIO + TANTALO						f)	g)	h)	g)					
TANTALO						0.10	0.10							
NITROGENO e)		0.1- 0.16	0.1- 0.16								0.14- 0.20		0.10 MAX	0.10- 0.20
CERIO											0.05- 0.08			
OTROS												Nb= 0.75- 1.25 V= 0.15- 0.40 B= 0.003- 0.009	Cu= 0.75- MAX	Ca= 0.75- MAX

## NOTAS:

a) Designación U.N.S. (Numbering metals and alloys).

b) Para tubos de diámetro pequeño o espesor de pared delgada (1.1 mm en el espesor de pared mínimo).

c) El método para determinar el nitrógeno debe acordarse entre fabricante y comprador.

d) El grado TP321 debe tener un contenido de titanio no menor de 5 veces el contenido del carbono, ni mayor de 0.60%.

e) El grado TP321H debe tener un contenido de titanio no menor de 4 veces el contenido de carbono, ni mayor de 0.60%.

f) Los grados TP347 y TP348 deben tener un contenido de niobio mas tantaló no menor de 10 veces el contenido de carbono, ni mayor de 1.00%.

g) Los grados TP347H y TP348H deben tener un contenido de carbono, ni mayor de 1.00%.

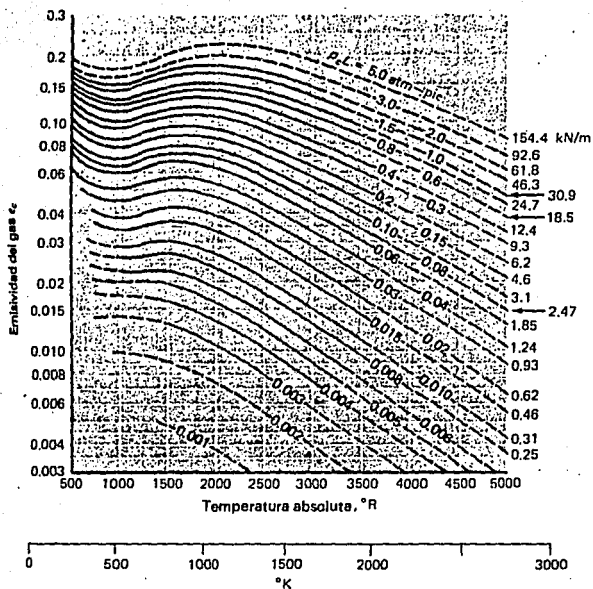


Figura 7 Emisividad para bióxido de carbono, para una presión total = 1 atm,

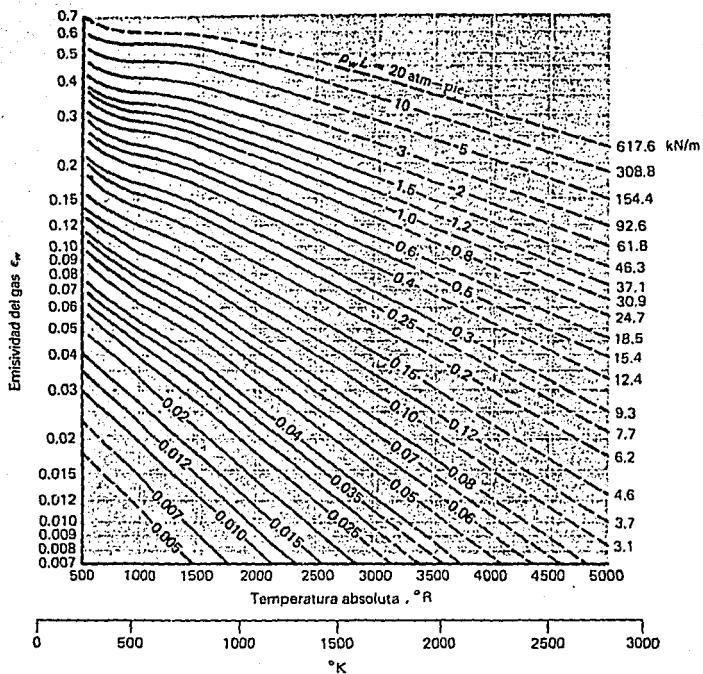


Figura 8 Emisividad para el vapor de agua para presión total = 1 atm