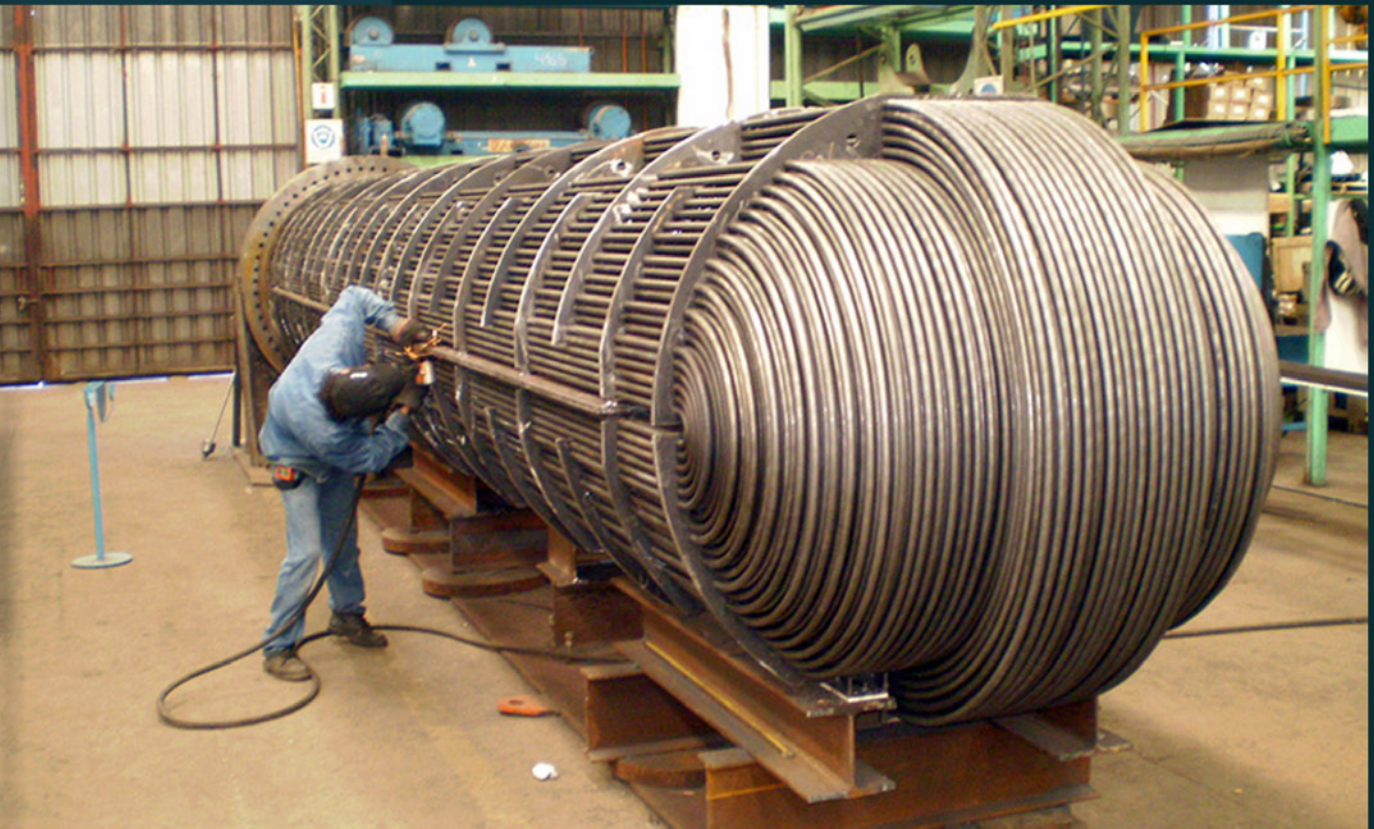




DISEÑO DE SISTEMAS TÉRMICOS

LEONARDO FLORES SAUCEDA

DIVISIÓN DE INGENIERÍA MECÁNICA E INDUSTRIAL



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE INGENIERÍA

DISEÑO DE SISTEMAS TÉRMICOS

Leonardo Flores Saucedo

DIVISIÓN DE INGENIERÍA MECÁNICA E INDUSTRIAL
DEPARTAMENTO DE TERMOFLUIDOS

FLORES SAUCEDA, Leonardo. *Diseño de sistemas térmicos*. México, Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería, 2019, 367 p.

Diseño de sistemas térmicos

Primera edición digital: 23 de agosto de 2019

D.R. © 2019, UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
Av. Universidad 3000, Col. Universidad Nacional Autónoma de México,
Ciudad Universitaria, Delegación Coyoacán, Cd. Mx., México, C. P. 04510.

FACULTAD DE INGENIERÍA
Avenida Universidad 3000, Ciudad Universitaria,
Delegación Coyoacán, C. P. 04510, México, Cd. Mx.
<http://www.ingenieria.unam.mx>

ISBN 978-607-30-2140-1

Prohibida la reproducción o transmisión total o parcial
por cualquier medio sin la autorización escrita del titular
de los derechos patrimoniales.

Impreso y hecho en México.

Tiraje = 1
Tamaño del documento = 20 Mb
Archivo en formato PDF

Unidad de Apoyo Editorial

Corrección de estilo y cuidado de la edición: Elvia Angélica Torres Rojas
Diseño de la portada: Nismet Díaz Ferro

PRÓLOGO

El presente trabajo se basa en un curso de Diseño de sistemas térmicos impartido en la Facultad de Ingeniería de la UNAM, en la División de Ingeniería Mecánica e Industrial. Está orientado a la preparación del ingeniero que deberá tratar con los inevitables diversos sistemas de conversión de energía que nuestra sociedad demanda.

La importancia de la energía requiere del ingeniero el diseño de sistemas de conversión lo más eficientes posible, empleando la menor cantidad de energía y al menor costo operativo. Es decir, el diseño adecuado de un sistema térmico conlleva optimizarlo termodinámica y económicamente.

El diseño térmico es una rama del diseño de ingeniería, una contraparte del diseño de máquinas que típicamente incluye energía, flujo de fluidos, termodinámica y transferencia de calor.

Por tradición, el diseño térmico se ha desarrollado como diseño de sistemas térmicos que trata con modelado, simulación y optimización, y la adecuada selección de componentes. Además, evita el diseño de los componentes mismos, que podrían ser bombas, ventiladores, intercambiadores de calor, unidades de refrigeración, turbinas y compresores, por ejemplo.

Abundando en el tema, los sistemas térmicos incluyen todos los grupos funcionales de equipo y fluidos de trabajo diseñados para manejar condiciones de temperatura y humedad dentro de varios espacios o materiales. Son ensambles complejos de componentes acoplados (algunos de ellos térmicos), que funcionan de manera estructurada. Por ejemplo, un refrigerador es una combinación de tuberías, compresor, motor eléctrico, intercambiador de calor, válvulas, aislante, puertas, envolventes, lámparas, etcétera, que interactúan en beneficio del objetivo común que es producir frío dentro del sistema.

En este caso, el refrigerador es un sistema térmico mientras que el fluido refrigerante, o el espacio interior, son sistemas termodinámicos.

Dichos sistemas proveen confort, establecen y mantienen condiciones necesarias para la funcionalidad de otros equipos o utilizan los cambios en propiedades termodinámicas de materiales para la conversión de energía.

Las aplicaciones van desde manejo térmico de sistemas electrónicos (enfriamiento electrónico) al acondicionamiento de espacio y generación de potencia.

La optimización es el procedimiento sistemático que guía a los diseñadores de sistemas en la selección de procesos y componentes, de modo tal que todos los requerimientos del sistema estén balanceados de la mejor manera posible.

Recordemos que un proceso es una secuencia de pasos que toma lugar (por fuerzas naturales o artificiales) entre dos estados del sistema, llamados estado inicial y estado final, que pueden coincidir (y entonces el proceso es cíclico) o pueden estar en estado estable (no variación aparente con el tiempo entre los estados finales).

Los procesos en estado estable son los más comunes en sistemas térmicos.

Procesos térmicos básicos son transferencia de calor, reacción química, mezclado, cambio de fase, compresión y expansión, además de la evaluación general de variaciones de energía térmica y de trabajo, de variaciones y fuentes de entropía, y de requerimientos y fuentes de exergía.

También deben ser considerados al mismo tiempo, además de estos procesos térmicos básicos, algunos procesos de flujo de fluidos porque la mayoría de los sistemas térmicos son sistemas fluidos.

Otros procesos complejos son combustión, tratamiento térmico de materiales y procesos combinados para potencia y generación de frío y calor.

Aquí podemos mencionar que la razón de ser de la ciencia de la termodinámica fue la generación de potencia, y en este campo se ha avanzado desde las primeras

máquinas de vapor y reciprocantes hasta los actuales motores de combustión interna, turbo-maquinaria y propulsión a chorro.

Los componentes de un sistema térmico pueden ser tratados como subsistemas o fluidos de trabajo, en su caso.

En la mayoría de las aplicaciones, el diseñador debe balancear varias demandas contradictorias, tales como alta eficiencia y confiabilidad contra bajos costos y emisiones.

Con frecuencia, una buena cantidad de tiempo y costos pueden ser ahorrados si el diseñador del sistema puede evaluar los costos aproximados de un diseño en sus primeras etapas.

La optimización de sistemas térmicos requiere la evaluación de rendimiento y costos del sistema completo.

En la conversión de energía los intercambiadores de calor juegan un importante papel, por lo que se dedica una parte de este trabajo a revisar el diseño térmico-hidráulico de los tipos más usados.

El libro lo dividimos en dos partes:

(1) Optimización termo-económica de un sistema de cogeneración, basado en el caso presentado por Bejan, Tsatsaronis y Moran en su libro *Thermal Design Optimization*. El tratamiento consiste en iniciar la iteración partiendo de diversos parámetros de decisión, encuadrados en un rango de valores definido por razones termo-económicas. El análisis de los valores resultantes nos indica los cambios pertinentes a considerar en los parámetros para la siguiente iteración, siempre con la finalidad de obtener una menor rapidez de costos del producto. Este tema lo tratamos en los capítulos 1-7.

Al inicio se hace un repaso de principios termodinámicos concernientes a nuestra aplicación.

(2) Diseño térmico-hidráulico de intercambiadores de calor, donde se presentan algunos ejemplos de diseño, sobre todo de equipos que se fabricaron y estuvieron o están en operación en diversas empresas. Se explicarán en los capítulos 8-12.

En el diseño de intercambiadores de calor se trata de alcanzar un compromiso entre dos costos que divergen (cuando uno aumenta, el otro disminuye), a saber, costo de inversión de capital (tamaño del equipo) contra costo de operación (caídas de presión).

Los tipos de intercambiadores de calor tratados son (a) de coraza y tubos, (b) de superficie extendida mediante tubos aleteados helicoidales (radiadores) y (c) regeneradores de calor.

Los dos primeros tipos son los más ampliamente empleados en la industria, que operan tanto en estado estable como transitorio, el último opera en estado inestable o transitorio.

En el presente libro solo tratamos fluidos newtonianos, en donde el deslizamiento relativo de los elementos de fluido al circular uno sobre otro es proporcional al esfuerzo de corte aplicado.

Igualmente, al inicio, se hace un repaso de principios básicos de transferencia de calor concernientes a nuestras aplicaciones.

Por último, agradezco a los doctores Francisco Solorio Ordaz y Jaime Cervantes de Gortari, de la DIMEI, Facultad de Ingeniería de la UNAM, por el apoyo prestado. Asimismo, estoy en deuda con la Unidad de Apoyo Editorial de la Facultad de Ingeniería de la UNAM, en particular con la jefa de la Unidad, maestra en letras María Cuairán Ruidíaz y con la licenciada Elvia Angélica Torres Rojas, sin cuya ayuda no habría sido posible completar este libro.

LEONARDO FLORES SAUCEDA

Agosto de 2019

CONTENIDO

PRÓLOGO	iii
----------------------	------------

CAPÍTULO 1. REPASO DE FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA

1.1 Importancia de la energía.....	1
1.2 Primera ley de la termodinámica	3
1.3 Segunda ley de la termodinámica.....	5
1.4 Balance de entropía en un volumen de control de un sistema de flujo (abierto).....	7
1.5 Eficiencias iso-entrópicas	8
1.6 Deducción de entropía de un gas ideal.....	9
1.7 Eficiencia de Carnot	11
1.8 Determinación del trabajo perdido (LW) en un sistema real (irreversible)	15

CAPÍTULO 2. PROBLEMA MUESTRA DE COGENERACIÓN EN LA EXPANSIÓN DE UNA PLANTA

2.1 Hoja de flujo del ciclo de vida de un diseño térmico	17
2.2 Problema muestra: en la expansión de una planta, se requiere proveer potencia eléctrica y vapor adicionales.....	19
2.3 Diagrama del caso base del sistema de cogeneración	20
2.4 Alto y bajo valor de calentamiento de los combustibles.....	24
2.5 Reacción química de combustión	24
2.6 Balance energético en la cámara de combustión.....	27
2.7 Composición y peso molecular del gas efluente	29
2.8 Balance energético del conjunto compresor y turbina	30
2.9 Balance energético en el pre-calentador de aire	35

2.10 Balance energético en el HRSG (Heat Recovery Steam Generator), o recuperador de calor generador de vapor.....	36
2.11 Balance energético en el compresor de aire.....	37
2.12 Tabla de valores de flujo, presión, temperatura y entalpía de las corrientes de masa del caso base.....	38

CAPÍTULO 3. APLICACIÓN DE EXERGÍA

3.1 Definición de exergía (E).....	39
3.2 Ejemplo que nos muestra que no todo el calor puede convertirse en trabajo	40
3.3 Deducción del cambio de exergía para un gas ideal.....	41
3.4 Balance de exergía.....	42
3.5 Determinación de la exergía de las corrientes del sistema de cogeneración.....	44
3.6 Tabla de valores de entalpía y exergía de las corrientes del sistema de cogeneración.....	47
3.7 Exergía destruida en los componentes del sistema de cogeneración	48
3.8 Tabla de exergía destruida en los componentes del caso base.....	50
3.9 Exergía destruida por transferencia de calor y por fricción	50
3.10 Comentarios sobre la exergía destruida en componentes del sistema de cogeneración.....	54
3.11 Eficiencia exergética	56
3.12 Eficiencia exergética de los componentes del sistema	57
3.13 Eficiencia exergética del conjunto sistema de cogeneración	58
3.14 Eficiencia energética del conjunto sistema de cogeneración.....	59
3.15 Lineamientos generales de diseño para mejorar la efectividad termodinámica de un sistema térmico	60

CAPÍTULO 4. PRINCIPIOS DE ANÁLISIS Y EVALUACIÓN ECONÓMICOS

4.1 Introducción al análisis económico.....	63
4.2 Costos directos de la inversión fija de capital (FCI).....	64
4.3 Costos indirectos de inversión fija de capital (FCI)	66

4.4 Otros gastos.....	66
4.5 Relaciones simplificadas para estimar la inversión total de capital (TCI) requerida para un nuevo sistema o para la expansión de uno ya establecido.....	67
4.6 Costos de equipo comprado del caso base.....	70
4.7 Valor del dinero en el tiempo.....	70
4.8 Deducción de la fórmula de interés simple.....	71
4.9 Deducción de la fórmula de interés compuesto.....	71
4.10 La anualidad (A)	71
4.11 Costo capitalizado (C_K).....	73
4.12 Inflación (r_i).....	73
4.13 Tasa real de escalación (r_r).....	73
4.14 Tasa nominal de escalación (r_n)	73
4.15 Nivelación.....	74
4.16 Moneda corriente y moneda constante	75
4.17 Depreciación	75
4.18 Financiamiento y retornos de capital.....	76
4.19 Financiamiento de nuestro caso base de cogeneración.....	76
4.20 Costos de combustible y de operación y mantenimiento.....	77
4.21 Impuestos.....	77
4.22 Seguros.....	78
4.23 Aplicación a nuestro caso de estudio: sistema de cogeneración	78
4.24 Cálculo de recuperación requerida del caso base de cogeneración	79

CAPÍTULO 5. ANÁLISIS Y EVALUACIÓN TERMO-ECONÓMICOS

5.1 Introducción.....	81
5.2 Balance de rapidez de costos exergo-económicos en un componente k	81
5.3 Ejemplos de balance de rapidez de costos	83
5.4 Análisis de rapidez de costo exergo-económico del calor perdido [Q_{TS}] ..	89
5.5 Nivel de agregación para costeo exergético	91
5.6 Ilustración del efecto del nivel de agregación.....	91

5.7 Balance de rapidez de costos exergo-económicos desde el punto de vista de combustible y producto.....	93
5.8 Ejemplos de balance de rapidez de costos exergo-económicos considerando combustible y producto.....	93
5.9 Costeo de exergía perdida	98

CAPÍTULO 6. APLICACIÓN DE COSTOS EXERGO-ECONÓMICOS A NUESTRO CASO BASE DE COGENERACIÓN

6.1 Cálculo de las rapideces de costos nivelados y los costos unitarios nivelados para todas las corrientes de nuestro caso base	99
6.2 Tabla de valores de rapidez de costo y costo unitario de las corrientes del caso base	104
6.3 Variables termo-económicas asociadas a los componentes (K) de un sistema.....	106
6.4 Causa de la diferencia relativa de costos en componentes.....	107
6.5 Evaluación termo-económica de un diseño térmico.....	109
6.6 Evaluación termo-económica del caso base de cogeneración.....	111
6.7 Tabla de variables termo-económicas de los componentes del caso base	116
6.8 Análisis de los datos termo-económicos del caso base de cogeneración.....	117

CAPÍTULO 7. EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UN SISTEMA OPERANTE

7.1 Introducción.....	121
7.2 Evaluación del rendimiento del caso base de cogeneración	122
7.3 Tabla con los valores para las corrientes exergéticas, de rapidez de Costo nivelado (C_j), costo unitario de exergía (c°_j) y las razones $C_j / c^\circ_{F, TOTAL}$ más $c^\circ_j / c^\circ_{F, TOTAL}$	125
7.4 Cálculo de las variables c°_F , c°_P , C_D , y $c^\circ_{F, K} / c^\circ_{F, TOTAL}$ para los componentes del sistema.....	127

7.5	Tabla de valores calculados de las variables para cada componente K del sistema.....	131
7.6	Comentarios sobre valoración del sistema de cogeneración operante	131
	Bibliografía de la primera parte del curso	133

SEGUNDA PARTE DEL CURSO DE DISEÑO DE SISTEMAS TÉRMICOS

TRANSFERENCIA DE CALOR Y DISEÑO DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

CAPÍTULO 8. REVISIÓN BÁSICA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

8.1	Transferencia de calor por conducción.....	135
8.2	Transferencia de calor por convección	141
8.3	Análisis dimensional para coeficientes peliculares de convección, h	143
8.4	Convección forzada de fluidos que fluyen dentro de tubos y ductos	146
8.5	Convección forzada fuera de ductos (flujo externo)	149
8.6	Convección libre o natural.....	151
8.7	Combinación de conducción y convección: Superficies extendidas.....	157
8.8	Una combinación de convección y conducción en estado inestable.....	163
8.9	Radiación.....	166
8.10	Ejemplo de radiación y convección natural en paralelo	169
8.11	Ejemplo de emisión de energía por radiación: estimación de la temperatura a la que el sol envía energía a la tierra	172

CAPÍTULO 9. DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

9.1	Introducción.....	175
9.2	Cálculo de la diferencia de temperatura promedio (media logarítmica) entre fluidos caliente y frío (ΔT_m).....	177
9.3	Deducción de la resistencia térmica total.....	182

9.4 Coeficiente total de transferencia de calor referido al área externa (U_o)	186
9.5 Factor de corrección (F_T) de la diferencia de temperatura media logarítmica a contracorriente (ΔT_m)	187
9.6 Método ε (efectividad)–NTU para diseño de intercambiadores de calor	191
9.7 Deducción de efectividad para el caso de fluidos que fluyen en paralelo	193
9.8 Deducción de efectividad para caso de un fluido isotérmico	195
9.9 Modos de operación de los equipos de transferencia de calor	197
9.10 Equipo de transferencia de calor con superficie extendida (Radiadores de tubos con alto aleteado)	197

CAPÍTULO 10. EJEMPLOS DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR EN ESTADO ESTABLE

10.1 Introducción	203
10.2 Intercambiador de calor de coraza (casco) y tubos para enfriar aceite hidráulico mediante agua refrigerada	203
10.3 Radiador para enfriar aire con agua	222
10.4 Radiador para calentar aire con vapor de agua	238
10.5 Radiador para enfriar aceite térmico mediante aire ambiente	250
10.6 Radiador de vapor de agua para baño turco	266
10.7 Sistema de dos radiadores para acondicionar aire usado para secar azúcar	272

CAPÍTULO 11. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN ESTADO INESTABLE

11.1 Deducción de ecuaciones de operación para procesos de transferencia de calor en estado inestable o transitorio	303
11.2 Calentamiento de una masa de fluido en tanque, mediante fluido caliente no isotérmico en un intercambiador de calor externo	303
11.3 Ejemplo de aplicación de un recuperador de calor de los gases de combustión de caldera, mediante calentamiento de agua fría recirculada de un tanque	308
11.4 Enfriamiento de una masa de fluido en tanque mediante fluido frío no isotérmico en un intercambiador de calor externo	322

11.5 Enfriamiento de una masa de fluido en un tanque, que continuamente está recibiendo fluido, mediante fluido frío isotérmico en un intercambiador de calor externo	326
11.6 Calentamiento de fluido agitado en un tanque mediante fluido caliente no isotérmico que pasa por el interior de un serpentín sumergido en el tanque o por el enchaquetado del mismo.....	329
 CAPÍTULO 12. REGENERADORES DE CALOR	
12.1 Generalidades de los regeneradores de calor	333
12.2 Ejemplo de aplicación de regeneradores de calor.....	343
12.3 Nomenclatura para regeneradores de calor.....	353
 Bibliografía de la segunda parte del curso.....	357
 ÍNDICE ANÁLITICO	359
ANEXO: TABLAS DE DATOS TERMODINÁMICOS	365

CAPÍTULO 1

Repaso de fundamentos de termodinámica

1.1 Importancia de la energía

El sol es la fuente de la energía que consumimos. En su interior se llevan a cabo reacciones nucleares de fusión a temperaturas de aproximadamente 16 millones de kelvin. Dos pequeños núcleos de deuterio se fusionan para formar un núcleo de helio, presentándose en la reacción un defecto de masa que se transforma en la energía liberada:



Donde:

${}_Z\text{X}^A$

X = elemento (H, He, etc.)

A = número de nucleones (protones más neutrones)

Z = número de protones (igual número de electrones en átomo neutro)

A – Z = número de neutrones

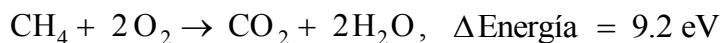
En una reacción nuclear, hay un cambio en la configuración del núcleo elevándose la energía liberada al orden de M eV por cada molécula o átomo, y es porque gobierna la ecuación

$E = m c^2$ (donde $c = 3 * 10^8 \text{ m/s}$) y un pequeño cambio en la masa libera una gran energía.

En cambio, en una reacción química el núcleo permanece inalterado, solo se reacomodan los electrones.

La energía liberada, en este caso, es del orden de varios eV por cada molécula.

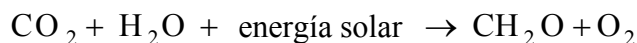
Ejemplo:



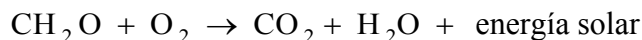
$$(1 \text{ eV} = 1.6 * 10^{-19} \text{ J})$$

Ya en la superficie del sol está la llamada fotosfera, a una temperatura de aprox. 5750-6000 K. De allí recibimos la energía irradiada en forma de fotones o cuantos de luz, equivalentes a ondas electromagnéticas.

La energía llega a la tierra y es absorbida en la siguiente reacción genérica:



Esto significa que los carbohidratos (hidrocarburos) guardan en sus enlaces químicos la energía solar. Los combustibles fósiles son de lo que disponemos como fuente energética al quemarlos u oxidarlos, invirtiendo la reacción de captura de energía solar mencionada:



Es decir, la energía solar es la entalpía de combustión.

La máxima temperatura teórica obtenible en los gases resultantes de tal oxidación es la de la fotosfera, mencionada anteriormente.

Lo mismo sucede en nuestro cuerpo: al ingerir los alimentos (carbohidratos) y respirar el aire (que contiene oxígeno), se lleva a cabo la combustión a nivel celular, liberando la energía que nos mantiene con vida. Por tanto, la vida se sostiene con base en la energía recibida del sol.

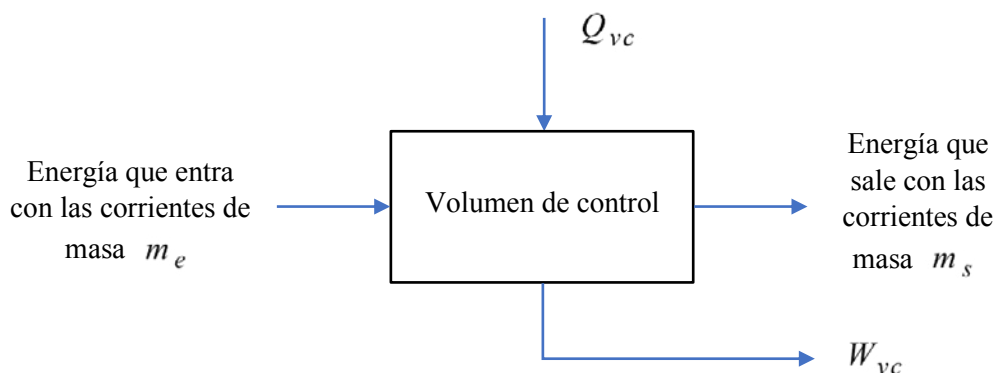
La energía es importante, debemos cuidarla haciendo los procesos energéticos lo más eficientes posible. Entonces, al diseñar un sistema térmico nuestras directrices son hacerlo eficiente, obteniendo, en general, el máximo de energía útil con el mínimo de energía empleada o invertida y al mínimo costo. En otras palabras, debemos optimizar los procesos energéticos.

1.2 Primera ley de la termodinámica

La energía no se destruye ni se crea, solo cambia de forma y se conserva.

Balance de energía en un volumen de control de un sistema de flujo (abierto)

Consideramos la energía por unidad de tiempo (potencia).



$$\text{Acumulación de energía} = \text{Entradas de energía} - \text{Salidas de energía}$$

En una dimensión, con una entrada y una salida:

$$\left(\frac{d}{dt} \right) (U + KE + PE) = Q_{VC} + m_E \left(u_E + \frac{1}{2} V_E^2 + g Z_E \right) - W_{VC} - m_S \left(u_S + \frac{1}{2} V_S^2 + g Z_S \right)$$

Donde:

U = energía interna

u = energía interna específica (por unidad de masa)

KE = energía cinética

PE = energía potencial

Q_{VC} = calor absorbido

W_{VC} = trabajo hecho por el volumen de control = $W + W_{PV}$

W = trabajo de flecha

W_{PV} = trabajo presión – volumen = $P_S * m_S * v_S - P_E * m_E * v_E$

m = flujo másico = $\rho * V * A = 1/v * V * A$

P = presión

v = volumen específico del fluido = $1 / \rho$

V = velocidad

Z = altura

ρ = densidad del fluido

A = área de la sección transversal al flujo

$$W_{VC} = W + P_S * m_S * v_S - P_E * m_E * v_E$$

Regresando a la ecuación base:

$$\left(\frac{d}{dt} \right) (U + KE + PE) = Q_{VC} + m_E \left(u_E + \frac{1}{2} V_E^2 + g Z_E \right) - W - m_S \left(u_S + \frac{1}{2} V_S^2 + g Z_S \right) + P_E * m_E * v_E - P_S * m_S * v_S$$

$$\left(\frac{d}{dt} \right) (U + KE + PE) = Q_{VC} - W + m_E \left(u_E + P_E * v_E + \frac{1}{2} V_E^2 + g Z_E \right) - m_S \left(u_S + P_S * v_S + \frac{1}{2} V_S^2 + g Z_S \right)$$

Definiendo entalpía específica del fluido $h = u + p * v$, y sustituyendo:

$$\left(\frac{d}{dt} \right) (U + KE + PE) = Q_{VC} - W + m_E \left(h_E + \frac{1}{2} V_E^2 + g Z_E \right) - m_S \left(h_S + \frac{1}{2} V_S^2 + g Z_S \right)$$

Para varias localidades de entrada y salida de materia por el límite del volumen:

$$\left(\frac{d}{dt} \right) (U + KE + PE) = Q_{VC} - W + \sum \left[m_E \left(h_E + \frac{1}{2} V_E^2 + g Z_E \right) \right] - \sum \left[m_S \left(h_S + \frac{1}{2} V_S^2 + g Z_S \right) \right]$$

Si acotamos un estado estable (respecto al tiempo), sin acumulación de energía:

$$\left(\frac{d}{dt} \right) (U + KE + PE) = 0$$

Si, además, $\Delta KE = \Delta PE = 0$ (cambios son despreciables), entonces:

$$0 = Q_{VC} - W + \sum m_E h_E - \sum m_S h_S$$

$$Q_{VC} + \sum m_E h_E = W + \sum m_S h_S$$

La suma de energías que entran = La suma de energías que salen

$$\Delta H = m_S h_S - m_E h_E = H_S - H_E = Q_{VC} - W$$

Para un sistema por lotes, sin flujo, en estado inestable, con despreciables ΔKE y ΔPE :

$$\Delta U = Q_{VC} - W$$

1.3 Segunda ley de la termodinámica

Está asociada con la irreversibilidad, la calidad o la entropía del proceso.

Un proceso se dice que es reversible si se pueden eliminar todos sus efectos, de un modo tal, que se puedan regresar a sus estados iniciales, tanto el sistema como los alrededores. En caso contrario, el proceso es irreversible.

Debemos notar que un proceso aun cuando sea irreversible puede ser regresado a su estado inicial, pero al mismo tiempo los alrededores no pueden ser regresados a su respectivo estado inicial.

Hay muchos efectos cuya presencia durante un proceso lo torna irreversible. Estos efectos incluyen (pero no limitados a) los siguientes:

- transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperatura

- expansión irrestricta de un gas o líquido a una menor presión
- reacción química espontánea
- mezclado de materiales a diferentes composiciones o estados
- fricción- tanto por roce como por flujo de fluidos
- corriente eléctrica fluyendo a través de una resistencia
- magnetización o polarización con histéresis
- deformación inelástica

Los establecimientos clásicos de la segunda ley son:

- El calor se transfiere naturalmente de un cuerpo de mayor temperatura a uno de menor temperatura. (Clausius: es imposible para cualquier sistema operar de modo tal que el único resultado sea una transferencia de energía por calor desde un cuerpo más frío hacia uno más caliente).
- Se requiere trabajo para transferir calor de un cuerpo de menor temperatura hacia uno de mayor temperatura.
- Es imposible construir una máquina de calor que opere al 100% de eficiencia. (La experiencia nos indica que algo del calor recibido por la máquina desde el reservorio de alta temperatura, debe ser rechazado a un reservorio de menor temperatura).
- Es imposible construir una máquina de calor sin que haya pérdida de calor al ambiente. (Kelvin-Planck: es imposible para un sistema operar en un ciclo termodinámico y entregar una cantidad neta de energía por trabajo a sus alrededores mientras recibe energía por transferencia de calor de un solo reservorio térmico).

Considerando la entropía:

- Es imposible para cualquier sistema operar en un modo tal que la entropía del universo disminuya (se destruya), es decir, que se cumpla que ΔS del universo < 0

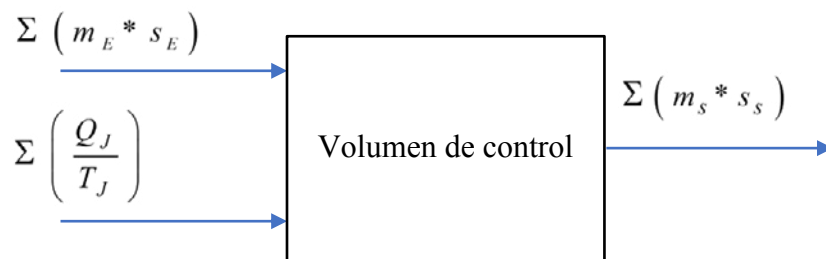
Donde:

$$\Delta S_{\text{universo}} = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{alrededores}}$$

Para cualquier proceso posible, $\Delta S_{\text{universo}} \geq 0$

Si no se cumple la desigualdad para un proceso real, este es imposible.

1.4 Balance de entropía en un volumen de control de un sistema de flujo (abierto)



$$\frac{dS_{VC}}{dt} = \left[\Sigma \left(\frac{Q_J}{T_J} \right) + \Sigma (m_E * s_E) - \Sigma (m_s * s_s) \right] + S_{\text{generada}}$$

Donde:

m_E = flujo másico de entrada

m_s = flujo másico de salida

s = entropía específica

T_j = temperatura en la entrada al límite del volumen de control

El término entre paréntesis cuadrados es la rapidez de transferencia de entropía.

La rapidez de generación de entropía (S_{generada}) se debe a irreversibilidades dentro del volumen de control.

En estado estable: $\frac{dS_{VC}}{dt} = 0$

Si, además, $\Sigma \frac{Q_J}{T_J} = 0$

Entonces:

$$S_{\text{generada}} = \left[\Sigma (m_s * s_s) - \Sigma (m_E * s_E) \right]$$

= S que sale con corrientes de masa – S que entra con las corrientes de masa

Muchas aplicaciones importantes incluyen un volumen de control con una sola entrada y salida, en estado estable. A continuación, se presentan conceptos relacionados con esta clase de aplicaciones.

1.5 Eficiencias iso-entrópicas

Se considera un volumen de control adiabático (sin transferencia de calor) y con una sola entrada y una sola salida,

$$m_E = m_S = m$$

$$S_{\text{generada}} = m (s_S - s_E)$$

$$s_S - s_E = \frac{S_{\text{generada}}}{m} = \text{entropía generada por unidad de masa}$$

Esto significa que cuando las irreversibilidades están presentes dentro del volumen de control, la entropía específica aumenta conforme la masa fluye desde dentro y hacia afuera.

En el caso ideal donde no haya irreversibilidades internas, la masa pasa por el volumen de control sin cambio en su entropía, es decir, pasa iso-entrópicamente.

Las eficiencias iso-entrópicas de turbinas, compresores y bombas son una comparación entre el rendimiento real del aparato y el rendimiento que sería logrado en circunstancias idealizadas (sin irreversibilidades) para el mismo estado de entrada y la misma presión de salida, adiabáticamente (sin transferencia de calor entre el aparato y el medio ambiente).

La eficiencia iso-entrópica de la turbina (η_{ST}) compara la potencia real de la turbina (W_{VC}) con la potencia que se desarrollaría en una expansión iso-entrópica $\left[(W_{VC})_{s = \text{cte.}} \right]$ desde el estado inicial indicado hasta la especificada presión de salida:

$$\eta_{ST} = \frac{(W_{VC})}{(W_{VC})_{s = \text{cte.}}}$$

La eficiencia iso-entrópica del compresor (η_{SC}) compara la potencia real de entrada (W_{VC}) con la potencia que sería requerida en una compresión iso-entrópica $\left[(W_{VC})_{s = \text{cte.}} \right]$, desde el estado inicial especificado hasta la presión de salida establecida.

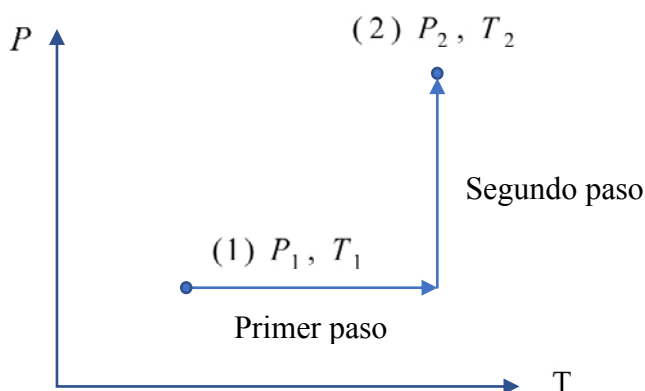
$$\eta_{SC} = \frac{(W_{VC})_{s = \text{cte.}}}{(W_{VC})}$$

La eficiencia iso-entrópica de la bomba se define similarmente.

1.6 Deducción de entropía de un gas ideal

La entropía es una función de punto, es decir, depende solo de los estados inicial y final, no depende de la ruta para ir de un estado a otro. Q y W sí dependen de la ruta para ir de un estado a otro.

Para la deducción nos ayudaremos con el siguiente diagrama:



$$S = \text{entropía (J/K)} \quad dS = \frac{dQ_{\text{reversible}}}{T}$$

Cuando hay flujo de calor, hay flujo o cambio de entropía. La entropía fluye con el calor, no fluye con el trabajo.

$$\text{Base} = 1 \text{ mol de gas, } (n = 1), \Delta KE = \Delta PE = 0, \text{ sin flujo } (m_E = m_S = 0)$$

Es decir, se tiene un sistema cerrado o de conjunto, donde (primera ley termodinámica):

$$dU = dQ_{\text{reversible}} - dW$$

$$dQ_{\text{reversible}} = dU + dW$$

$$dU = C_V dT$$

$$dQ_{\text{reversible}} = C_V dT + dW$$

La dS del gas al ir del punto 1(P_1, T_1) hasta el punto 2(P_2, T_2), se lleva a cabo en dos pasos:

Primer paso, con $P = \text{constante}$

$$dW = PdV = RdT \text{ (de la ecuación de gases ideales)}$$

$$dQ_{\text{reversible}} = C_V dT + RdT = (C_V + R) dT$$

$$h = u + pv$$

$$(\partial h / \partial T)_P = (\partial u / \partial T)_P + p (\partial v / \partial T)_P$$

$$(\partial h / \partial T)_P = C = \text{calor específico a presión constante}$$

$$pv = RT$$

$$(\partial v / \partial T)_P = R/p$$

De la regla de la cadena, para $u = f[T, v(p, T)]$:

$$(\partial u / \partial T)_P = (\partial u / \partial T)_V + (\partial u / \partial v)_T (\partial v / \partial T)_P$$

$$(\partial u / \partial T)_V = C_V = \text{calor específico a volumen constante}$$

$$(\partial u / \partial v)_T = 0, \text{ del experimento de Joule para gases ideales}$$

Sustituyendo:

$$C = C_V + R$$

$$dQ_{\text{reversible}} = C_P dT$$

$$dS = \frac{dQ_{\text{reversible}}}{T} = C_P \frac{dT}{T}$$

Segundo paso, con $T = \text{constante}$

$$dT = 0$$

$$dU = C_V dT = 0$$

$$0 = dQ_{\text{rev}} - dW$$

$$dQ_{\text{rev}} = dW = PdV = \left(\frac{RT}{V} \right) dV = RT \left(\frac{dV}{V} \right)$$

Ahora bien,

$$PV = RT = \text{constante (aplicando la ley de gases ideales)}$$

$$d(PV) = 0 = PdV + VdP$$

$$\frac{dV}{V} = -\frac{dP}{P}$$

$$dQ_{\text{rev}} = RT \left(-\frac{dP}{P} \right)$$

$$dS = \frac{dQ_{\text{rev}}}{T} = -\frac{RT}{T} \frac{dP}{P} = -R \frac{dP}{P}$$

Sumando ambos pasos: $dS = C_p \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P}$

Integrando:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = C_p \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$$

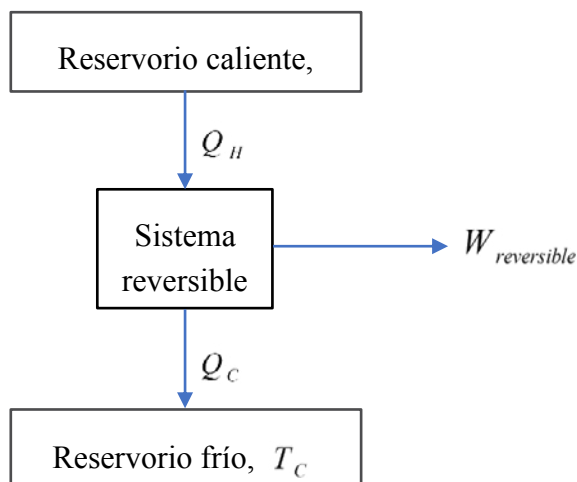
$$\Delta S = \Delta S_T \text{ (se lee en tablas)} + \Delta S_p \text{ (se calcula)}$$

1.7 Eficiencia de Carnot

Para obtener la máxima cantidad de trabajo de un sistema, este debe operar reversiblemente. Por lo tanto, en la máquina de Carnot se cumple que:

$$\Delta S_{\text{universo}} = 0 = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{alrededores del sistema}}$$

Diagrama de máquina de Carnot



En estado estable, $\Delta S_{\text{sistema}} = 0$

Por tanto,

$$\Delta S_{\text{alrededores del sistema}} = 0 = -\frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_C}{T_C}$$

$$\frac{T_C}{T_H} = \frac{Q_C}{Q_H}$$

Aplicando la primera ley al sistema estable (energía que entra igual energía que sale):

$$Q_H = W_{\text{reversible}} + Q_C$$

$$W_{\text{reversible}} = Q_H - Q_C$$

Definimos eficiencia de Carnot del sistema:

$$\eta = \frac{W_{\text{reversible}}}{Q_H} = \frac{(Q_H - Q_C)}{Q_H} = 1 - \left(\frac{Q_C}{Q_H} \right) = 1 - \left(\frac{T_C}{T_H} \right)$$

Es decir, el máximo trabajo (reversible) obtenible de un sistema depende de las temperaturas entre las cuales opera dicho sistema:

$$W_{\text{reversible}} = \eta Q_H = Q_H \left[1 - \left(\frac{T_C}{T_H} \right) \right]$$

Corolario:

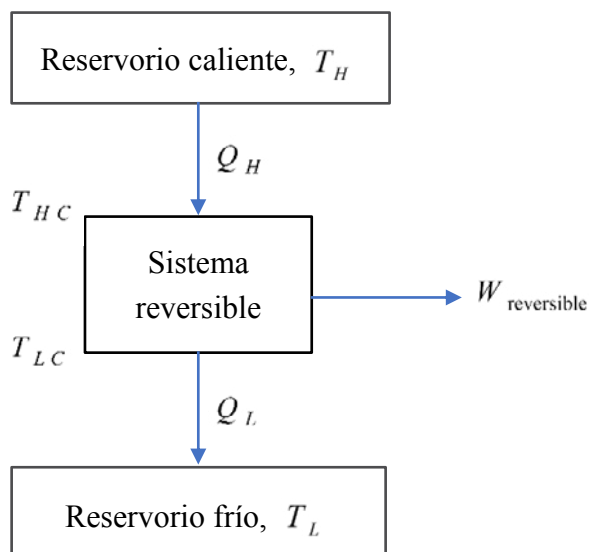
Cuando un sistema a una temperatura T descarga calor hacia el ambiente que está a una temperatura T_0 , el máximo trabajo (exergía del calor Q_T) que podría obtenerse de ese calor se obtendría pasándolo por una máquina de Carnot:

$$\text{Máximo trabajo obtenible de } Q_T = \text{exergía de } Q_{(T)} = Q_T \left[\left(1 - \left(\frac{T_0}{T} \right) \right) \right]$$

Como información complementaria presentamos el caso de obtención de la máxima potencia sujeta a restricción de tamaño deducida por Bejan.

En el ciclo de Carnot supusimos equilibrio térmico entre la máquina reversible y los reservorios caliente y frío.

En un ciclo real de Carnot habría una diferencia de temperatura entre la máquina y ambos reservorios.



La rapidez de transferencia de calor:

$$Q_H = (UA)_H (T_H - T_{HC}) \quad (1)$$

$$Q_L = (UA)_L (T_{LC} - T_L) \quad (2)$$

donde:

UA = conductancia de la transferencia de calor o el recíproco de la resistencia térmica

Estableciendo la restricción de tamaño:

$$(UA)_H + (UA)_L = (UA) = \text{constante} \quad (3)$$

En la máquina reversible, $S_{\text{generada}} = 0$, por tanto:

$$\frac{Q_H}{T_{HC}} = \frac{Q_L}{T_{LC}} \quad (4)$$

Fijamos Q_H para hacer el análisis por unidad de calor recibido de la fuente caliente:

$$W_{\text{reversible}} = Q_H \left(1 - \frac{T_{LC}}{T_{HC}} \right) \quad (5)$$

Reacomodando ecuación (5) para eficiencia, sustituyendo en ella el valor de T_{LC} (que se despeja al eliminar Q_L de entre las ecuaciones (2) y (4)):

$$\eta = \frac{W_{\text{rev.}}}{Q_H} = 1 - \frac{T_L}{\left[T_{HC} - \frac{Q_H}{(UA)_L} \right]} \quad (6)$$

La restricción de tamaño puede escribirse:

$$(UA)_H = x (UA) \quad ; \quad (UA)_L = (1 - x)(UA) \quad (7)$$

Sustituyendo en la ecuación (6), T_{HC} de (1) y (UA) de (7), y reacomodando:

$$\eta = 1 - \left(\frac{T_L}{T_H} \right) \left[1 - \frac{Q_H}{T_H (UA)} \left(\frac{1}{x} + \frac{1}{1-x} \right) \right]^{-1}$$

La eficiencia es máxima cuando $x = \frac{1}{2}$, es decir, cuando $(UA)_H = (UA)_L = \left(\frac{1}{2} \right) (UA)$:

$$\eta_{\text{máxima}} = 1 - \left(\frac{T_L}{T_H} \right) \left[1 - \frac{4Q_H}{T_H (UA)} \right]^{-1}$$

Esto significa que al incrementar el tamaño (UA) , se incrementa la eficiencia máxima.

La anterior aseveración es la realidad de la economía de escala: mayores máquinas son termodinámicamente mejores que las más pequeñas porque tienen mayores conductancias (UA) y ductos más amplios para flujo de fluidos.

1.8 Determinación del trabajo perdido (LW) en un sistema real (irreversible)

En la máquina (sistema) de Carnot el calor se transfiere reversiblemente, sin fricción.

En máquinas (sistemas) reales hay fricción que produce calor y algo de este se descarga. Asimismo, algo del trabajo se emplea para vencer la fricción.

Vamos a comparar una máquina real (irreversible) y una máquina de Carnot ideal (reversible) (ver diagrama anexo).

$$\text{Trabajo perdido} = LW = W_{\text{reversible}} - W_{\text{real}}$$

Aplicando la primera ley a cada máquina (sistema):

$$(Q_H)_{\text{reversible}} = W_{\text{reversible}} + (Q_C)_{\text{reversible}}$$

$$(Q_H)_{\text{real}} = W_{\text{real}} + (Q_C)_{\text{real}}$$

Considerando el caso $(Q_H)_{\text{reversible}} = (Q_H)_{\text{real}}$:

$$W_{\text{reversible}} + (Q_C)_{\text{reversible}} = W_{\text{real}} + (Q_C)_{\text{real}}$$

$$LW = W_{\text{reversible}} - W_{\text{real}} = (Q_C)_{\text{real}} - (Q_C)_{\text{reversible}}$$

$$(Q_C)_{\text{real}} = LW + Q_{C\text{reversible}}$$

Aplicando la segunda ley al sistema real:

$$\Delta S_{\text{universo}} = \Delta S_{\text{sistema real}} + \Delta S_{\text{alrededores del sistema real}}$$

En estado estable (no cambia con el tiempo), $\Delta S_{\text{sistema real}} = 0$

$$\Delta S_{\text{universo}} = \Delta S_{\text{alrededores del sistema real}} = \Delta S_H + \Delta S_C$$

$$\Delta S_H = -\frac{(Q_H)_{\text{real}}}{T_H} = -\frac{(Q_H)_{\text{reversible}}}{T_H}$$

$$\Delta S_c = \frac{(Q_c)_{\text{real}}}{T_c} = \frac{(LW + Q_{c \text{ reversible}})}{T_c}$$

$$\Delta S_{\text{universo}} = -\frac{(Q_H)_{\text{reversible}}}{T_H} + \frac{LW}{T_c} + \frac{(Q_c)_{\text{reversible}}}{T_c}$$

Recordando para los alrededores de máquina reversible:

$$\frac{(Q_H)_{\text{reversible}}}{T_H} = \frac{(Q_c)_{\text{reversible}}}{T_c}$$

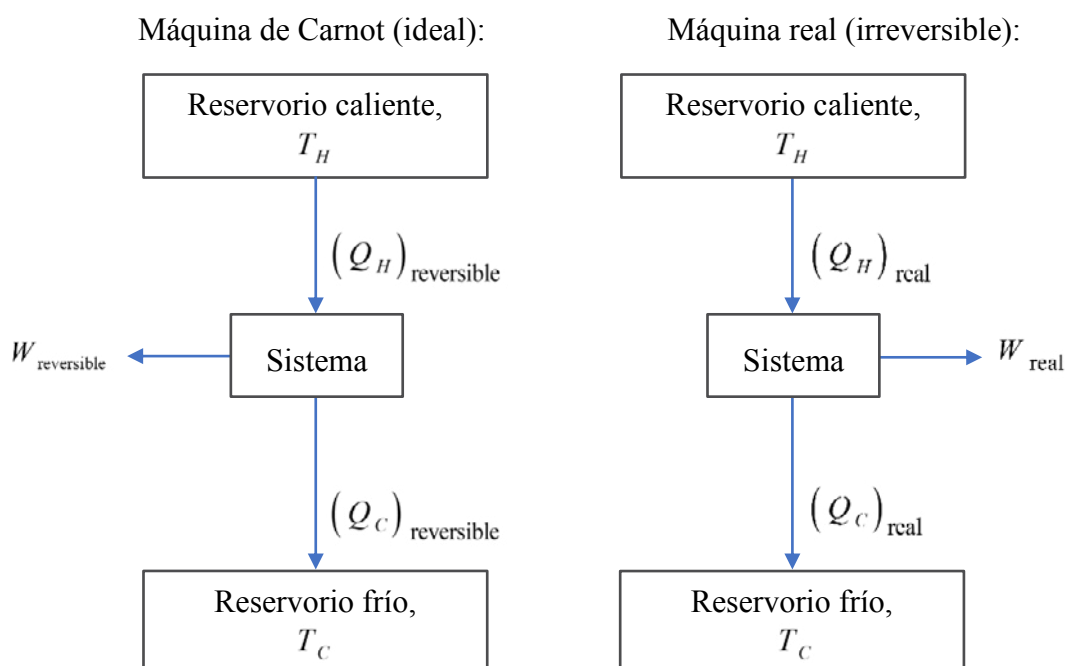
Aplicando:

$$\Delta S_{\text{universo}} = \frac{LW}{T_c}$$

$$LW = T_c * \Delta S_{\text{universo}}$$

La pérdida en la habilidad de un sistema para hacer trabajo (el trabajo perdido) está dada por el producto de los factores $\Delta S_{\text{universo}}$ y la menor temperatura de un reservorio donde se descarga calor.

Diagrama de máquinas real e ideal



CAPÍTULO 2

Problema muestra de cogeneración en la expansión de una planta

2.1 Hoja de flujo del ciclo de vida de un diseño térmico

El proceso de diseño de un sistema térmico inicia con su concepción mental, prosigue con su construcción y operación, y termina con su retiro.

A la secuencia de pasos representados por bloques le llamamos hoja de flujo:

- 1) Comprender el problema: desarrollo de especificaciones y planeación.
¿Qué? y no ¿Cómo?
- 2) Desarrollo de conceptos: generar y tamizar conceptos alternativos.
¿Cómo? y no ¿Qué?

Las decisiones aquí tomadas generan hasta el 80 % del costo del proyecto.

- 3) Diseño detallado
- 4) Ingeniería de proyecto
- 5) Servicio (Arranque, operación y retiro)

Diagrama de bloques

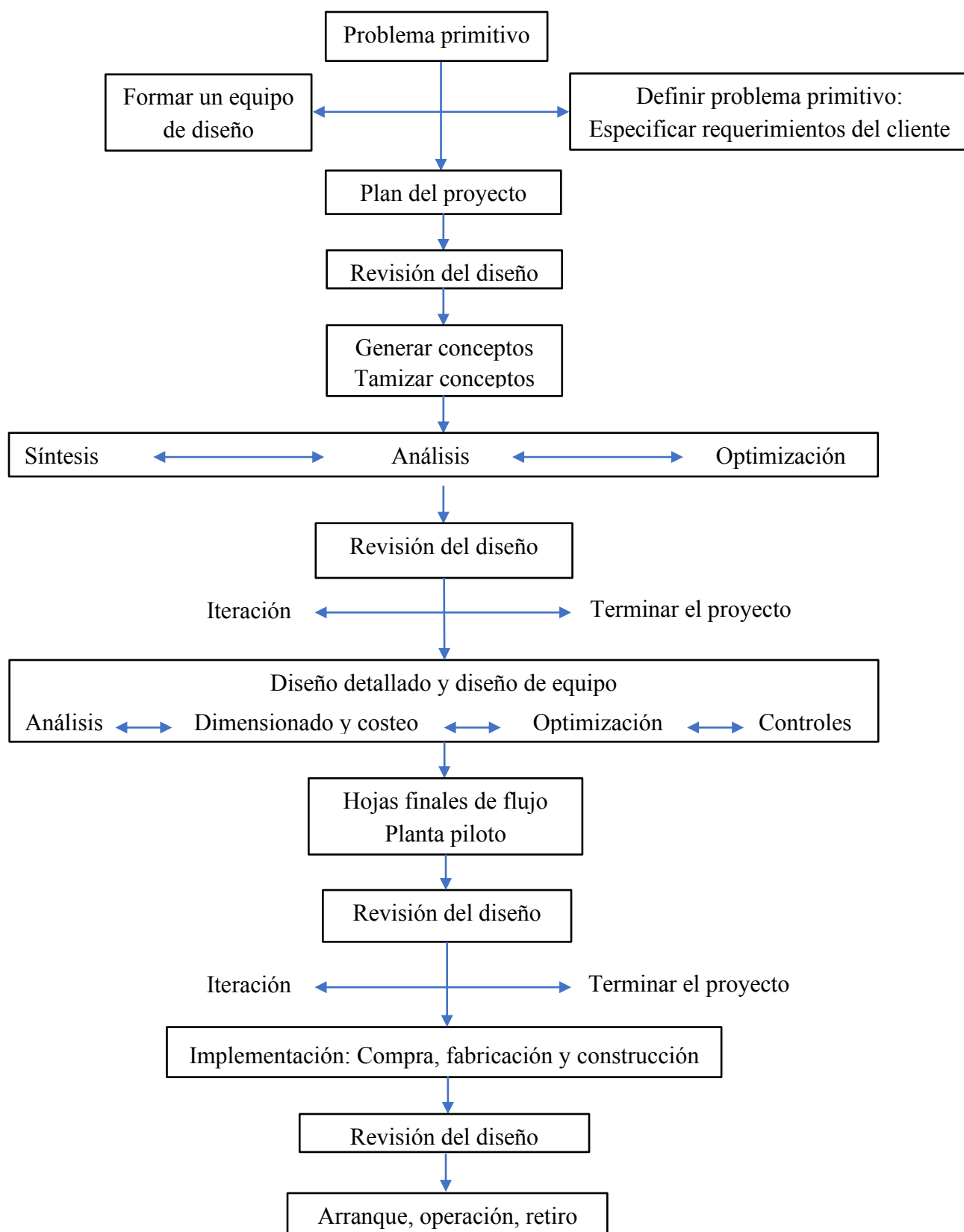
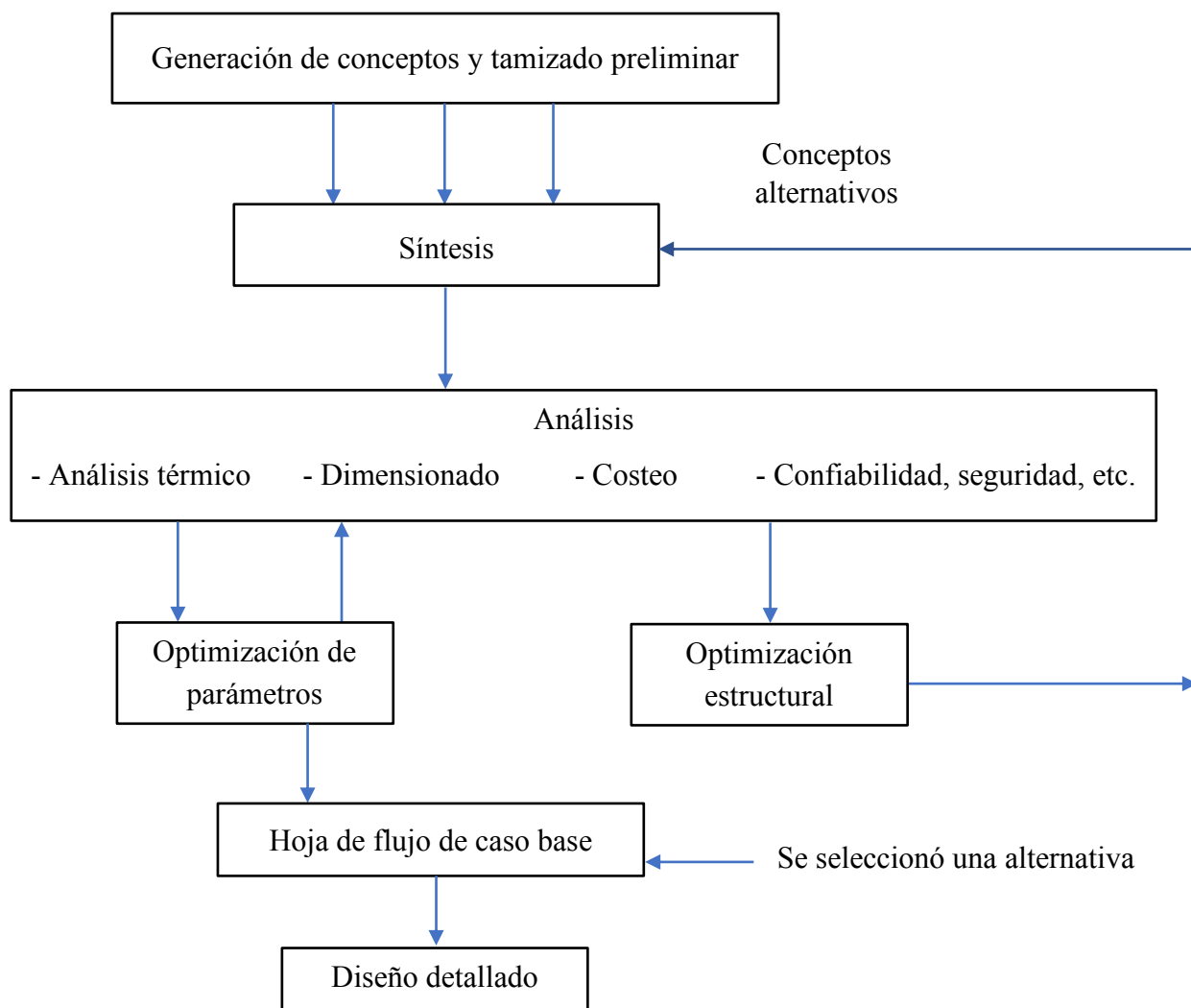


Diagrama de bloques más detallado de la generación de conceptos:



2.2 Problema muestra: en la expansión de una planta, se requiere proveer potencia eléctrica y vapor adicionales

Hay varias alternativas por explorar:

- 1) Generar todo el vapor requerido en un hervidor y comprar toda la potencia eléctrica requerida:

Como la cogeneración es la producción conjunta de calor y potencia, entonces podríamos cogenerar en la expansión de dicha planta.

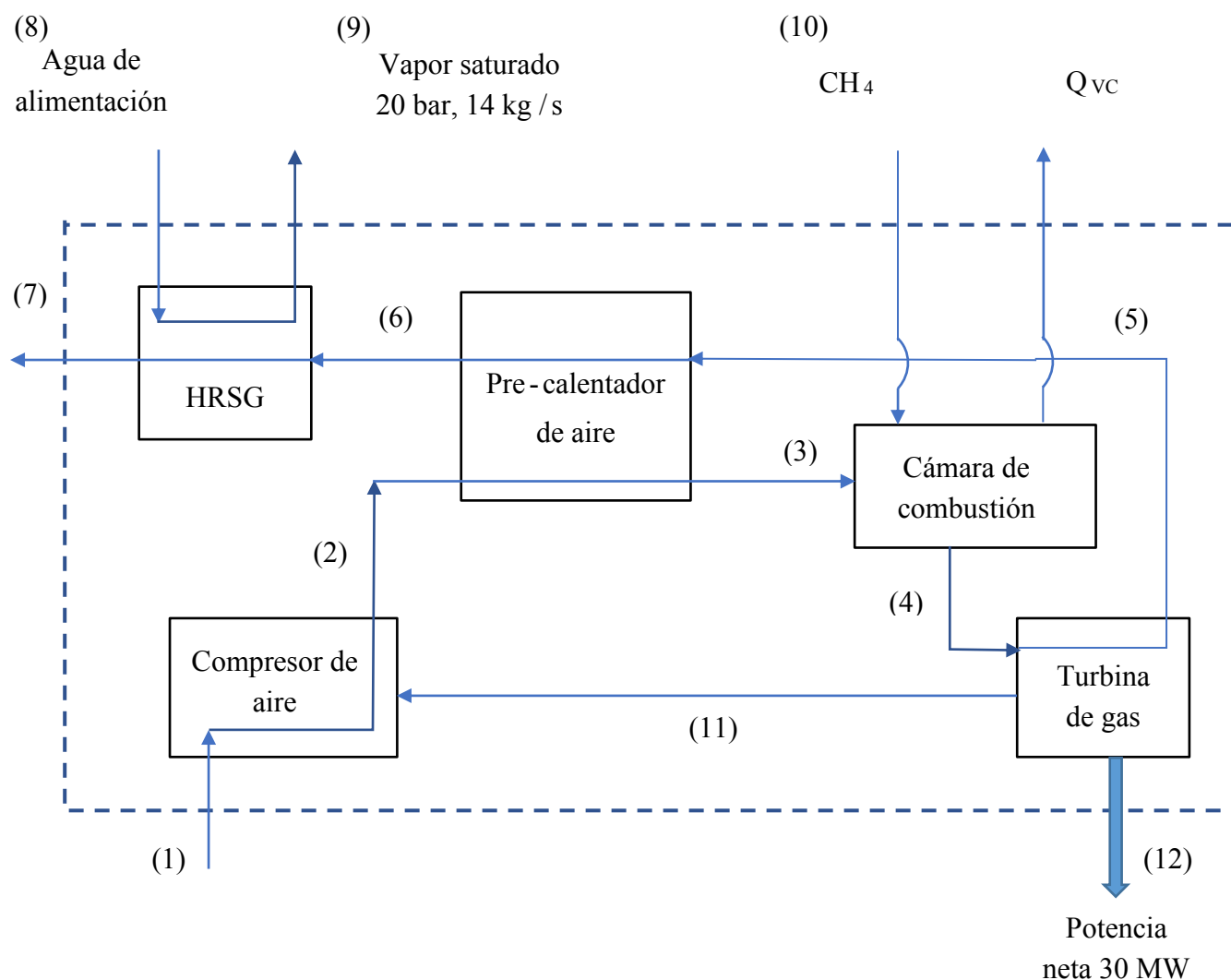
2) Cogenerar vapor y potencia: Generar todo el vapor requerido y

- a) Generar toda la potencia eléctrica requerida, empleando turbina de gas.
- b) Generar parte de la potencia y comprar el faltante de la misma.
- c) Generar más potencia de la requerida y vender el sobrante.

En el conjunto de procesos alternativos, supongamos que se selecciona la alternativa b), agregando un pre-calentador de aire.

Ese será nuestro caso base de estudio.

2.3 Diagrama del caso base del sistema de cogeneración



Se hará un estudio detallado y se verá que la cogeneración (generación conjunta de potencia eléctrica y vapor) es un sistema muy eficiente.

En el estudio de optimización hay parámetros que se mantienen fijos:

- Por ser productos definidos del sistema:

Potencia eléctrica de 30 MW

14 kg/s de vapor generado (saturado) a presión de 20 bar y temperatura de 485.6 K

- Por razones de costos:

Eficiencia iso - entrópica de compresor $(\eta_{SC}) \leq 0.90$

Eficiencia iso - entrópica de la turbina $(\eta_{ST}) \leq 0.90$

Razón de compresión $\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \leq 16$

Temperatura de los gases de combustión $(T_4) \leq 1550 \text{ K}$

Las variables de decisión son:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 10$$

$$\eta_{SC} = \eta_{ST} = 0.86$$

$$T_3 \text{ (aire precalentado)} = 850 \text{ K}$$

$$T_4 = 1520 \text{ K}$$

$$P_{10} = 12 \text{ bar (presión a que se alimenta el gas natural)}$$

$$T_1 = T_8 = T_{10} = 298.15 \text{ K}$$

$$P_1 = P_7 = 1.013 \text{ bar}$$

$$\Delta P = \text{caída de presión}$$

$$\Delta P \text{ en pre-calentador de aire: 3 \% lado del gas, 5 \% lado del aire}$$

ΔP en cámara de combustión: 5 % aire de entrada (≈ 5 % de gases de combustión, ya que el combustible gas natural es aproximadamente solo el 1.8 % en peso de la mezcla aire-combustible)

HRSG (Heat Recovery Steam Generator) = Recuperador de calor generador de vapor

ΔP en HRSG = 5 % lado del gas

El resto son variables dependientes por calcular:

$$P_3, P_4, P_5, P_6$$

$$T_2, T_5, T_6, T_7$$

m = flujo másico

$$m_1 (= m_2 = m_3), m_4 (= m_5 = m_6 = m_7) \text{ y } m_{10}$$

Iniciamos el cálculo con la determinación de presiones:

En HRSG:

$$P_7 = 0.95 * P_6$$

$$P_6 = \frac{P_7}{0.95} = \frac{1.013}{0.95} = 1.066 \text{ bar}$$

En el pre-calentador de aire:

Lado del gas:

$$P_6 = 0.97 * P_5$$

$$P_5 = \frac{P_6}{0.97} = \frac{1.066}{0.97} = 1.099 \text{ bar}$$

Lado del aire:

$$P_3 = 0.95 * P_2 = 0.95 * 10.13 = 9.623 \text{ bar}$$

Donde:

$$P_2 = 10 * P_1 = 10.13 \text{ bar}$$

Cámara de combustión:

$$P_4 = 0.95 * P_3 = 0.95 * 9.623 = 9.142 \text{ bar}$$

TABLA DE VALORES ACTUALES DE LAS CORRIENTES DE MASA

Corriente	Sustancia	kg / s	T (K)	P (bar)
1	aire	m_1	298	1.013
2	"	"	T_2	10.13
3	"	"	850	9.623
4	gases	m_4	1520	9.142
5	"	"	T_5	1.099
6	"	"	T_6	1.066
7	"	"	T_7	1.013
8	agua	14	298	20
9	vapor de agua	"	485.6	"
10	CH ₄	m_{10}	298	12

Para determinar las restantes variables $(T_2, T_5, T_6, T_7, m_1, m_4, m_{10})$, proseguimos con la cámara de combustión.

Condiciones para nuestros cálculos

- Operación en estado estable
- Aire y gases de combustión son gases ideales
- El aire se compone de 21 % oxígeno (O₂) y 79 % Nitrógeno (N₂), base molar o volumétrica.
- El gas natural se considera metano (CH₄), la combustión es completa (no hay monóxido de carbono, CO, presente) y el N₂ es inerte (no se forman NO_x).
- El calor perdido por radiación desde la cámara de combustión (Q_{VC}) es el 2 % del bajo valor de calentamiento (LHV o Lower Heating Value) del CH₄.

2.4 Alto y bajo valor de calentamiento de los combustibles

Un combustible que genera agua (H_2O) en los gases de combustión tiene dos valores de calentamiento: el alto valor de calentamiento (HHV o Higher Heating Value) y el bajo valor de calentamiento (LHV o Lower Heating Value).

La diferencia entre ambos es el calor latente del agua (entalpía del cambio de fase líquido-vapor), que en el primer caso se considera recuperado de los gases al condensar su vapor de agua.

Al hacer cálculos se debe ser congruente con la base de valor de calentamiento usada. Aquí usamos el alto valor de calentamiento, por lo que en la entalpía del agua incluimos el calor latente de evaporación.

2.5 Reacción química de combustión

En una reacción química se conservan los átomos ya que son los mismos antes y después de la reacción. Es decir, los átomos que están presentes en los reactivos también están presentes en los productos.

La combustión es la oxidación (reacción con oxígeno) de los elementos químicos del combustible, genéricamente C, H, S, mismos que en oxidación completa son oxidados a CO_2 , H_2O y SO_2 .

En la industria actual, la mayoría de las combustiones se llevan a cabo empleando aire, que fundamentalmente es una mezcla de O_2 (21 % en mol) y N_2 (79 % mol).

El N_2 es prácticamente inerte, lo cual significa que sale tal como entra, sin reaccionar (aun cuando a altas temperaturas forma partes por millón en volumen de NO, que es un contaminante tóxico ambiental).

La cantidad estequiométrica (o teórica) de aire es la cantidad necesaria para oxidar el combustible sin que sobre oxígeno, es decir, sin que aparezca este en los gases producto de combustión.

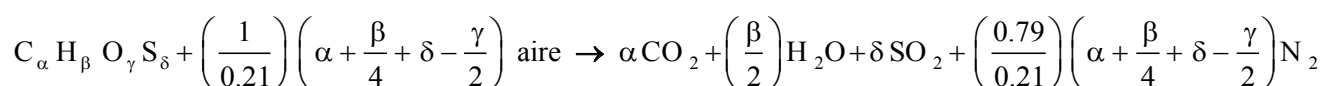
Las reacciones químicas normalmente se cuantifican en moles. Desde luego, finalmente las moles representan masa.

Mol de gas = peso molecular del gas expresado en gramos

Un mol de gas contiene el número de Avogadro (6.023×10^{23}) de moléculas del gas.

Número de moles = masa / peso molecular (g / g / mol, kg / kg / k mol, etc.)

Combustión estequiométrica con aire del combustible $C_{\alpha} H_{\beta} O_{\gamma} S_{\delta}$, basada en un mol de combustible:



Peso molecular del combustible = $12(\alpha) + 1(\beta) + 16(\gamma) + 32(\delta)$

Peso molecular tiene unidades de g/mol = kg/k mol, lb/lb mol, etc.

$$O_{2 \text{ teórico}} = \left(\alpha + \frac{\beta}{4} + \delta - \frac{\gamma}{2} \right) O_2$$

$$\text{Aire}_{\text{teórico}} = \frac{O_{2 \text{ teórico}}}{0.21}$$

En la industria, normalmente las reacciones de combustión se llevan a cabo con aire en exceso de la cantidad teórica o estequiométrica.

Ahora, consideraremos la combustión general (no necesariamente estequiométrica) con aire, del mismo combustible genérico.

Debemos recordar que: (1) los productos de oxidación son proporcionales al combustible presente, sin importar el exceso de aire, y (2) el O_2 presente en los gases de combustión es el O_2 que entró con el aire menos el O_2 que reaccionó proporcionalmente con el combustible.

Se define:

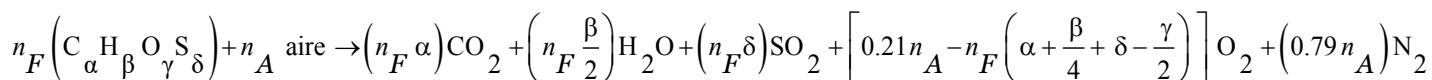
$$\lambda = \frac{n_F}{n_A} = \text{moles de combustible por cada mol de aire}$$

Donde:

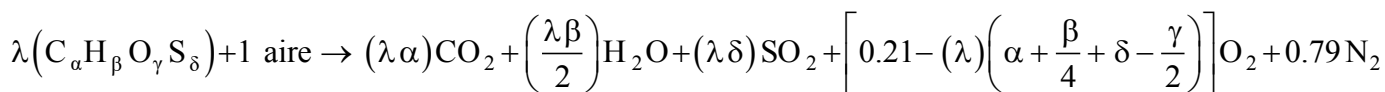
$$n_F = \text{moles de combustible}$$

$$n_A = \text{moles de aire}$$

Obtenemos reacción general de combustión:



Al dividir por n_A y sustituir λ para obtener la reacción basada en un mol de aire:



$$\% \text{ aire en exceso} = \left(\frac{0.21}{\lambda \left(\alpha + \frac{\beta}{4} + \delta - \frac{\gamma}{2} \right)} - 1 \right) 100 = \left(\frac{\text{aire real}}{\text{aire estequiométrico}} - 1 \right) 100$$

La composición de gases de salida se puede dar en fracción mol de cada gas.

$$\text{Fracción mol}_i = \text{moles}_i / \Sigma$$

$$\Sigma = \text{suma de las moles de todos los gases}$$

Para el combustible CH_4 , sustituyendo $\alpha = 1$, $\beta = 4$, $\gamma = \delta = 0$:



Para el balance energético, en los gases de combustión (corriente 4) sumamos el O_2 y el N_2 para obtener el aire:

$$[\text{Gases de combustión}]_{1520 \text{ K}} = [\lambda \text{CO}_2 + 2\lambda \text{H}_2\text{O} - 2\lambda \text{O}_2 + 1 \text{ Aire}]_{1520 \text{ K}}$$

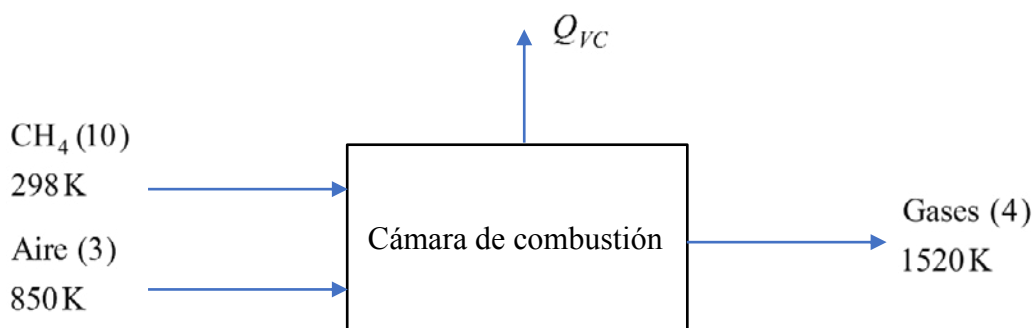
2.6 Balance energético en la cámara de combustión

Nos basaremos en el alto valor de calentamiento del CH_4 . Por lo tanto, la entalpía del H_2O debe contener el calor latente de evaporación.

$$H = \text{rapidez de entalpía} \rightarrow \text{kW} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$h = \text{entalpía específica} \rightarrow \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$\lambda = \text{flujo molar} \rightarrow \frac{\text{kmol}}{\text{s}}$$



En estado estable:

$$\sum (\text{rapideces de energías que entran}) = \sum (\text{rapideces de energías que salen})$$

$$H(3) + H(10) = Q_{VC} + H(4)$$

De tablas anexadas (Bailie, *Energy Conversion Engineering*), de h (kJ/kmol) de gases vs. T (K), donde la temperatura de referencia es 298 K:

T 850 K	Aire 16900				
T	Aire	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
1520 K	39600	62960	93040	41120	39200

h del agua en la tabla de arriba ya contiene el calor latente de la misma (44000 kJ/kmol) agregado al valor de la tabla de Bailie (49040 kJ/kmol), que inicialmente no lo contenía.

De las tablas:

$$\text{HHV}(\text{CH}_4) = 890888 \text{ kJ/kmol}$$

$$\text{LHV}(\text{CH}_4) = 802361 \text{ “}$$

$$Q_{VC} = 0.02 * 802361 * \lambda \text{ (kW)}$$

$$H(10) = 890888 * \lambda$$

$$H(3) = 16900 * 1 = 16900$$

$$H(4) = \lambda * 62960 + 2\lambda * 93040 - 2\lambda * 41120 + 39600$$

Aplicando el balance de energía:

$$16900 + 890888\lambda = 0.02 * 802361\lambda + 62960\lambda + 186080\lambda - 82240\lambda + 39600$$

Despejando:

$$\lambda = 0.0321$$

Obtenemos la relación entre flujos molares de combustible y aire, aun cuando no conocemos sus valores individuales.

Sustituyendo $\alpha = 1$, $\beta = 4$ y el valor de λ , en la ecuación de porcentaje exceso de aire, obtenemos el valor de 227%.

2.7 Composición y peso molecular del gas efluente

Para obtener las propiedades de la mezcla gaseosa producto de la combustión, partimos de su composición en fracciones mol, donde para cada componente de la mezcla su fracción mol es su número de moles dividido por la suma de las moles de todos los gases presentes en la mezcla.

Entonces, la propiedad requerida para la mezcla (peso molecular, entropía, entalpía, exergía) es la suma de los productos de (fracción mol * valor de la propiedad) de cada gas presente en la mezcla.

Para el caso del aire, aun cuando es una mezcla de gases, siendo un utilitario, encontramos directamente en tablas sus propiedades.

Para obtener las moles de cada gas, se sustituye el valor de λ en el gas producto de la combustión:

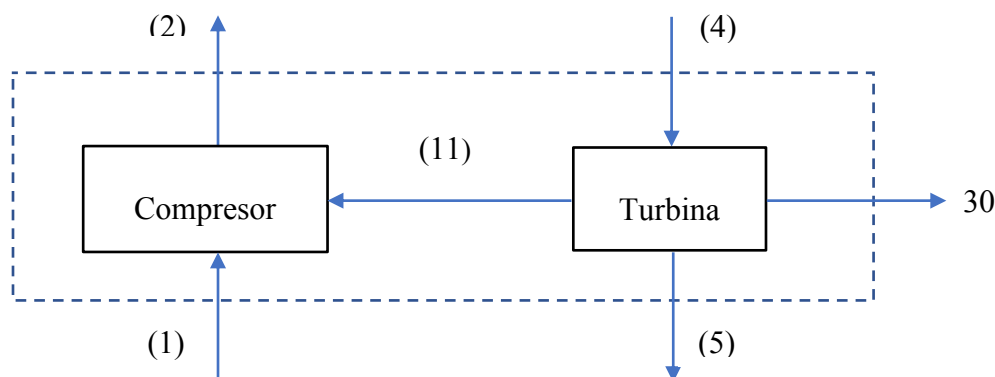
	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	Σ
Moles	0.0321	0.0642	0.1458	0.79	Σ = 1.0321
Fracción mol (adimensional)	0.0311	0.0622	0.1413	0.7654	1.0000
Peso molecular kg/kmol	44	18	32	28	

$$\text{Peso molecular de mezcla de gases} = \sum \left(\text{fracción mol}_i * \text{peso molecular}_i \right)$$

Peso molecular de gases de combustión:

$$= 0.0311 * 44 + 0.0622 * 18 + 0.1413 * 32 + 0.7654 * 28 = 28.44 \text{ g/mol } (= \text{kg/kmol}).$$

2.8 Balance energético del conjunto compresor y turbina



Balance de energía del conjunto:

$$\sum (\text{energías que entran}) = \sum (\text{energías que salen})$$

$$H(1) + H(4) = H(2) + H(5) + 30000$$

$$H(1) = \text{entalpía de } 298 \text{ K} = 0$$

$$0 + h(4) * n_G = h(2) * n_A + h(5) * n_G + 30000$$

Reagrupando:

$$n_G [h(4) - h(5)] = n_A * h(2) + 30000$$

Dividiendo por n_A : $\frac{n_G}{n_A} [h(4) - h(5)] = h(2) + \frac{30000}{n_A}$

Del balance total de masa ($m_G = m_A + m_F$) obtenemos:

$$\frac{n_G}{n_A} = (PM_A + \lambda PM_F) / PM_G = 1.0321$$

$$n_G = \text{moles de gases de combustión}$$

$$PM_G = \text{peso molecular de los gases de combustión}$$

$$PM_A = \text{peso molecular del aire}$$

$$1.0321 [h(4) - h(5)] = h(2) + \frac{30000}{n_A}$$

$$PM_A = 0.79 * 28 + 0.21 * 32 = 28.84 \text{ kg/kmol}$$

$$n_A = \frac{m_A}{PM_A} = \frac{m_A}{28.84}$$

Donde:

$$m_A = \text{flujo másico del aire [kg /s]}$$

Sustituyendo y reagrupando:

$$1.0321 [h(4) - h(5)] - h(2) = 30000 * \frac{28.84}{m_A} = \frac{865200}{m_A}$$

$$m_A = \frac{865200}{\{1.0321 [h(4) - h(5)] - h(2)\}}$$

En el compresor (aire):

$$\eta_{SC} = 0.86 = \frac{\Delta h_{S \text{ constante}}}{\Delta h_{\text{real}}} = \frac{[h(2)_{S \text{ constante}} - h(1)]}{[h(2) - h(1)]} = \frac{h(2)_{S \text{ constante}}}{h(2)}$$

Compresión iso-entrópica del aire: $s(1) = s(2)$

Donde s = entropía específica $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}} \right)$

$$s(1) = 0, \text{ por tanto: } s(2) = 0 = s(2)_{(T)} + s(2)_{(P)}$$

Despejando $s(2)_{(T)}$:

$$s(2)_{(T)} = 0 - s(2)_{(P)} = - \left[-R \ln \left(\frac{P_2}{P_{\text{referencia}}} \right) \right] = R \ln 10 = 8.314 * \ln 10 = 19.1437 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

De tablas (Bailie, *Energy Conversión Engineering*), s (kJ/kmol K) de gases vs. T (K):

T (K)	s_{aire} (kJ/kmol K)
500	15.2
600	20.8

Requerimos encontrar la temperatura que corresponde a dicho valor de entropía por temperatura.

Aplicamos la regla de proporcionalidad para obtener el aumento de la propiedad (temperatura en este caso) respecto al valor base y lo sumamos al mismo valor base:

Por tanto:

$$T_{2S \text{ constante}} = 500\text{K} + \frac{(600-500)\text{K}}{(20.8-15.2) \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}} * (19.1437-15.2) \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}} = 570.4 \text{ K}$$

De tablas, h de gases T :

$T \text{ (K)}$	$h_{\text{aire}} \text{ (kJ/kmol)}$
500	5960
600	9000

Por tanto:

$$h(2)_{S \text{ constante}} = 5960 + \left[\frac{(9000 - 5960)}{(600 - 500)} \right] * (570.4 - 500) = 8100.16 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Regresando a eficiencia iso-entrópica del compresor:

$$0.86 = \frac{8100.16}{h(2)}$$

$$h(2) = 9418.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

De tablas:

$T \text{ (K)}$	$h \text{ (kJ/kmol K)}$
600	9000
700	12100

Por tanto:

$$T_2 = 600 \text{ K} + \frac{(700-600) \text{ K}}{(12100-9000) \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}} * (9418.8-9000) \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} = 613.5 \text{ K}$$

En la turbina (el fluido de trabajo son los gases de combustión), la relación de cambios de entalpía es la inversa de la del compresor.

$$\eta_{ST} = 0.86 = \frac{\Delta h_{\text{real}}}{\Delta h_{S \text{ constante}}} = \left[\frac{h(4) - h(5)}{h(4) - h(5)_{S \text{ constante}}} \right]$$

$$T_4 = 1520 \text{ K (variable de decisión)}$$

$$h_{\text{mezcla gases}} = \sum (\text{fracción mol}_i * h_i)$$

$$h(4) = 0.0311 * 62960 + 0.0622 * 93040 + 0.1413 * 41120 + 0.7654 * 39200 = 43559 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

En expansión iso-entrópica, $s(4) = s(5)$

$$s(4) = s(4)_{(T)} + s(4)_{(P)}$$

$$s_{(T)}_{\text{mezcla gases}} = \sum \text{fracción mol}_i * s_i$$

De tablas, $s_{(T)}$ vs. T , para $T = 1520 \text{ K}$:

$$s(4)_{(T)} = 0.031 * 79.24 + 0.0622 * 62.4 + 0.1413 * 53.26 + 0.7654 * 50.84 = 52.78 \text{ kJ/kmol K}$$

$$s(4)_{(P)} = -R \ln \frac{P_4}{P_{\text{referencia}}} = -8.314 * \ln \left(\frac{9.142}{1.013} \right) = -18.29 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

$$s(4) = 52.78 - 18.29 = 34.49 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

$$s(5) = 34.49 = s(5)_{(T)} + s(5)_{(P)}$$

$$s(5)_{(P)} = -R \ln \frac{(P_5)}{P_{\text{referencia}}} = -8.314 * \ln \left(\frac{1.099}{1.013} \right) = -0.68 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

Por tanto:

$$s(5)_{(T)} = 34.49 + 0.68 = 35.17 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

De tablas, $s(T)$ vs. T :

$$T \text{ (K)} \quad s \text{ (kJ/kmol K)}$$

$$900 \quad 34.42 = 0.0311 * 49.7 + 0.0622 * 39.7 + 0.1413 * 34.8 + 0.7654 * 33.3$$

$$1000 \quad 37.976 = 0.0311 * 55.4 + 0.0622 * 44 + 0.1413 * 38.4 + 0.7654 * 36.7$$

$$T_{5 \text{ } S \text{ constante}} = 900 + \frac{(1000 - 900)}{(37.976 - 34.42)} * (35.17 - 34.42) = 921 \text{ K}$$

Ahora, de tablas h vs. T , hallar $h(5)_{S \text{ constante}}$ para 921 K:

$$h(5)_{S \text{ constante}} = 0.0311 * 29034 + 0.0622 * 66861 + 0.1413 * 19935 + 0.7654 * 18972 = 22400 \text{ kJ/kmol}$$

Sustituyendo en la ecuación de eficiencia iso-entrópica:

$$0.86 = \frac{[43559 - h(5)]}{(43559 - 22400)}$$

$$h(5) = 25362 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

De tablas, h vs. T :

$$T \text{ (K)} \quad h \text{ (kJ/kmol)}$$

$$1000 \quad 25059.5 = 0.0311 * 33300 + 0.0622 * 70100 + 0.1413 * 22700 + 0.7654 * 21500$$

$$1100 \quad 28494.9 = 0.0311 * 38900 + 0.0622 * 74200 + 0.1413 * 26100 + 0.7654 * 24800$$

Por tanto:

$$T_5 = 1000 + \frac{(1100 - 1000)}{(28494.9 - 25059.5)} * (25362 - 25059.5) = 1008.8 \text{ K}$$

Ya tenemos $h(2)$, $h(4)$ y $h(5)$ para sustituir en la ecuación de m_A :

$$m_A = \frac{865200}{[(1.0321)(43559 - 25362) - 9418.8]} = 92.4 \text{ kg/s}$$

$$n_A = \frac{m_A}{PM_A} = \frac{92.4}{28.84} = 3.2 \frac{\text{kmol}}{\text{s}}$$

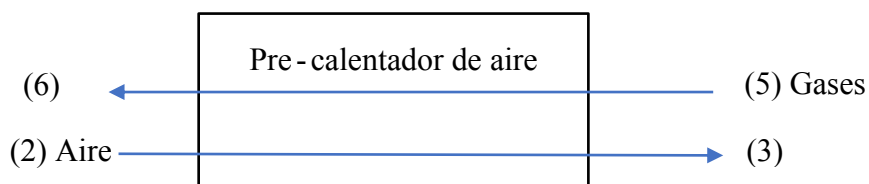
$$n_F = \lambda * n_A = 0.0321 * 3.2 = 0.103 \frac{\text{kmol}}{\text{s}}$$

$$m_F = n_F * PM_F = 0.103 * 16 = 1.64 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_G = m_A + m_F = 94.04 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$n_G = \frac{m_G}{PM_G} = \frac{94.04}{28.44} = 3.303 \frac{\text{kmol}}{\text{s}} \approx 3.3 \frac{\text{kmol}}{\text{s}}$$

2.9 Balance energético en el pre-calentador de aire



Balance de energía del conjunto:

$$\sum (\text{energías que entran}) = \sum (\text{energías que salen})$$

$$H(2) + H(5) = H(3) + H(6)$$

Reagrupando:

$$[H(3) - H(2)]_{\text{aire}} = [H(5) - H(6)]_{\text{gases}}$$

$$n_A [h(3) - h(2)] = n_G [h(5) - h(6)]$$

Sustituyendo valores:

$$3.2 (16900 - 9418.8) = 3.3 [25362 - h(6)]$$

$$h(6) = 18108 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

$$T \text{ (K)} \quad h \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right)$$

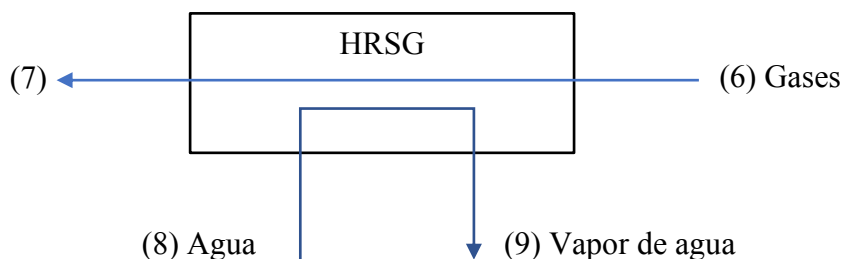
$$700 \quad 15121.6 = 0.0311 * 17700 + 0.0622 * 58200 + 0.1413 * 12500 + 0.7654 * 12000$$

$$800 \quad 18358.7 = 0.0311 * 22700 + 0.0622 * 62100 + 0.1413 * 15800 + 0.7654 * 15100$$

Por tanto:

$$T_6 = 700 + \frac{(800 - 700)}{(18358.7 - 15121.6)} * (18108 - 15121.6) = 792.2 \text{ K}$$

2.10 Balance energético en el HRSG (Heat Recovery Steam Generator), o recuperador de calor generador de vapor



Balance de energía del conjunto HRSG:

$$H(6) + H(8) = H(7) + H(9)$$

$$[H(9) - H(8)]_{\text{agua}} = [H(6) - H(7)]$$

Corriente (8): agua líquida, 298 K, 20 bar

Corriente (9): vapor de agua saturado a 20 bar

De tablas de vapor:

$$h''(8) = 104.89 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$S''(8) = 0.3764 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$H''(9) = 2799.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$S''(9) = 6.3409 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

En ecuación de balance de energía:

$$m_{\text{agua}} [H''(9) - H''(8)] = n_g [h(6) - h(7)]$$

Sustituyendo valores:

$$14 (2799.5 - 104.89) = 3.3 [18108 - h(7)]$$

$$h(7) = 6676 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

De tablas, h vs. T :

$$T(\text{K}) \quad h \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right)$$

$$400 \quad 5770.1 = 0.0311 * 4040 + 0.0622 * 47440 + 0.1413 * 3030 + 0.7654 * 2960$$

$$500 \quad 8819.4 = 0.0311 * 8310 + 0.0622 * 50930 + 0.1413 * 6100 + 0.7654 * 5920$$

$$T_7 = 400 + \frac{(500 - 400)}{(8819.4 - 5770.1)} * (6676 - 5770.1) = 429.7 \text{ K}$$

2.11 Balance energético en el compresor de aire

Balance de energía:

$$W(11) = H(2) = 3.2 * 9418.8 = 30110 \text{ kW}$$



Cálculo de entalpías de las corrientes:

$$H(1) = 0 \text{ kW}$$

$$H(2) = 3.2 * 9418.8 = 30110 \text{ kW} = 30.11 \text{ MW}$$

$$H(3) = 3.2 * 16900 = 54029 \text{ kW} = 54.03 \text{ MW}$$

$$H(4) = 3.3 * 43559 = 143745 \text{ kW} = 143.74 \text{ MW}$$

$$H(5) = 3.3 * 25362 = 83629 \text{ kW} = 83.63 \text{ MW}$$

$$H(6) = 3.3 * 18108 = 59711 \text{ kW} = 59.71 \text{ MW}$$

$$H(7) = 3.3 * 6662.6 = 21987 \text{ kW} = 21.99 \text{ MW}$$

$$H(8) = 14 * 104.89 = 1468 \text{ kW} = 1.47 \text{ MW}$$

$$H(9) = 14 * 2799.5 = 39193 \text{ kW} = 39.19 \text{ MW}$$

$$H(10) = 0.103 * 890888 = 91761 \text{ kW} = 91.76 \text{ MW}$$

$$H(11) = 30.11 \text{ MW}$$

2.12 Tabla de valores de flujo, presión, temperatura y entalpía de las corrientes de masa del caso base

H° = rapidez de entalpía $\rightarrow$ MW

Corriente	Sustancia	kg / s	T (K)	P (bar)	H° (MW)
1	Aire	92.4	298	1.013	0
2	"	"	614	10.13	30.11
3	"	"	850	9.623	54.03
4	Gases	94.04	1520	9.142	143.74
5	"	"	1009	1.099	83.63
6	"	"	792	1.066	59.71
7	"	"	430	1.013	21.99
8	Agua	14	298	20	1.47
9	Vapor de agua	"	486	"	39.19
10	CH ₄	1.64	298	12	91.76

CAPÍTULO 3

Aplicación de exergía

3.1 Definición de exergía (E)

La exergía es una medida del máximo trabajo que se puede extraer de un sistema conforme pasa desde un estado dado (P, T) , hasta uno que esté en equilibrio con el ambiente de referencia, (P_0, T_0) . La transferencia de calor es únicamente con el ambiente a T_0 .

La exergía, en contraste con la energía, puede ser destruida en los procesos reales o puede perderse a la atmósfera.

Para un sistema cerrado: $\Delta E = \Delta H - T_0 \Delta S$

Para un sistema abierto, se deben agregar los cambios de energía cinética y potencial, más la exergía química en caso de un combustible.

En caso de no combustible y considerando nulos los cambios de energías cinética y potencial:

$$0 = E_{\text{química}} \quad ; \quad 0 = \Delta \left(\frac{V^2}{2} \right) \quad ; \quad 0 = \Delta (gZ)$$

Y en este caso, para el sistema abierto:

$$\Delta E = \Delta H - T_0 \Delta S$$

$$W_{\text{máximo}} = -\Delta E = E(P, T) - E(P_0, T_0)$$

Donde:

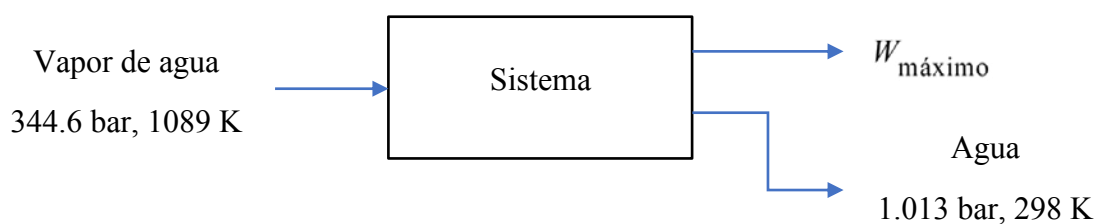
(P, T) son las condiciones de presión y temperatura del estado del sistema

(P_0, T_0) son presión y temperatura del estado de referencia (1.013 bar, 298 K)

Definida de esta manera, la exergía es una función de punto, solo depende de los estados inicial y final, no depende de la ruta para ir de un punto a otro.

3.2 Ejemplo que nos muestra que no todo el calor puede convertirse en trabajo

Determinar la máxima cantidad de trabajo que se puede extraer del calor contenido en vapor de agua a 344.6 bar y sobrecalentado a 1089 K.



De tablas de vapor,

Vapor:

$$H'' = 4019.92 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$S'' = 6.763 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Agua:

$$H'' = 104.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$S'' = 0.356 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$W_{\text{máximo}} = -\Delta E = -(\Delta H - T_0 \Delta S) = -[(104.6 - 4019.92) - 298(0.3656 - 6.763)] = 2008.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

La energía disponible sobre el ambiente de referencia es igual a:

$$H''_{\text{vapor}} - H''_{\text{agua}} = (4019.92 - 104.6) \text{kJ/kg} = 3915.32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\frac{W_{\text{máximo}}}{\text{energía disponible}} = \frac{2008.9}{3915.32} = 0.51$$

El ciclo Rankine refinado alcanza aproximadamente 46 %, por lo que está cerca del rendimiento máximo para ese vapor.

$$\text{Eficiencia de Carnot} = \frac{W}{Q_{\text{entra}}} = 1 - \frac{298}{1089} = 0.726$$

Nota: El rendimiento máximo no puede ser el 100%, porque debe haber dos reservorios de calor.

3.3 Deducción del cambio de exergía para un gas ideal

Haremos tal deducción pues usaremos los valores de exergía de las corrientes de gases y aire para definir, posteriormente, los valores exergo-económicos del caso base.

$$dE = dH - T_0 dS$$

$$dH = C_{p1} dT$$

$$dS = C_{p2} \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P}$$

Donde:

$$C_{p1} = C_p \text{ para evaluar } dH$$

$$C_{p2} = C_p \text{ para evaluar } dS \text{ siguiendo un camino reversible, pues } dS = \frac{dQ_{\text{reversible}}}{T}$$

Nota: para gases ideales, $C_{p1} \approx 1.02 * C_{p2} \approx C_p$

Por tanto:

$$dE = C_p dT - T_0 \left(C_p \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P} \right)$$

Agrupando en funciones de temperatura y presión:

$$dE = \left(C_P dT - T_0 C_P \frac{dT}{T} \right) + \left(T_0 R \frac{dP}{P} \right)$$

Integrando desde el estado de referencia (T_0, P_0) hasta el estado del gas ideal (T, P) :

$$W_{\text{máximo}} = -\Delta E = E_{T,P} = \left[C_P (T - T_0) - T_0 C_P \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + \left[T_0 R \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \right] = E_T + E_P$$

$$E_T = \left[C_P (T - T_0) - T_0 C_P \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] \text{ y, normalmente, se consulta en tablas.}$$

$$E_P = \left[T_0 R \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \right] \text{ y, normalmente, se calcula.}$$

En general, $\Delta E = \Delta H - T_0 \Delta S$

3.4 Balance de exergía

En el balance de exergía, el trabajo (W) ya es exergía, pero no así el calor Q .

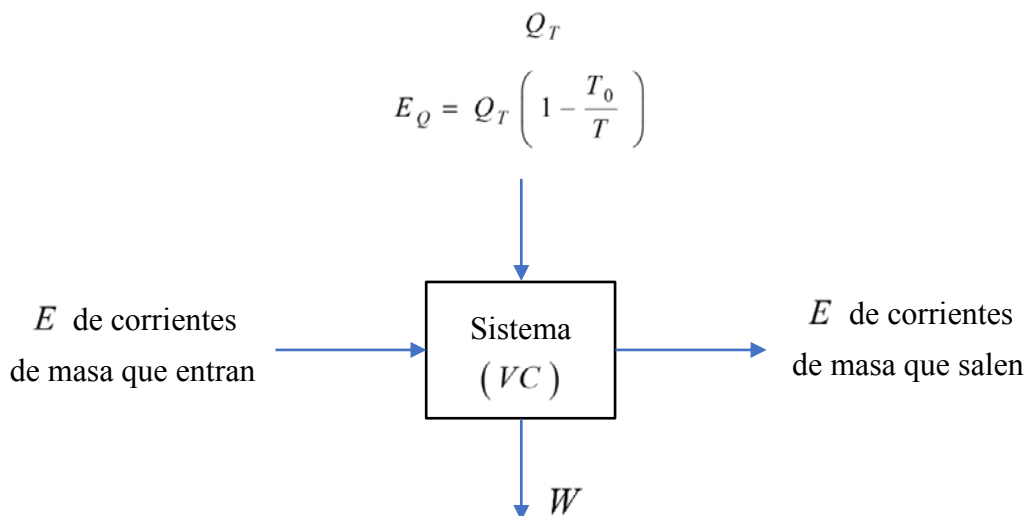
Para un flujo de calor a cierta temperatura T , (Q_T), suponemos que el calor lo pasamos por una máquina de Carnot para obtener su exergía o máximo trabajo que se le puede extraer:

$$E_Q = Q_T \left(1 - \frac{T_0}{T} \right)$$

Donde:

T_0 = Temperatura de referencia = 298 K o equivalente absoluto.

Diagrama



Rapidez de cambio de exergía del sistema = rapidez de transferencia neta de exergía al sistema – rapidez de destrucción de exergía en el sistema.

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \sum \text{rapideces de exergía que entran} - \sum \text{rapideces de exergía que salen} - \text{rapidez de exergía destruida}$$

En estado estable:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = 0$$

$$E_d = \text{rapidez de exergía destruida} = \sum \text{rapideces de exergía que entran} - \sum \text{rapideces de exergía que salen}$$

$$E_d = E_{\text{corrientes másicas entrada}} + Q_T \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) - E_{\text{corrientes másicas salida}} - W$$

3.5 Determinación de la exergía de las corrientes del sistema de cogeneración

Definimos:

$$E = \text{rapidez de exergía (kW)}$$

$$e = \text{exergía específica} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right)$$

$$e_{(T)} \text{ mezcla gases} = \sum \left(e_{(T)i} * \text{fracción mol}_i \right)$$

$$e_{(P)} \text{ mezcla gases} = T_0 R \ln \left(\frac{P_{\text{mezcla}}}{P_0} \right)$$

$$P_0 = \text{presión de referencia} = 1.013 \text{ bar}$$

Corriente (4), gases

$$T_4 = 1520 \text{ K}$$

$$P_4 = 9.142 \text{ bar}$$

De tablas (Bailie, Energy Conversión Engineering), $e_T \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right)$ vs. $T \text{ (K)}$:

$$e(4) = e(4)_T + e(4)_P$$

$$e(4)_T = 0.0311 * 39340 + 0.0622 * 30460 + 0.1413 * 25280 + 0.7654 * 23980 = 25044$$

$$e(4)_P = T_0 R \ln \left(\frac{P_4}{P_0} \right) = 298 * 8.314 * \ln \left(\frac{9.142}{1.013} \right) = 5450.57$$

$$e(4) = 25044 + 5450.57 = 30494.6$$

$$E(4) = 30494.6 * 3.3 = 100632 \text{ kW} \equiv 100.632 \text{ MW}$$

Corriente (5), gases

$$T_5 = 1008 \text{ K}$$

$$P_5 = 1.099 \text{ bar}$$

$$e(5)_T = 0.0311 * 17120 + 0.0622 * 13232 + 0.1413 * 11400 + 0.7654 * 10792 = 11226$$

$$e(5)_P = 298 * 8.314 \ln \left(\frac{1.099}{1.013} \right) = 201.9$$

$$e(5) = 11226 + 201.9 = 11427.9$$

$$E(5) = 11427.9 * 3.3 = 37712 \text{ kW} \equiv 37.712 \text{ MW}$$

Corriente (6), gases

$$T_6 = 792 \text{ K}$$

$$P_6 = 1.066 \text{ bar}$$

$$e(6)_T = 0.0311 * 9477.6 + 0.0622 * 7426 + 0.1413 * 6490.8 + 0.7654 * 6169.6 = 6396$$

$$e(6)_P = 298 * 8.314 \ln \left(\frac{1.066}{1.013} \right) = 126.3$$

$$e(6) = 6396 + 126.3 = 6522.3$$

$$E(6) = 6522.3 * 3.3 = 21524 \text{ kW} \equiv 21.524 \text{ MW}$$

Corriente (7), gases

$$T_7 = 429 \text{ K}$$

$$P_7 = 1.013 \text{ bar}$$

$$e(7)_T = 0.0311 * 989.73 + 0.0622 * 822.14 + 0.1413 * 726.57 + 0.7654 * 704.26 = 723.62$$

$$e(7)_P = 298 * 8.314 \ln \left(\frac{1.013}{1.013} \right) = 0$$

$$e(7) = 723.62$$

$$E(7) = 723.62 * 3.3 = 2387.96 \text{ kW} \equiv 2.388 \text{ MW}$$

Corriente (2), aire

$$T_2 = 613 \text{ K}$$

$$P_2 = 10.13 \text{ bar}$$

$$e(2)_T = 3028.4, \text{ de tablas}$$

$$e(2)_p = 298 * 8.314 \ln \left(\frac{10.13}{1.013} \right) = 5704.82$$

$$e(2) = 3028.4 + 5704.82 = 8733.22$$

$$E(2) = 8732.22 * 3.2 = 27943.1 \text{ kW} \equiv 27.94 \text{ MW}$$

Corriente (3), aire

$$T_3 = 850 \text{ K}$$

$$P_3 = 9.623 \text{ bar}$$

$$e(3)_T = 7435, \text{ de tablas}$$

$$e(3)_p = 298 * 8.314 \ln \left(\frac{9.623}{1.013} \right) = 5577.61$$

$$e(3) = 7435 + 5577.61 = 13012.61$$

$$E(3) = 13012.61 * 3.2 = 41640.4 \text{ kW} \equiv 41.64 \text{ MW}$$

Corriente (8), agua líquida (incompresible)

$$T_8 = 298 \text{ K}$$

$$P_8 = 20 \text{ bar}$$

$$E(8) = 0$$

Corriente (9), vapor de agua saturado

$$T_9 = 485.4 \text{ K}$$

$$P_9 = 20 \text{ bar}$$

$$E'' = \text{exergía específica en } \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$E''(9) = H''(9) - 298 [S''(9)]$$

$$H''(9) = 2799.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$S''(9) = 6.3409 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$E''(9) = 2799.5 - 298 * 6.3049 = 909.912 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$E(9) = 909.912 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * 14 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 12738.8 \text{ kW} \equiv 12.739 \text{ MW}$$

Corriente (10), metano

$$T_{10} = 298 \text{ K}$$

$$P_{10} = 12 \text{ bar}$$

El metano, como cualquier combustible, tiene exergía física (T, P) y exergía química.

$$e_{\text{física}}(10) = 298 * 8.314 \ln\left(\frac{12}{1.013}\right) = 6124.53$$

$$e_{\text{química}} = 824348, \text{ de tablas}$$

$$e(10) = 6124.53 + 824348 = 830472.53$$

$$E(10) = 830472.53 * 0.103 = 85538.7 \text{ kW} \equiv 85.54 \text{ MW}$$

Definimos:

$$E^\circ = \text{rapidez de exergía} \rightarrow (\text{MW})$$

3.6 Tabla de valores de entalpía y exergía de las corrientes del sistema de cogeneración

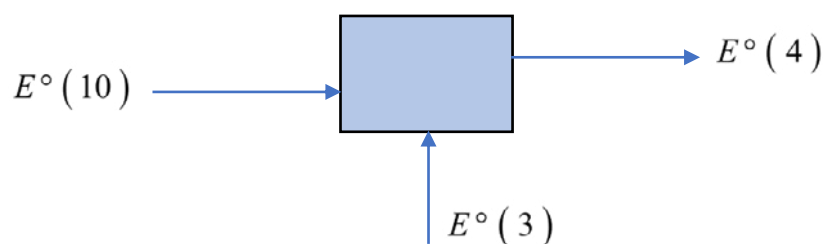
Corriente	H° (MW)	E° (MW)
1	0	0
2	30.11	27.94
3	54.03	41.64
4	143.74	100.632
5	83.63	37.712
6	59.71	21.524
7	21.99	2.388
8	1.47	0
9	39.19	12.739
10	91.76	85.54
11	30.11	30.11
12	30.0	30.0

3.7 Exergía destruida en los componentes del sistema de cogeneración

$$E^{\circ}_d = \sum \text{exergías que entran} - \sum \text{exergías que salen}$$

–Cámara de combustión

El volumen de control que abarca la cámara de combustión, lo extendemos lo suficiente en los alrededores de modo que el calor se pierda a 298 K y la exergía de ese calor sea nula.

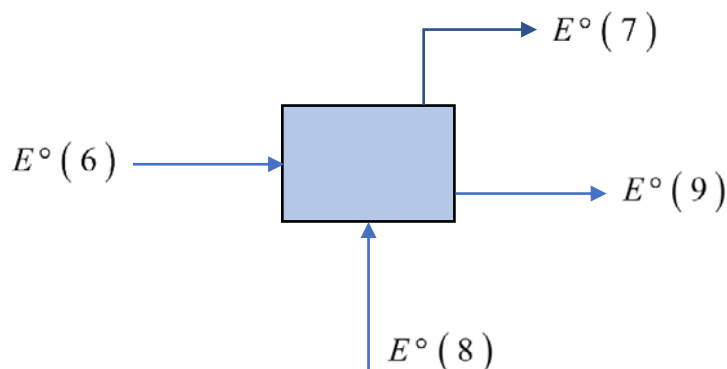


$$\sum \text{exergías que entran} = E^{\circ}(10) + E^{\circ}(3) = 85.54 + 41.64 = 127.18$$

$$\sum \text{exergías que salen} = E^{\circ}(4) = 100.632$$

$$E^{\circ}_d = 127.18 - 100.632 = 26.55$$

–HRSG

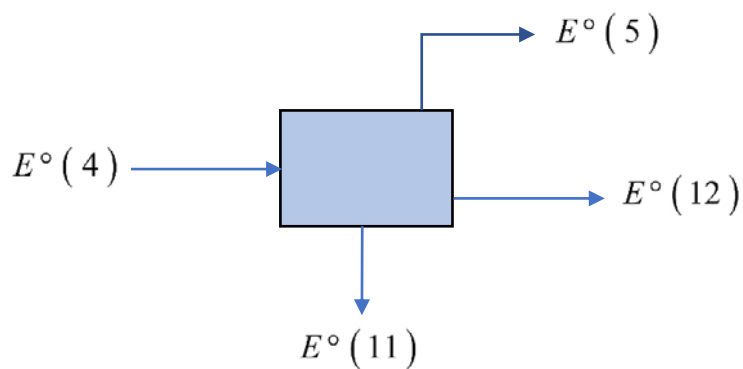


$$\sum \text{exergías que entran} = E^{\circ}(6) + E^{\circ}(8) = 21.524 + 0$$

$$\sum \text{exergías que salen} = E^{\circ}(7) + E^{\circ}(9) = 2.388 + 12.739 = 15.127$$

$$E^{\circ}_d = 21.524 - 15.127 = 6.397 \approx 6.4$$

–Turbina de gas

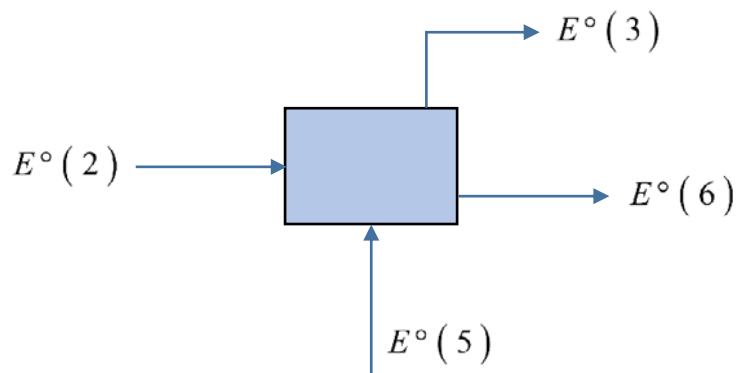


$$\Sigma \text{ exergías que entran} = E^{\circ}(4) = 100.632$$

$$\Sigma \text{ exergías que salen} = E^{\circ}(5) + E^{\circ}(11) + E^{\circ}(12) = 37.712 + 30.11 + 30 = 97.822$$

$$E_d^{\circ} = 100.632 - 97.822 = 2.81$$

- Pre-calentador de aire

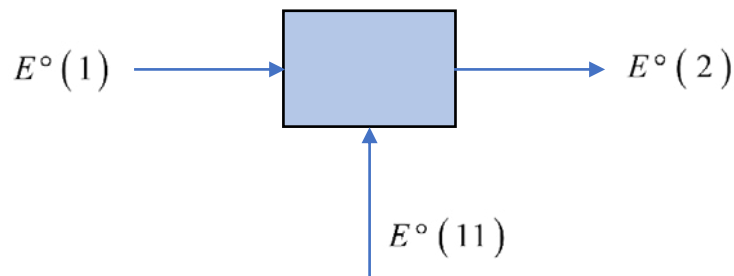


$$\Sigma \text{ exergías que entran} = E^{\circ}(2) + E^{\circ}(5) = 27.94 + 37.712 = 65.65$$

$$\Sigma \text{ exergías que salen} = E^{\circ}(3) + E^{\circ}(6) = 41.64 + 21.524 = 63.16$$

$$E_d^{\circ} = 65.65 - 63.16 = 2.49 \text{ MW}$$

–*Compresor de aire*



$$\Sigma \text{ exergías que entran } = E^{\circ}(1) + E^{\circ}(11) = 0 + 30.11 = 30.11$$

$$\Sigma \text{ exergías que salen } = E^{\circ}(2) = 27.94$$

$$E^{\circ}_d = 30.11 - 27.94 = 2.17 \text{ MW}$$

3.8 Tabla de exergía destruida en los componentes del caso base

Componente	E°_d (MW)	% E_d de E_d total $= 100 (E^{\circ}_d / 40.42)$	$Y_D = \% E_d$ de la E_{CH_4} $= 100 (E^{\circ}_d / 85.54)$
Cámara combustión	26.55	65.69	31.04
HRSG	6.40	15.83	7.48
Turbina de gas	2.81	6.95	3.28
Pre - calentador aire	2.49	6.16	2.91
Compresor aire	2.17	5.37	2.54
Σ	40.42	100.0	47.25

3.9 Exergía destruida por transferencia de calor y por fricción

A continuación, deduciremos las exergías destruidas por transferencias de calor y por transferencia de masa (fricción), basándonos en el libro *Thermal Design and Optimization*, de Bejan.

Consideramos estado estable, referido a la unidad de masa, con integrales desde la entrada (E) hasta la salida (S) a lo largo de L (referido al diagrama presentado más adelante).

Primero definimos la temperatura termodinámica promedio (T_p):

$$T_p = \frac{\int T ds}{S_S - S_E}$$

Donde:

$\int T ds$ = calor transferido en un sistema internamente reversible

$(S_S - S_E)$ = cambio de entropía unitaria entre la entrada y la salida

En un sistema compresible, sin efectos cinéticos y gravitatorios:

$$dh = T ds + v dp$$

$$T ds = dh - v dp$$

Sustituyendo en definición de T_p :

$$T_p = \frac{\left[(h_S - h_E) - \int v dp \right]}{S_S - S_E}$$

Considerando la transferencia de calor a presión constante:

$$T_p = \frac{h_S - h_E}{S_S - S_E}$$

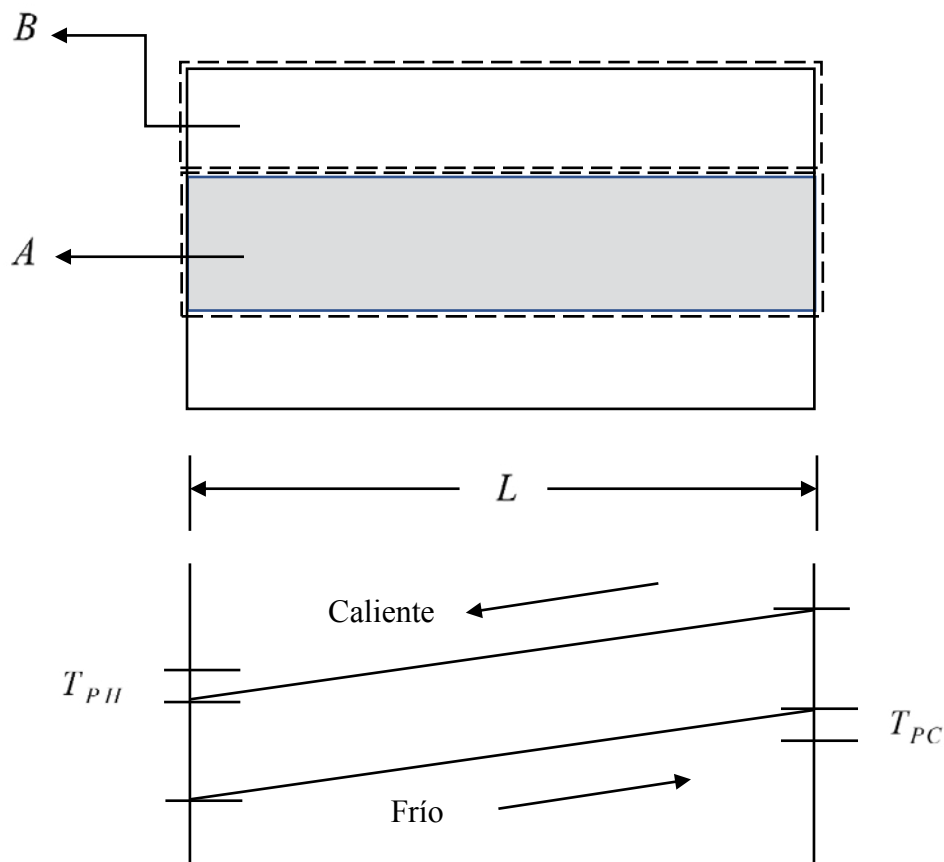
$$E = \text{rapidez de transferencia de exergía} = Q \left(1 - \frac{T_0}{T_p} \right)$$

Adicionalmente:

T_{PH} = temperatura termodinámica promedio del fluido caliente

T_{PC} = temperatura termodinámica promedio del fluido frío

Nos ayudaremos con el siguiente diagrama:



Para el caso de transferencia de calor tomaremos el subsistema *A* del diagrama, que es una pared metálica a través de la cual se transfiere calor (*Q*) del fluido caliente al fluido frío.

La destrucción de exergía en este sistema es únicamente por transferencia de calor.

$$E_d = \text{rapidez de exergía destruida} = \sum E_{\text{entran}} - \sum E_{\text{salen}}$$

$$E_d = Q \left(1 - \frac{T_0}{T_{PH}} \right) - Q \left(1 - \frac{T_0}{T_{PC}} \right) = Q T_0 \frac{T_{PH} - T_{PC}}{T_{PH} * T_{PC}}$$

$$Q \propto (T_{PH} - T_{PC})$$

$\propto$ = constante de proporcionalidad

Por tanto, cualitativamente:

$$E_d \propto \frac{T_0 (T_{PH} - T_{PC})^2}{T_{PH} * T_{PC}}$$

Para el caso de fricción de fluidos tomaremos el subsistema B del mismo diagrama, que es el canal a través del cual fluye el fluido caliente.

La destrucción de exergía en este sistema es únicamente por fricción. Además, ignoramos las exergías cinética y potencial.

$$E_d = Q \left(1 - \frac{T_0}{T_{PH}} \right) + m (h_E - T_0 S_E) - m (h_S - T_0 S_S)$$

$$E_d = Q \left(1 - \frac{T_0}{T_{PH}} \right) + m (h_E - h_S) - m T_0 (S_E - S_S)$$

De balance de energía:

$$Q = m (h_S - h_E)$$

Sustituyendo y re-arreglando:

$$E_d = \frac{(m T_0) [T_{PH} (S_S - S_E) - (h_S - h_E)]}{T_{PH}}$$

Recordando que:

$$T_{PH} (S_S - S_E) = (h_S - h_E) - \int v dp$$

Sustituyendo:

$$E_d = \frac{-m T_0 \int v dp}{T_{PH}}$$

Del balance de energía mecánica, sin cambios cinéticos ni gravitatorios, ni W :

$$h_L * g = \text{pérdida de cabezal} = - \int v dp$$

Donde:

g = aceleración de la gravedad

Sustituyendo:

$$E_d = \frac{m T_0 h_L g}{T_{PH}}$$

$$h_L g = \frac{2 f L V^2}{D}$$

Sustituyendo:

$$E_d = \frac{2 m T_0 f L V^2}{D T_{PH}}$$

Donde:

f = factor de fricción de Fanning

V = velocidad del fluido

L = longitud del ducto

D = diámetro del ducto

3.10 Comentarios sobre la exergía destruida en componentes del sistema de cogeneración

- Claramente se identifica la cámara de combustión como el componente de mayor ineficiencia termodinámica o de mayor exergía destruida, E_d . El siguiente con mayor E_d es el HRSG.

Tres contribuyentes [(turbina de gas, pre-calentador de aire y pérdida asociada a la corriente (7)] aportan aproximadamente igual a la ineficiencia. El componente restante, compresor de aire, es un menor contribuyente.

- La exergía destruida surge de una o más de entre tres principales irreversibilidades asociadas a los procesos de reacción química, transferencia de calor y fricción.
- Las tres irreversibilidades están presentes en la cámara de combustión, siendo la reacción química la principal fuente de irreversibilidad o destrucción de exergía.
- Para el HRSG y el pre-calentador de aire, la transferencia de calor y la fricción son las fuentes de E destruida, aunque la principal es la transferencia de calor entre las corrientes.
- En la turbina de gas y el compresor de aire (adiabáticos), la E destruida es causada principalmente por fricción.

La combustión es fuente importante de irreversibilidad y no se puede esperar una dramática reducción en su efecto sobre la E destruida por medios convencionales. Aun así, la ineficiencia de la combustión se puede reducir mediante el precalentamiento del aire (al bajar la ΔT del sistema) y la reducción del exceso de aire de combustión (hay menor masa).

La E destruida en transferencia de calor disminuye conforme disminuye la diferencia de temperatura entre las corrientes caliente y fría. Normalmente, esto se acompaña con aumento en la fricción y aumento en el costo.

En la turbina y el compresor, al reducir la fricción se reduce la E destruida.

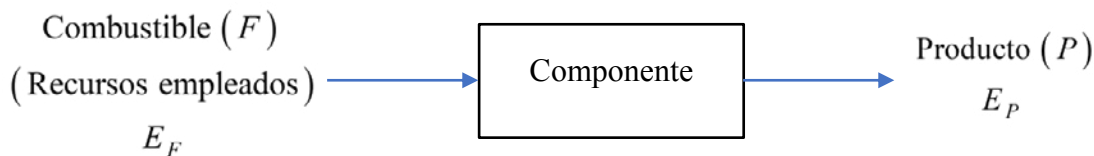
La E perdida al ambiente disminuye conforme se reduce la temperatura de los gases de salida.

Estas consideraciones son una base para implementar medidas de ingeniería tendientes a mejorar el rendimiento termodinámico del sistema de cogeneración. Sin embargo, deben aplicarse juiciosamente, ya que medidas que mejoren un componente pueden afectar adversamente a otro, y el resultado no sería una mejoría neta.

Además, invariablemente, las medidas tomadas para mejorar el rendimiento termodinámico tienen consecuencias económicas. El objetivo en el diseño de sistemas térmicos es identificar variables de decisión que permitan llegar a una configuración óptima en costos. Esto requiere consideraciones tanto termodinámicas como económicas.

3.11 Eficiencia exergetica

Diagrama de componente de un sistema



E_p = rapidez exergetica del producto

E_F = rapidez exergetica del combustible

$$\eta_E = \text{eficiencia exergetica} = \frac{E_P}{E_F}$$

Balance de exergía:

E_d = exergía destruida = $\sum$ exergías que entran – $\sum$ exergías que salen

$$E_d = E_F - E_P$$

$$E_P = E_F - E_d$$

Sustituyendo en la eficiencia:

$$\eta_E = \frac{(E_F - E_d)}{E_F} = 1 - \left(\frac{E_d}{E_F} \right)$$

La eficiencia exergetica, así definida, es más objetiva y útil, y con más significado que otras eficiencias basadas en la primera y segunda leyes de la termodinámica, incluyendo la eficiencia térmica de una planta de potencia.

La eficiencia térmica de una planta de cogeneración, por ejemplo, lleva a errores de apreciación porque considera que el calor transferido y el trabajo tienen el mismo valor termodinámico.

La eficiencia iso-entrópica de la turbina, que compara el proceso real con uno iso-entrópico, no considera que en el proceso real el fluido de trabajo a la salida de la turbina tiene mayor temperatura (y, por lo tanto, mayor energía para ser usada en el componente siguiente).

La efectividad de un intercambiador de calor (ΔT de un fluido / ΔT de temperaturas iniciales), por ejemplo, falla al identificar la exergía desperdiciada asociada con las caídas de presión de los fluidos de trabajo.

3.12 Eficiencia exergética de los componentes del sistema

Para cada componente, usaremos la exergía destruida y la exergía del combustible empleada en el mismo.

–Cámara de combustión

$$E^{\circ}_F = E^{\circ}(10) + E^{\circ}(3) = 85.54 + 41.64 = 127.18$$

$$E^{\circ}_d = 26.55$$

$$\eta_E = 1 - \frac{26.55}{127.18} = 0.79$$

Nota: La E°_F del componente es el recurso empleado en el componente. En los tres componentes siguientes HRSG, turbina de gas y pre - calentador de aire, ese valor corresponde a la exergía del gas que entra al componente menos la exergía del gas que sale del mismo.

–HRSG

$$E^{\circ}_F = E^{\circ}(6) - E^{\circ}(7) = 21.524 - 2.388 = 19.136$$

$$E^{\circ}_d = 6.4$$

$$\eta_E = 1 - \left(\frac{6.4}{19.136} \right) = 0.67$$

–*Turbina de gas*

$$E^{\circ}_F = E^{\circ}(4) - E^{\circ}(5) = 100.632 - 37.712 = 62.92$$

$$E^{\circ}_d = 2.81$$

$$\eta_E = 1 - \left(\frac{2.81}{62.92} \right) = 0.96$$

–*Pre-calentador de aire*

$$E^{\circ}_F = E^{\circ}(5) - E^{\circ}(6) = 37.712 - 21.524 = 16.188$$

$$E^{\circ}_d = 2.49$$

$$\eta_E = 1 - \left(\frac{2.49}{16.188} \right) = 0.85$$

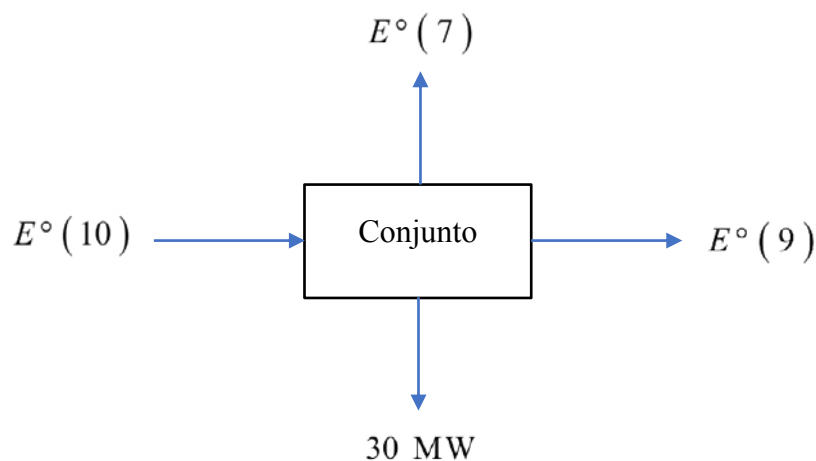
–*Compresor de aire*

$$E^{\circ}_F = E^{\circ}(11) = 30.11$$

$$E^{\circ}_d = 2.17$$

$$\eta_E = 1 - \left(\frac{2.17}{30.11} \right) = 0.93$$

3.13 Eficiencia exergética del conjunto sistema de cogeneración



$$\eta_E = \text{eficiencia exergética} = \frac{E_P}{E_F}$$

$$E^\circ_P = E^\circ(9) + 30 = 12.739 + 30 = 42.739$$

$$E^\circ_F = E^\circ(10) = 85.54$$

$$\eta_E = \frac{42.739}{85.54} = 0.50$$

Alternativamente, tomando la disminución total de exergía del conjunto como la suma de exergía destruida (E°_d) y exergía perdida (E°_L):

$$E_P = E_F - E_d - E_L$$

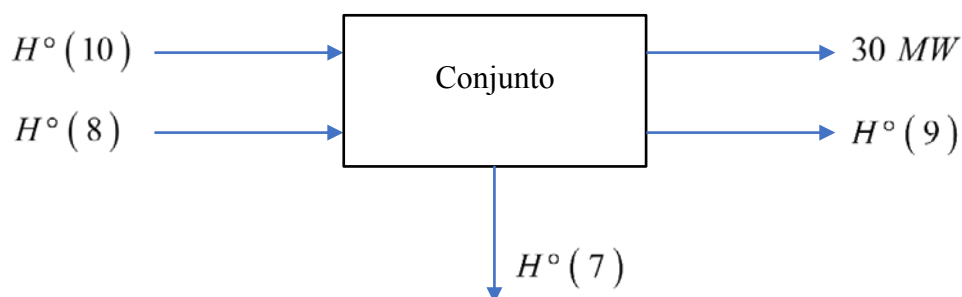
$$\eta_E = \frac{E_P}{E_F} = \frac{(E_F - E_d - E_L)}{E_F} = 1 - \left[\frac{(E_d + E_L)}{E_F} \right]$$

$$E_d = 40.41$$

$$E_L = E^\circ(7) = 2.388$$

$$\eta_E = 1 - \left[\frac{(40.41 + 2.388)}{85.54} \right] = 0.50$$

3.14 Eficiencia energética del conjunto sistema de cogeneración



$$\eta^\circ_E = \text{eficiencia energética} = \frac{[H^\circ(9) + 30]}{[H^\circ(10) + H^\circ(8)]} = \frac{(39.19 + 30)}{(91.76 + 1.47)} = 0.74$$

3.15 Lineamientos generales de diseño para mejorar la efectividad termodinámica de un sistema térmico

Los lineamientos generales de diseño se basan en razonamientos provenientes de la Segunda ley de la termodinámica, por lo que el equipo de diseño debe estar plenamente consciente de las oportunidades y restricciones que puedan surgir de la misma.

En la selección de equipos y procesos no basta solamente satisfacer la segunda ley, sino que, además, se deben evitar innecesarias fuentes de irreversibilidad y gastos de capital.

a) En la etapa de diseño del proceso:

- Manténgalo simple.
- Considere la tecnología más moderna, por lo menos inicialmente.
- Considere equipo estándar siempre que sea posible.
- Cuando considere la posibilidad de mejorar el rendimiento, valore el sistema total y no solo componentes o procesos individuales.
- Cuando considere la posibilidad de mejorar un proceso particular, revise primero si el proceso es necesario; no subestime el impacto que dicha modificación pueda tener sobre otros procesos.

b) Ya considerando procesos específicos:

- Evite procesos que requieran excesivamente grandes o excesivamente pequeños potenciales termodinámicos (de Presión, Temperatura o composición).
- Maximice el uso de cogeneración de potencia y vapor de proceso o agua caliente.
- Minimice el uso de estrangulamiento (válvula de expansión), considerando el uso de expansores recuperadores de potencia si la potencia disponible es mayor de 100 kW.
- Minimice el mezclado de corrientes con diferentes temperatura, presión o composición química, pues son fuente de irreversibilidades.
- Minimice el uso de combustión. Si esta es necesaria, trate de precalentar los reactivos y emplee la mínima cantidad de aire.

- Use eficientes bombas, compresores, turbinas y motores.
- Evite innecesaria transferencia de calor. Evite transferir calor de alta temperatura directamente al ambiente o al agua de enfriamiento. No caliente corrientes refrigeradas con una corriente a alta temperatura sobre el ambiente (tener ΔT pequeño).

c) Algunos lineamientos adicionales

- La mayoría surgen de la experiencia en evaluar y mejorar la efectividad termodinámica de sistemas térmicos, reflejando conclusiones que se desprenden del análisis exergético.

En la mejoría termodinámica de un sistema particular, los principales contribuyentes a la ineficiencia no solo deben ser entendidos cualitativamente sino también determinados cuantitativamente, y aun cuando se debe evaluar la magnitud relativa de destrucciones y pérdidas de exergía, rara vez se requiere extrema precisión de estas para guiar las decisiones dirigidas a reducir ineficiencias.

Por lo tanto, los ingenieros no deben dudar en:

- Hacer razonables suposiciones simplificadoras
- Usar cálculos exergéticos simplificados, por ejemplo: uso apropiado de relaciones de propiedades de gases ideales con C_P constantes, el modelo de líquido incompresible, una temperatura termodinámica promedio.
- Una importante pregunta que se pueden plantear es si la destrucción o pérdida de exergía asociada con el funcionamiento de un componente, reduce la inversión de capital en el sistema total y/o el costo en combustible de otro componente. Si no lo hace, es buena práctica eliminarlo. En caso contrario, reducir esa pérdida de eficiencia.
- Los cambios de diseño para mejorar la eficiencia deben hacerse sensatamente, pues los costos unitarios (más adelante los veremos) asociados con diferentes fuentes de ineficiencia pueden ser diferentes.

Por ejemplo, el costo unitario de la potencia eléctrica o mecánica requerida para alimentar la exergía destruida por una ΔP , es generalmente mayor que el costo unitario de exergía de combustible (gas, carbón, aceite) requerida para compensar por exergía destruida en combustión o transferencia de calor.

- En los pasos para reducir ineficiencias se debe tomar esto en cuenta, además de la posición del componente en el sistema.

Una destrucción dada de exergía en un componente más cercano a una corriente de producto, generalmente, tiene mayor impacto que si la misma pérdida de exergía se da en un componente más cercano a la fuente que provee el combustible.

Por ejemplo, en un sistema de potencia la exergía destruida o perdida en la turbina de vapor tiene mayor impacto en la eficiencia del sistema y en el costo de electricidad que la misma exergía destruida o perdida en el hervidor.

- Aun cuando la combustión y la transferencia de calor son fuente importante de irreversibilidades, su uso es inevitable en muchas instancias. Es decir, algunas pérdidas y destrucciones de exergía se pueden evitar, otras no.
- Las irreversibilidades relacionadas con la fricción, expansión irrestricta y mezclado son generalmente menos importantes que las dos anteriores, sin embargo, no deben subestimarse y los siguientes lineamientos aplican:
 - a) Relativamente más atención debe prestarse al diseño de las etapas inferiores en temperatura de compresores y turbinas (últimas etapas de turbinas y primeras etapas de compresores) que a las etapas restantes de tales componentes.
 - b) A mayor flujo másico, mayor la necesidad de usar su exergía con efectividad.
 - c) A menor nivel de temperatura, mayor necesidad de minimizar la fricción.

Estos lineamientos apuntan a reducir las fuentes de ineficiencias termodinámicas de sistemas térmicos, y aun cuando el objetivo del diseño térmico incluye también su efectividad en costos, un buen punto de arranque es el tener un sistema térmico cercano al termodinámicamente óptimo.

CAPÍTULO 4

Principios de análisis y evaluación económicos

4.1 Introducción al análisis económico

Para completar exitosamente un proyecto de diseño térmico se requiere estimar los principales costos del proyecto: Inversión total de capital (TCI), costos de combustible (FC), gastos de operación y mantenimiento (O&M), y costo total del producto final.

El costo del producto final afecta fuertemente la selección de las opciones de diseño.

En el diseño de un sistema térmico estamos primariamente interesados en costos de producción, relegando los precios de mercado para evaluar subproductos.

$$\text{Costo total} = \text{costos fijos} + \text{costos variables}$$

Costos fijos: no dependen de la rapidez de producción (depreciación, impuestos, seguro, mantenimiento, renta).

Costos variables: dependen del volumen o rapidez de producción (materiales, mano de obra, combustible, potencia eléctrica)

Se estiman los costos de una hoja de flujo ya definida (caso base).

Método de recuperación requerida o necesaria:

- 1) Estimar la inversión total de capital.
- 2) Determinar los parámetros económicos, financieros, operativos y de mercado para el cálculo detallado de costos.
- 3) Calcular el requerimiento de recuperación total.
- 4) Calcular el costo nivelado de producto.

Estimación de la inversión total de capital (TCI).

$$TCI = \text{Inversión fija de capital (FCI)} + \text{otros gastos}$$

$$FCI = \text{Costos directos} + \text{Costos indirectos}$$

FCI es el costo del sistema en período de tiempo cero, es decir, “de la noche a la mañana” (overnight), sin intereses.

Costos directos = capital para comprar tierra, para construir las instalaciones necesarias, para comprar e instalar la maquinaria y el equipo requeridos por el sistema.

Costos indirectos: no son parte permanente de las instalaciones.

4.2 Costos directos de la inversión fija de capital (FCI)

El primer paso para calcular los costos directos de la inversión fija de capital (FCI) es estimar el costo del equipo comprado (PEC), incluyendo repuestos componentes.

Se hace a través de: (a) cotizaciones de vendedores (al menos para los equipos más caros), (b) usando valores de órdenes de compra pasadas, (c) con cartas de estimación de costos de equipo:

$$C_M = C_B * f_D * f_M * f_T * f_P * f_{BM}$$

Donde:

C_M = costo del módulo (pieza principal del equipo en cuestión, más todo el equipo de soporte y conexiones).

C_B = costo base del equipo

f_D = factor del tipo de diseño

f_M = factor del material

f_T = factor de temperatura

f_P = factor de presión

f_{BM} = factor de módulo desnudo = factor que incluye costo adicional de material, de instalación, de mano de obra y costos indirectos.

Para costeo preliminar:

$$\text{Costo equipo} + \text{Costo de instalación} = 1.45 (\text{Costo de equipo comprado o } PEC).$$

Para escalación de costos de equipo al variar cierta variable:

$$\text{Costo nuevo} = \text{Costo original} * [\text{Nuevo valor de variable} / \text{Valor original de la variable}]^B$$

$$B = \text{exponente} \leq 1, \text{ para equipo de proceso térmico.}$$

Ejemplos:

Equipo	Variable	Rango de tamaño	Exponente B
Enfriador de aire	Área de superficie	28-650 m ²	0.75
Turbina de gas	Potencia neta	70-200 MW	0.89
Hervidor	Calor generado	50-2000 MW	0.85

Índice de costos

Los datos del análisis económico se calculan a un año de referencia:

$$\text{Costo al año de referencia} = \text{costo original} * \frac{\text{Índice costos para el año de referencia}}{\text{Índice de costos para el año del costo original}}$$

Hay indicadores de costos en publicaciones como: *Chemical Engineering Plant Cost Index*, *Marshall & Swift Equipment Cost Index*, etc. A veces, los saltos tecnológicos los inutilizan.

Hasta aquí se ha considerado el componente de costos directos de inversión fija de capital, correspondiente al equipo comprado.

El resto de los componentes de costos directos de *FCI* se expresan como porcentajes del costo de equipo comprado (*PEC*):

- Instalación de equipo comprado (fletes, seguro, mano de obra, manejo, cimentaciones, apoyos). Los factores de módulo incluyen costos de instalación.

Varía del 20-90% del *PEC* (costo de equipo comprado). Un promedio del 45% puede usarse.

- Costos de aislamiento. Se incluyen generalmente en los costos de instalación de tubería, y constituyen del 2-8% del *PEC*.
- Tubería. Representa de 10-70% del *PEC*. En el extremo bajo se manejan sólidos y en el extremo alto se manejan fluidos en plantas con considerable mezclado e intercambio de calor.
- Instrumentación y controles. Del 2-30% del *PEC*. Otros manejan 6-40% del *PEC*.

Para plantas de potencia de vapor se aplica 6-10% del *PEC*. Para todos los casos puede usarse un valor promedio del 20%.

- Equipo y materiales eléctricos. Usualmente constituye del 10-15% del *PEC*, con un promedio de 11%. En instalaciones electrolíticas puede ser 40% del *PEC*.
- Obra civil, estructural y arquitectónica. Varía según sea aplicado a un nuevo sistema en nuevo sitio o a una expansión en un sitio ya existente. Es de 21% en nuestro caso base.
- Instalaciones de servicio (instalaciones auxiliares). Proveen combustible, agua, vapor y electricidad no generados en el proceso, refrigeración, gas inerte y drenaje. Además, disposición de residuos, control ambiental, protección contra fuego, cafetería. Representan del 30-100% del *PEC*. Valor promedio de 65%.

4.3 Costos indirectos de inversión fija de capital (*FCI*)

- Ingeniería y supervisión. Representan del 25-75% del *PEC*, (30% promedio). Es aproximadamente 8% del costo directo total.
- Construcción (incluyendo ganancias de contratistas). Son aproximadamente 15% del costo directo total.
- Contingencias. Varían del 5-20% de *FCI*.

4.4 Otros gastos

Estos gastos se suman a la inversión fija del capital (*FCI*) para obtener la inversión total de capital (*TCI*).

- Costos de arranque (incluye pérdida de ingresos durante el arranque).

Son parte de los costos indirectos. Representan del 5-12% del *FCI* para plantas eléctricas de potencia y son la suma de los siguientes costos no escalados: (a) un mes de costos de operación y mantenimiento, (b) un mes de costos variables de operación calculados a carga completa, (c) una semana de combustible a carga completa, y (d) 2% de la inversión en instalaciones de la planta (esta es *FCI* menos el costo de tierra).

Los costos de arranque son aproximadamente el 10% de *FCI*, en ausencia de información.

– Capital de trabajo

Es para sostener la operación de la planta antes de los ingresos por venta del producto. Es dinero invertido en: (a) materias primas, combustibles y provisiones en inventario, (b) productos terminados en almacén y semi-terminados en producción, (c) pago de cuentas, (d) efectivo, impuestos y obligaciones corrientes, y (e) cuentas pagables.

Usualmente representa del 10-20% de inversión total de capital (*TCI*). En promedio es el 15% de *TCI*.

– Pago de licencias, investigación y desarrollo

– Fondos usados durante la construcción

El período transcurrido entre el inicio del diseño y el arranque puede ser de 1-5 años, y la consideración de fondos representa el valor del dinero en el tiempo de construcción, basado en una tasa de interés igual al costo promedio de capital. Es interés compuesto a fin de año.

4.5 Relaciones simplificadas para estimar la inversión total de capital (*TCI*) requerida para un nuevo sistema o para la expansión de uno ya establecido

Se usan valores típicos:

$$TCI = FCI + SUC + WC + LRD + AFUDC \quad (1)$$

Donde:

SUC = Costos de arranque

WC = Capital de trabajo

LRD = Costos de licencia de investigación y desarrollo

$AFUDC$ = Fondos usados durante la construcción

$$WC = 0.15 TCI \quad (2)$$

$$SUC = 0.10 FCI \quad (3)$$

$$LRD + AFUDC = 0.15 FCI \quad (4)$$

Combinando ecuaciones (1), (2), (3) y (4):

$$TCI = FCI + 0.10 FCI + 0.15 TCI + 0.15 FCI$$

$$TCI = 1.47 FCI \quad (5)$$

$$FCI = DC + IC \quad (6)$$

Donde:

DC = Costos directos

IC = Costos indirectos

$$DC = ONSC + OFSC \quad (7)$$

Donde:

$ONSC$ = Costos en el sitio

$OFSC$ = Costos fuera del sitio

Los costos en el sitio se estiman directamente de correlaciones.

En promedio:

$$OFSC = 1.20 ONSC \text{ para un nuevo sistema} \quad (8)$$

$$OFSC = 0.45 ONSC \text{ para expansión de sistema existente} \quad (9)$$

$$IC = 0.25 DC \quad (10)$$

Con ecuaciones (6), (7), (10) y (5):

$$TCI = 1.47 FCI = 1.47 (DC + IC) = 1.47 * 1.25 (DC) = 1.84 DC$$

$$TCI = 1.84 (ONSC + OFSC) \quad (11)$$

Usando (8) y (9) en (11):

$$TCI = 1.84 * 2.2 ONSC = 4.05 (ONSC) \text{ para nuevo sistema} \quad (12)$$

$$TCI = 1.84 * 1.45 ONSC = 2.67(ONSC) \text{ para expansión de sistema existente} \quad (13)$$

$$FCI \approx 430 \% (PEC) \text{ para nuevo sistema} \quad (14)$$

$$FCI \approx 283 \% (PEC) \text{ para expansión de sistema existente} \quad (15)$$

Con (14) y (15) en (5):

$$TCI = 1.47 * 4.3 (PEC) = 6.32 (PEC) \text{ para nuevo sistema} \quad (16)$$

$$TCI = 1.47 * 2.83 (PEC) = 4.16(PEC) \text{ para expansión de sistema existente} \quad (17)$$

Se muestran los resultados para nuestro caso base (expansión), en dólares de 1994:

$$TCI = \text{inversión total de capital} = \$ 45\,974\,000$$

$$PEC = \text{costo de equipo comprado} = \$ 11\,000\,000$$

$$TCI = 4.18 PEC$$

En general, se obtienen estimaciones de órdenes de magnitud de costos. Es muy importante una correcta estimación del costo del equipo comprado (PEC), para estimar la inversión total de capital.

4.6 Costos de equipo comprado del caso base

Equipo	Costo
Compresor de aire	\$ 3 735 000
Pre - calentador de aire	\$ 936 000
Cámara de combustión	\$ 338 000
Turbina de gas	\$ 3 739 000
HRSG	\$ 1 310 000
Otros equipos	\$ 942 000

4.7 Valor del dinero en el tiempo

El interés es la compensación que se paga por usar dinero prestado. Se le llama costo anual del dinero, para el caso de capital prestado. Para el caso de una inversión hecha, se le llama tasa de retorno.

$$F_{i,n} = P (1 + i * n) \quad \text{interés simple}$$

$$F_{i,n} = P (1 + i)^n \quad \text{interés compuesto}$$

Donde:

F = futuro

P = presente

i = interés (decimal)

n = número de años

Ejemplo:

$$P = \$100$$

$$i = 10\% \text{ anual}$$

$$n = 20 \text{ años}$$

Para caso de interés simple, por recibir prestados los \$100 (P), se pagarán al cabo de 20 años:

$$F = \$100 (1 + 0.1 * 20) = \$300$$

Para caso de interés compuesto, se pagarán al final de los 20 años:

$$F = \$ 100 (1 + 0.1)^{20} = \$ 672.75$$

4.8 Deducción de la fórmula de interés simple

<i>n</i>	valor inicial	interés	valor final
1	P	$P * i$	$P + P * i = P(1 + i)$
2	$P(1 + i)$	$P * i$	$P(1 + i) + P * i = P(1 + 2i)$
3	$P(1 + 2i)$	$P * i$	$P(1 + 2i) + P * i = P(1 + 3i)$
n	$P(1 + ni)$		
$F_{i\ n} = P(1 + i * n)$			

4.9 Deducción de la fórmula de interés compuesto

<i>n</i>	valor inicial	interés	valor final
1	P	$P * i$	$P + P * i = P (1 + i)$
2	$P (1 + i)$	$P (1 + i) i$	$P (1 + i) + P (1 + i) i = P (1 + i) (1 + i) = P (1 + i)^2$
3	$P (1 + i)^2$	$P (1 + i)^2 * i$	$P (1 + i)^2 + P (1 + i)^2 * i = P (1 + i)^2 (1 + i) = P (1 + i)^3$
<i>n</i>	$P (1 + i)^n$		
$F_{i,n} = P (1 + i)^n$			

4.10 La anualidad (A)

Es una serie de pagos iguales hechos a iguales períodos de tiempo (usualmente un año). Aquí, en nuestro caso base, se usan para calcular los costos nivelados del producto final, del combustible, etc.

La anualidad ordinaria son transacciones monetarias hechas al final del año.

$A =$ serie de depósitos iguales

i = interés compuesto (o tasa de retorno)

$$F = \frac{A \left[(1 + i)^n - 1 \right]}{i}$$

Por ejemplo:

- Para formar capital de \$ $1 * 10^6$ al cabo de 40 años, con interés de 8 % anual, ¿cuáles deben ser las anualidades?

$$F = \$ 1 * 10^6$$

$$i = 0.08$$

$$n = 40$$

$$A = \frac{F i}{\left[(1 + i)^n - 1 \right]} = \frac{1 * 10^6 * 0.08}{(1.08^{40} - 1)} = 3860$$

Se depositan \$ 3860 anuales durante 40 años.

Usando la ecuación $F_{i,n} = P (1 + i)^n$:

$$P = \frac{A \left[(1 + i)^n - 1 \right]}{\left[i (1 + i)^n \right]}$$

Para pagar el capital de \$ 1000, con interés de 10%, a 3 años, ¿cuáles deben ser las anualidades?

$$P = 1000$$

$$i = 0.1$$

$$n = 3$$

$$A = \frac{1000 * 0.1 (1 + 0.1)^3}{\left[(1 + 0.1)^3 - 1 \right]} = 402.1$$

Son tres anualidades de \$ 402.1

4.11 Costo capitalizado (C_K)

Se usa para comparar el costo total de opciones en competencia de equipos con diferentes vidas económicas.

$$C_K = \left\{ \frac{(1+i)^n}{[(1+i)^n - 1]} \right\} * \left\{ C_{FC} - \left[\frac{S}{(1+i)^n} \right] \right\}$$

Donde:

C_{FC} = costo fijo de capital de equipo con n años de vida económica.

S = valor de salvamento, es el valor estimado de un equipo al final de su vida económica.

4.12 Inflación (r_i)

Es la elevación en precios asociada con un aumento en liquidez y crédito, sin un aumento proporcional en bienes y servicios de igual calidad.

Se considera una tasa de inflación anual promedio para los años en el futuro. Solo es un estimado.

4.13 Tasa real de escalación (r_r)

No tiene que ver con la inflación. Es la tasa anual de cambio de un gasto causada por factores tales como disminución de recursos, demanda aumentada y avances tecnológicos. Los dos primeros factores aumentan la tasa de escalación, el tercer factor la disminuye.

4.14 Tasa nominal de escalación (r_n)

Esta variable incluye la inflación:

$$(1 + r_n) = (1 + r_r) (1 + r_i)$$

4.15 Nivelación

Cada año se van escalando los costos, es decir, van aumentando. La nivelación convierte una serie de cantidades variables en una serie de valores constantes financieramente equivalentes (anualidad) para un intervalo especificado de tiempo.

$$A = \left\{ \frac{[P_0 k (1 - k^n)]}{(1 - k)} \right\} * \left\{ \frac{[i (1 + i)^n]}{[(1 + i)^n - 1]} \right\}$$

Donde:

A = anualidad

$$k = \frac{(1 + r_n)}{(1 + i)}$$

P_0 = costo al principio del primer año

El concepto se aplica para calcular costos nivelados de combustible y de operación y mantenimiento, de requerimientos de retorno de capital total, y para costo total del producto principal del sistema térmico.

Ejemplo:

Determinar el valor nivelado (A) de una serie de pagos por 5 años ($n = 5$) que aumentan a una tasa anual nominal (r_n) de 4%. La tasa de interés anual promedio (i) es de 10% y el costo estimado del pago al principio del primer año (P_0) es de \$ 1000.

$$k = \frac{(1 + 0.04)}{(1 + 0.1)} = 0.9455$$

$$A = \left[\$ 1000 * 0.9455 * \frac{(1 - 0.9455^5)}{(1 - 0.9455)} \right] * \left[\frac{0.1 * 1.1^5}{(1.1^5 - 1)} \right] = \$ 1118.3$$

4.16 Moneda corriente y moneda constante

Moneda corriente: incluye efecto de inflación

Moneda constante: excluye la inflación, incluyendo solo tasa real de escalación y costo real del dinero.

En general, un análisis económico con moneda corriente da la impresión de ser un proyecto más costoso de lo esperado basado en costos actuales, mientras que un análisis en moneda constante presenta el proyecto a menor costo de lo que será.

Para estudios que incluyen tiempos menores a 10 años, los resultados son mejor presentados en moneda corriente.

Relación de monedas:

$$\text{Costo año } J \text{ (moneda constante)} = \frac{\text{Costo año } J \text{ (moneda corriente)}}{(1 + r_i)^J}$$

Donde:

r_i = tasa anual de inflación

Suposiciones de tiempo

Todos los costos son escalados a la fecha en que serán pagados.

4.17 Depreciación

El valor de un bien tiende a disminuir con la edad y el uso, también debido a deterioro físico, a avances tecnológicos y a otros factores.

La depreciación sirve para reducir el pago de impuestos durante la operación de la planta. Hay varios métodos de cálculo de la depreciación. Usaremos el método de línea recta:

$$\text{Depreciación al final año } Z = \frac{Z (C_0 - S)}{n}$$

Donde:

n = años de vida económica

C_0 = inversión original

S = valor de salvamento al final de su vida

Z = edad alcanzada (años) por la propiedad

$$1 \leq Z \leq n$$

4.18 Financiamiento y retornos de capital

El dinero viene de bonos de deuda, de auto-financiamiento (fondos propios) y de venta de bienes.

El cálculo del costo del dinero se basa en inversión no depreciada o sea la cantidad restante en la contabilidad de bienes después de deducir la depreciación.

4.19 Financiamiento de nuestro caso base de cogeneración

Requerimientos totales de capital: 50% deuda, 15% venta preferencial de bienes y 35% venta ordinaria de bienes. El retorno mínimo aceptable sobre la inversión es 10%, 11.7% y 15%, respectivamente.

La tasa promedio anual de costo del dinero (i) es:

$$i = 0.10 * 50\% + 0.117 * 15\% + 0.15 * 35\% = 0.12 = 12\%$$

La tasa que se calcula es antes de impuestos, y es la que se utiliza en nuestro caso base.

La tasa después de impuestos = i_{at}

$$i_{at} = i - (f_d * i_d * t)$$

Donde:

f_d = financiamiento a través de deuda

i_d = tasa de retorno del f_d

t = tasa total de impuestos por ingresos (= 0.38 para caso base)

$$i_{at} = 0.12 - (0.50) * (0.10) * (0.38) = 10.1\%$$

4.20 Costos de combustible y de operación y mantenimiento

Por su importancia en sistemas térmicos, los costos de combustible se consideran separadamente.

Los costos de operación y mantenimiento son fijos y variables.

- Costos fijos: mano de obra de operación y de mantenimiento, materiales, administración, apoyo, distribución y mercadeo, investigación y desarrollo.
- Costos variables: dependen del factor de capacidad promedio anualizado del sistema (número de horas de operación completa anual). Consisten en agua, catalizadores, químicos y disposición de material de desecho. No se incluye el combustible.

Los costos fijos y variable se calculan a partir de diagramas de flujo.

La literatura da una estimación de costos fijos de operación y mantenimiento.

4.21 Impuestos

Son impuestos sobre entradas tasables:

$$\text{Entrada tasable} = \text{Total que entra} - \text{Gastos deducibles de impuestos}$$

Gastos deducibles de impuestos: incluyen los costos de combustible, cargos por operación y mantenimiento, depreciación calculada para propósitos de impuestos, interés sobre deuda y costo de recuperación de la inversión.

Se permite tasa diferida de impuestos: puede ser a través de liquidez, que disminuye requerimientos de retorno de la inversión (bajando costo del producto) o puede ser normalizada, donde los diferidos se acumulan en una cuenta de reserva y son fuente de liquidez interna para otras inversiones.

En el caso base, se usa el método de normalización para pagar impuestos, posteriormente.

Los impuestos anuales sobre propiedad son del 1-4% de la inversión en instalaciones de la planta.

4.22 Seguros

Los costos de seguros son del 0.5-1.5% de la misma inversión anterior.

4.23 Aplicación a nuestro caso de estudio sistema de cogeneración

$$\begin{aligned}\text{Costo combustible} &= 0.003 \frac{\$}{\text{MJ}} * 50 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} * 1.64 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} * 7446 \frac{\text{h}}{\text{año}} \\ &= 6.603 * 10^6 \frac{\$}{\text{año}} \quad (\text{año 1994})\end{aligned}$$

Costo combustible para el primer año de operación = $6.603 * 10^6 * (1.06)^4 = 8.336 * 10^6 \$$

Está calculada para 4 años después ($n = 4$) con tasa anual de escalación de 6%.

El costo de arranque es la suma de: (a) un mes de costos fijos de operación y mantenimiento, (b) un mes de costos variables de operación para carga completa, (c) una semana de combustible a carga completa, (d) 2% de la inversión en las instalaciones de la planta (que son *FCI* – Costo de tierra).

$$\begin{aligned}\text{Costo de arranque} &= 3.8 * 10^6 / 12 + 0.35 * 10^6 * 0.85 / 12 + 6.603 * 10^6 / 52 + 0.02 * 38.95 * 10^6 \\ &= 1.247 * 10^6 \$ \text{ de 1994} \equiv 1.444 * 10^6 \$ \text{ de 1997}\end{aligned}$$

Capital de trabajo

Es la suma de los gastos no escalados de 2 meses de combustible y de los costos variables de operación a carga completa, más 3 meses de costos de mano de obra, más la contingencia de 25% del total de los renglones anteriores.

$$\begin{aligned}\text{Capital de trabajo} &= \left(\frac{6.603}{6} + \frac{1.747}{4} \right) 10^6 * 1.25 \\ &= 1.924 * 10^6 \$ \text{ (de 1994)} \equiv 2.282 * 10^6 \$ \text{ (de 1997)}\end{aligned}$$

Fondos usados durante la construcción (AFUDC) = $3.353 * 10^6 \$$ (de 1994)

$$\equiv 4.985 * 10^6 \$ \text{ (de 1997)}$$

Estos fondos son un costo importante en la construcción de plantas nucleares.

Finalmente, se calculan las inversiones de capital depreciable y no depreciable, y la inversión neta de capital total para el sistema de cogeneración (miles de dólares de 1997):

Inversión total de capital (*TCI*) en miles de dólares = Gasto neto total + Fondos usados durante la construcción (*AFUDC*).

Gasto neto total = Tierra (58) + Inversión de instalaciones de la planta (44231) + Gastos de arranque (1444) + Capital de trabajo (2282) = 48495

Total *AFUDC* = Venta bienes normales (2185) + Venta bienes preferenciales (728) + Bienes de capital (2072) = 4985

$TCI = 48495 + 4985 = 53480$

Inversión de capital no depreciable = Tierra (538) + Capital de trabajo (2282) + Bienes comunes (2185) = 5005

Inversión de capital depreciable = $53480 - 5005 = 48475$

Para una vida fiscal de 15 años, se calcula la depreciación anual de impuesto y el valor contable al final de cada año.

4.24 Cálculo de recuperación requerida para el caso base

Es el retorno anual total requerido para compensar gastos anuales y para mantener una operación sana. Se toman en consideración las siguientes categorías de gastos:

- 1) Recuperación de capital (depreciación)
- 2) Recuperación de intereses sobre bienes
- 3) Recuperación de deuda
- 4) Impuestos sobre ingresos
- 5) Seguros y otros impuestos
- 6) Costos de combustible
- 7) Costos de operación y mantenimiento

Los métodos de cálculo de recuperación populares son: (a) Tasa promedio de retorno y (b) Período de recuperación (payback). Son fáciles de implementar, pero no consideran el valor del dinero en el tiempo, por lo que deben evitarse en proyectos de larga vida económica.

MAR (Minimum Acceptable Return) = Retorno mínimo aceptable que la empresa espera del proyecto bajo consideración.

Para el caso base, el costo nivelado de electricidad es de 0.07 \$ / kW h, suponiendo un período de 20 años de vida económica de la planta, con tasa de escalación promedio anual de 6% para costo de combustible y de 5% para gastos de operación y mantenimiento.

CAPÍTULO 5

Análisis y evaluación termo-económicos

5.1 Introducción

El análisis exergetico-económico nos ayuda a identificar opciones técnicas que puedan mejorar la efectividad en costos del sistema, mediante la valoración de la ineficiencia y la minimización de los costos.

Ejemplo de objetivos:

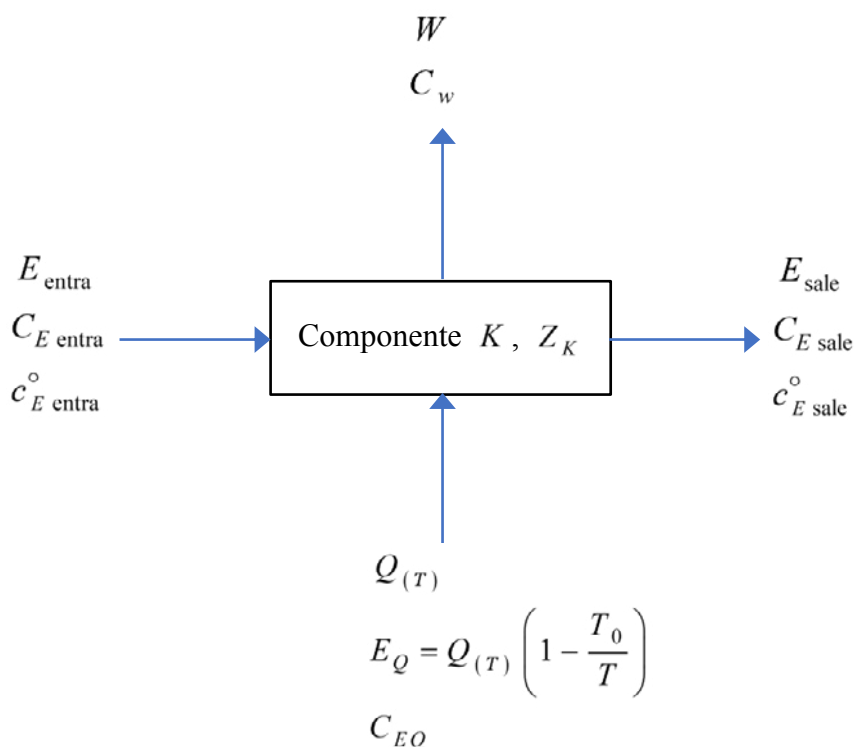
- Calcular por separado los costos de cada producto generado en el sistema
- Entender el proceso de formación de costos y su flujo
- Optimizar variables específicas en un solo componente del sistema
- Optimizar el sistema total

5.2 Balance de rapidez de costos exergo-económicos en un componente k

Al entrar una corriente exergetica a un componente para ser procesada, la corriente de salida necesariamente acarreará los costos de inversión de capital y de operación y mantenimiento del componente en cuestión, por tanto:

$$\text{Suma de rapidez de costos de corrientes de exergía que salen} = \text{Suma de rapidez de costos de corrientes de exergía que entran} + Z_K$$

Diagrama:



Donde:

$$E_i = \text{rapidez de la corriente de exergía } i \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \equiv \text{kW} \right)$$

$$c_i^o = \text{costo unitario de la corriente de exergía } i \left(\frac{\$}{\text{kJ}} \right)$$

$$C_i = c_i^o * E_i = \text{rapidez de costos de la corriente de exergía } i \left(\frac{\$}{\text{s}} \right)$$

Además:

$$Z_k = \text{rapidez de costos del componente } K, \text{ correspondientes a sus costos de inversión de capital y de operación y mantenimiento } \left(\frac{\$}{\text{s}} \right).$$

Balance de rapidez de costos en el componente K :

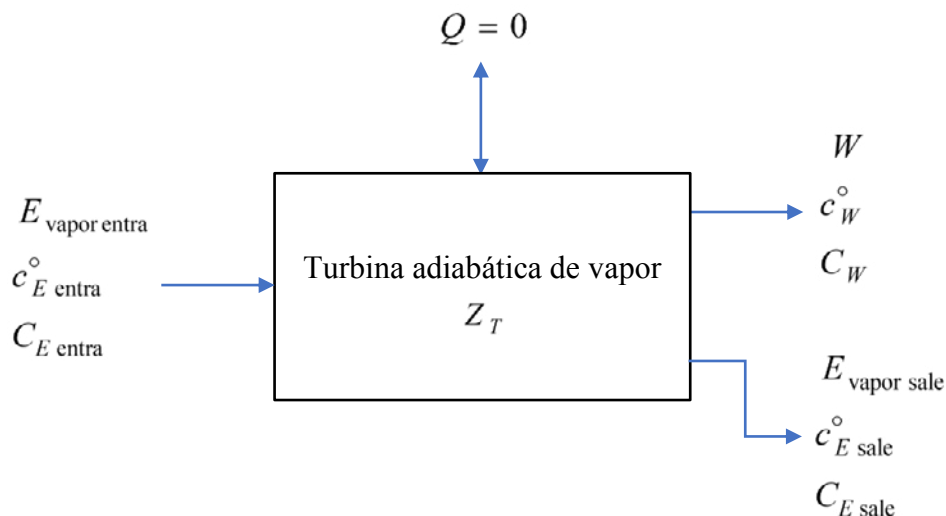
$$C_w + C_{E\ sale} = C_{EQ} + C_{E\ entra} + Z_K$$

Empleando los costos unitarios y rapideces de corrientes exergéticas:

$$c_w^o * W + c_{E\ sale}^o * E_{sale} = c_{EQ}^o * E_Q + c_{E\ entra}^o * E_{entra} + Z_K$$

5.3 Ejemplos de balance de rapidez de costos

a) *Turbina adiabática de vapor*



Aplicando la ecuación del balance de rapidez de costos:

$$C_W + C_{E \text{ sale}} = C_{E \text{ entra}} + Z_T$$

$$\dot{c}_W * W + \dot{c}_{E \text{ sale}} * E_{\text{sale}} = \dot{c}_{E \text{ entra}} * E_{\text{entra}} + Z_T$$

Del análisis exergético previo se conocen todas las rapidezces exergéticas: W , $E_{\text{vapor entra}}$, $E_{\text{vapor sale}}$.

Del análisis económico previo se conoce Z_T .

De la aplicación de costeo exergético a los componentes corriente arriba de la turbina (generador de vapor, por ejemplo) se conocen los costos unitarios de las corrientes de entrada, $\hat{c}_{E \text{ entra}}$, en este caso.

Por tanto, las incógnitas son los costos unitarios de las corrientes de salida ($\hat{c}_W$, y $\hat{c}_{E \text{ sale}}$).

Tenemos una sola ecuación, el balance de rapidez de costos, por lo que requerimos una ecuación auxiliar para resolver las dos incógnitas.

Se establece que el costo unitario del fluido de trabajo (vapor) permanece constante en su paso por el componente. Es una práctica contable, ya que no se le agregó exergía y no tiene por qué costar más:

$$\dot{c}_{E \text{ entra}} = \dot{c}_{E \text{ sale}}$$

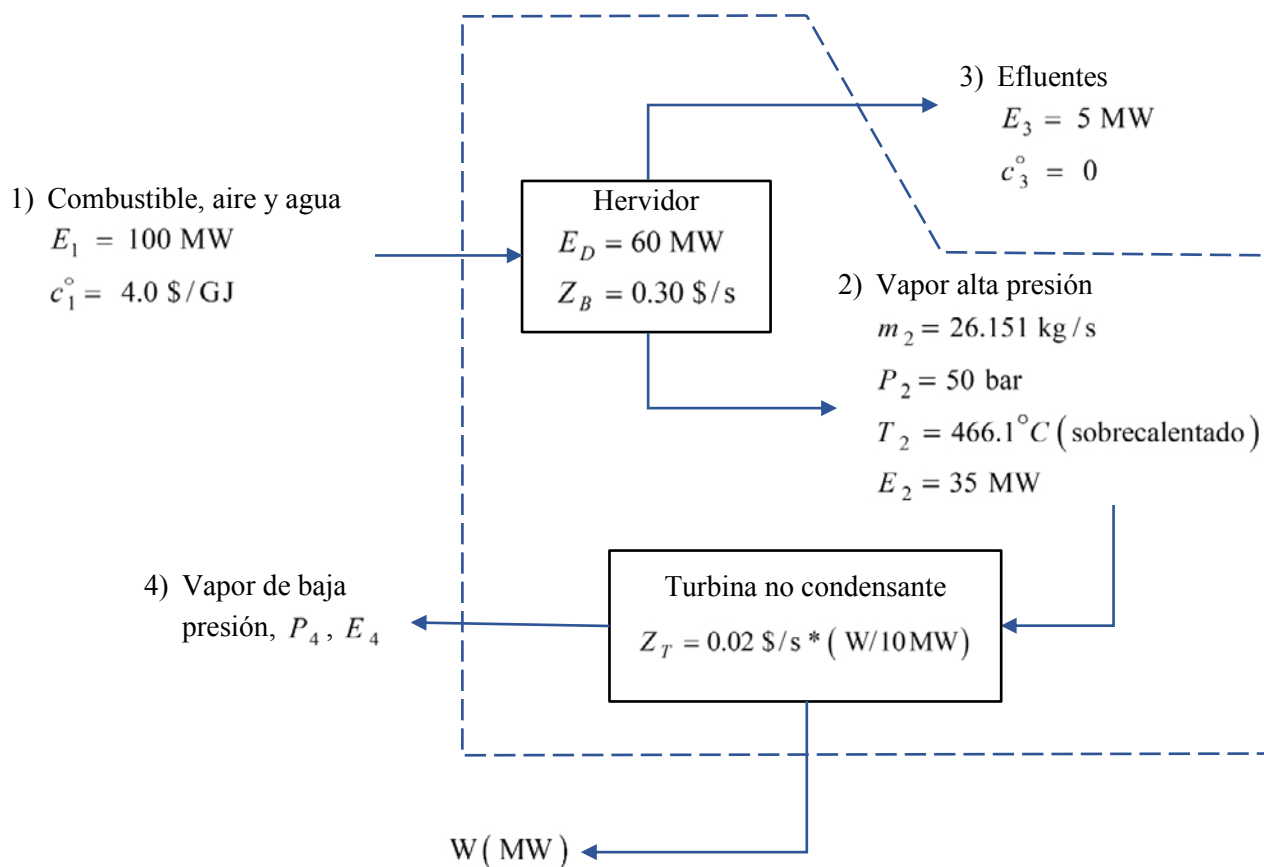
Sustituyendo:

$$\dot{c}_W * W = \dot{c}_{E \text{ entra}} * (E_{\text{vapor entra}} - E_{\text{vapor sale}}) + Z_T$$

Resolviendo:

$$\dot{c}_W = \frac{\left[\dot{c}_{E \text{ entra}} (E_{\text{vapor entra}} - E_{\text{vapor sale}}) + Z_T \right]}{W}$$

b) Sistema simple de cogeneración



Suposiciones:

- Es un sistema en estado estable.
- El aire y el agua de alimentación tienen exergía y costo despreciables.
- Efluentes dejan el hervidor con costo despreciable.
- Son sistemas adiabáticos ($Q = 0$).
- Eficiencia poli-trópica de la turbina es constante a 80%, independientemente de la presión de salida de la turbina (P_4).

Balance de rapidez de costos del sistema:

- Hervidor:

$$C_2 + C_3 = C_1 + Z_B$$

$$c_2^{\ddot{}} * E_2 + c_3^{\ddot{}} * E_3 = c_1^{\ddot{}} * E_1 + Z_B$$

- Turbina:

$$C_4 + C_W = C_2 + Z_T$$

$$c_4^{\dot{}} * E_4 + c_W^{\dot{}} * W = c_2^{\dot{}} * E_2 + Z_T$$

- En el hervidor, las incógnitas son los costos unitarios de las dos corrientes de salida, $c_2^{\ddot{}}$ y $c_3^{\ddot{}}$.

Se requiere una ecuación auxiliar: $c_3^{\ddot{}} = C_3 = 0$

$$c_2^{\ddot{}} = \left(\frac{1}{E_2} \right) \left(c_1^{\ddot{}} * E_1 + Z_B \right)$$

Usando datos de la figura:

$$c_2^{\ddot{}} = \left(\frac{1}{35 \text{ MW}} \right) \left(\frac{1000 \text{ MW s}}{\text{GJ}} \right) \left[4.0 \frac{\$}{\text{GJ}} * 100 \text{ MW} * \left(\frac{\text{GJ}}{1000 \text{ MW s}} \right) + 0.3 \frac{\$}{\text{s}} \right] = 20.0 \frac{\$}{\text{GJ}}$$

Un costo unitario alternativo $\left(\frac{\$}{\text{kg}} \right)$:

$$c_{2 \text{ alternativo}}^{\circ} = c_2^{\circ} \left(\frac{E_2}{m_2} \right) = 20.0 \frac{\$}{\text{GJ}} * \left(\frac{35 \text{ MW}}{26.151 \text{ kg/s}} \right) * \left(\frac{\text{GJ}}{1000 \text{ MW s}} \right) = 0.02677 \frac{\$}{\text{kg}}$$

- En la turbina hay dos incógnitas (costos unitarios de salida): c_4° y c_W° .

Se requiere una ecuación auxiliar, la cual se obtiene recordando que el costo unitario del fluido de trabajo permanece igual, ya que no se le agrega exergía. Es una práctica contable:

$$c_2^{\circ} = c_4^{\circ}$$

Al sustituir, se resuelve:

$$c_W^{\circ} = \frac{\left[c_2^{\circ} (E_2 - E_4) + Z_T \right]}{W}$$

Además:

$$c_{4 \text{ alternativo}}^{\circ} \left(\frac{\$}{\text{kg}} \right) = c_4^{\circ} * \frac{E_4}{m_4} = 20.0 \frac{\$}{\text{GJ}} * \frac{E_4}{26.151 \text{ kg/s}}$$

Según sea P_4 , serán los valores de W , E_4 , Z_T , c_W° y $c_{4 \text{ alternativo}}^{\circ}$.

Por ejemplo, si en (4):

$$P_4 = 9 \text{ bar}$$

$$T_4 = 261.9 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (sobrecalentado)}$$

en (2):

$$P_2 = 50 \text{ bar}$$

$$T_2 = 466.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

De tablas:

$$H_4'' = 2969.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$S_4'' = 7.01391 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$H_2'' = 3353 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$S_2'' = 6.864 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Balance de energía en la turbina:

$$H_2 = H_4 + W$$

$$W = H_2 - H_4 = 26.151 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3353 - 2969.9) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 10020 \text{ kW} \equiv 10.02 \text{ MW}$$

$$E_{\text{destruida}} = T_0 * S_{\text{generada}} = T_0 (S_4 - S_2) = 298 \text{ K} * 26.151 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (7.01391 - 6.864) \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

$$= 1168 \text{ kW} \equiv 1.168 \text{ MW}$$

Balance de exergía en la turbina:

$$E_d = E_{\text{destruida}} = \sum \text{exergías entran} - \sum \text{exergías salen}$$

$$E_d = E_2 - E_4 - W$$

$$E_4 = E_2 - W - E_d = (35 - 10.02 - 1.168) \text{ MW} = 23.81 \text{ MW}$$

$$Z_T = 0.02 \frac{\$}{\text{s}} * \frac{10.02 \text{ MW}}{10 \text{ MW}} = 0.02 \frac{\$}{\text{s}}$$

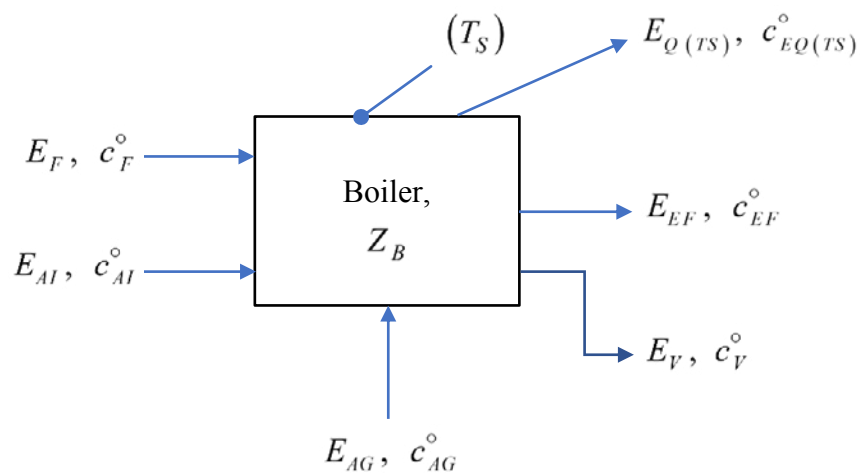
Sustituyendo valores en la ecuación de costo unitario de trabajo y aplicando la igualdad $1 \text{ GJ} = 1000 \text{ MW s}$:

$$c_w^{\circ} = \left(1000 \frac{\text{MW s}}{\text{GJ}} \right) \left[\frac{\left(20.0 \frac{\$}{\text{GJ}} \right) (35 - 23.81) \text{ MW} * \left(\frac{\text{GJ}}{1000 \text{ MW s}} \right) + 0.02 \frac{\$}{\text{s}}}{10.02 \text{ MW}} \right] = 24.33 \frac{\$}{\text{GJ}}$$

$$c_{4 \text{ alternativo}}^{\circ} = \left(20.0 \frac{\$}{\text{GJ}} \right) \left(\frac{23.81 \text{ MW}}{26.151 \text{ kg/s}} \right) \left(\frac{\text{GJ}}{1000 \text{ MW s}} \right) = 0.0182 \frac{\$}{\text{kg}}$$

Y así para los demás valores de P_4 .

c) **Boiler o hervidor**



Donde subíndices son:

F = combustible

AI = aire

AG = agua de alimentación

EF = efluentes

V = vapor de agua

Además:

T_S = temperatura a la que pierde calor la superficie del hervidor.

Balance de rapidez de costos:

$$C_V + C_{EF} + C_{EQ(TS)} = C_F + C_{AI} + C_{AG} + Z_B$$

Empleando rapidez de corrientes exergéticas y costos unitarios:

$$E_V * \dot{c}_V + E_{EF} * \dot{c}_{EF} + E_{EQ(TS)} * \dot{c}_{EQ(TS)} = E_F * \dot{c}_F + E_{AI} * \dot{c}_{AI} + E_{AG} * \dot{c}_{AG} + Z_B$$

Del análisis exergético previo, se conocen todas las corrientes exergéticas:

$$E_F, E_{AI}, E_{AG}, E_V, E_{EF}, E_{Q(TS)}$$

Del análisis económico previo, se conoce Z_B .

Del costeo exergetico previo se conocen costos unitarios de las corrientes de entrada:

$$\dot{c}_F, \dot{c}_{AI}, \dot{c}_{AG}$$

Solo se desconocen los costos unitarios de las corrientes exergeticas de salida:

$$\dot{c}_V, \dot{c}_{EF}, \dot{c}_{EQ(TS)}$$

Como tenemos una sola ecuación (balance de rapidez de costos) y tres incógnitas, requerimos dos ecuaciones auxiliares para su resolución.

Es decir, el número requerido de ecuaciones auxiliares es igual número de corrientes de salida menos 1.

Para obtener las ecuaciones auxiliares se considera que, tanto las pérdidas exergeticas de calor como de efluentes se cubren con combustible adicional al hervidor, y el costo unitario promedio de dicho combustible es el mismo, es decir, permanece constante.

Entonces, las ecuaciones auxiliares son:

$$\dot{c}_{EF} = \dot{c}_F$$

$$\dot{c}_{EQ(TS)} = \dot{c}_F$$

Sustituyendo:

$$E_V * \dot{c}_V + E_{EF} * \dot{c}_F + E_{Q(TS)} * \dot{c}_F = E_F * \dot{c}_F + E_{AI} * \dot{c}_{AI} + E_{AG} * \dot{c}_{AG} + Z_B$$

Obtenemos:

$$\dot{c}_V = \frac{\left[\dot{c}_F (E_F - E_{EF} - E_{Q(TS)}) + E_{AI} * \dot{c}_{AI} + E_{AG} * \dot{c}_{AG} + Z_B \right]}{E_V}$$

5.4 Análisis de la rapidez de costo exergo-económico del calor perdido $[Q_{(TS)}]$

De acuerdo con el diagrama siguiente y el valor de:

$$T_0 = \text{temperatura de referencia (298 K)}$$

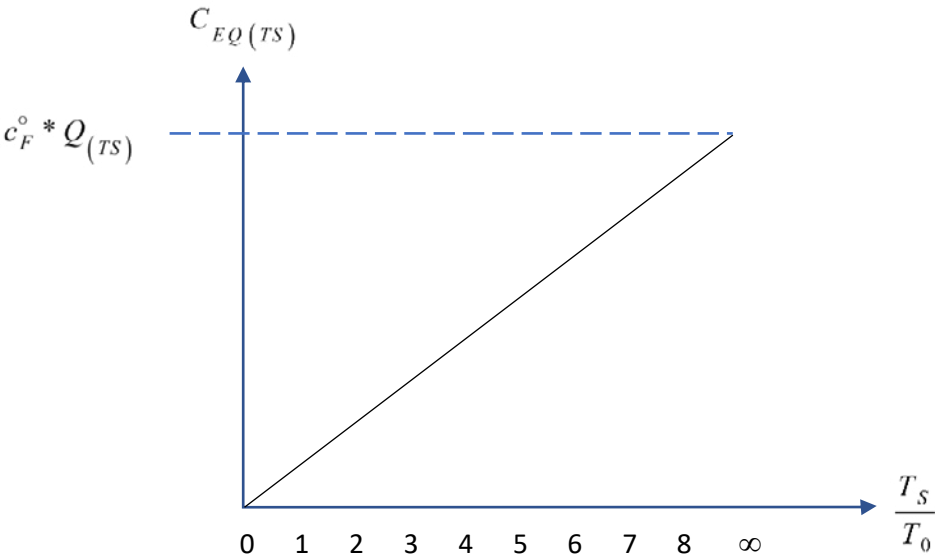
Obtenemos:

$$C_{EQ(TS)} = c_F^{\circ} * E_{Q(TS)} = c_F^{\circ} * Q_{TS} \left(1 - \frac{T_0}{T_S} \right)$$

TABLA DE DISTINTOS VALORES DE T_S

$\frac{T_S}{T_0}$	$C_{EQ(TS)}$ (Rapidez de costos del Q perdido)
2	$c_F^{\circ} * Q_{TS} * \frac{1}{2}$
4	$c_F^{\circ} * Q_{TS} * \frac{3}{4}$
8	$c_F^{\circ} * Q_{TS} * \frac{7}{8}$
∞	$c_F^{\circ} * Q_{TS} * 1$

Diagrama:



Con el análisis exergético se aprecia que, conforme aumenta T_S (la temperatura a la que se pierde calor), aumenta la rapidez de costos del calor perdido, y solo para el caso que T_S fuera casi infinita, se tendría una rapidez de costos de Q igual al producto del costo unitario del combustible por la rapidez de calor perdido Q .

Se valora apropiadamente el costo del calor perdido, de acuerdo con su temperatura T_S .

En cambio, en el análisis energético se toma la rapidez de costos de Q como el producto $\left[\hat{c}_F * Q_{(TS)} \right]$, independientemente del valor de T_S .

5.5 Nivel de agregación para costeo exergético

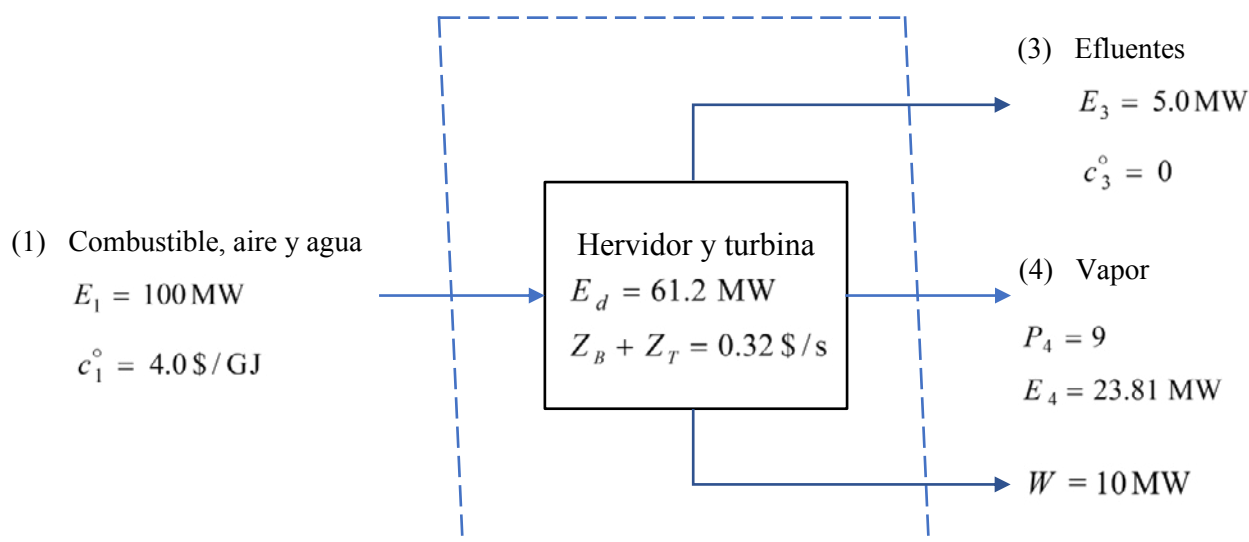
Se recomienda en diseño térmico el menor nivel de agregación posible, usualmente representado por componentes individuales (intercambiadores de calor, turbinas, reactores, etc).

Incluso, puede ser apropiado distinguir entre varios procesos que se lleven a cabo en el mismo componente (transferencia de calor, caída de presión, etc).

5.6 Ilustración del efecto del nivel de agregación

De nuevo consideramos el sistema simple de cogeneración, ahora aumentando el nivel de agregación al tener juntos el hervidor y la turbina.

Nuevamente, $P_4 = 9$ bar



Balance de rapidez de costos en el sistema hervidor y turbina.

$$C_4 + C_W = C_1 + Z_B + Z_T$$

$$c_4^{\dot{}} * E_4 + c_W^{\dot{}} * W = c_1^{\dot{}} * E_1 + Z_B + Z_T$$

Hay dos incógnitas: $c_4^{\dot{}}$ y $c_W^{\dot{}}$

Se requiere una ecuación auxiliar. Sin considerar explícitamente la naturaleza de los componentes en el agregado, es menos claro suponer relaciones auxiliares de costeo.

Como están en la figura, podríamos suponer que el costo unitario de las corrientes de salida es el mismo para ambas: $c_4^{\dot{}} = c_W^{\dot{}}$

Al despejar y sustituir:

$$c_4^{\dot{}} = c_W^{\dot{}} = \left[\frac{1}{(E_4 + W)} \right] (c_1^{\dot{}} * E_1 + Z_B + Z_T)$$

$$c_4^{\dot{}} = c_W^{\dot{}} = \left(\frac{1}{33.81 \text{ MW}} \right) \left(\frac{1000 \text{ MW s}}{\text{GJ}} \right) \left(4.0 \frac{\$}{\text{GJ}} * 100 \text{ MW} * \frac{\text{GJ}}{1000 \text{ MW s}} + 0.32 \frac{\$}{\text{s}} \right)$$

$$c_4^{\dot{}} = c_W^{\dot{}} = 21.3 \frac{\$}{\text{GJ}}$$

Antes, con menor nivel de agregación, teníamos:

$$c_4^{\dot{}} = 20.0 \frac{\$}{\text{GJ}}$$

$$c_W^{\dot{}} = 24.4 \frac{\$}{\text{GJ}}$$

Ahora, con mayor nivel de agregación, observamos que es mayor el costo unitario del vapor, pues lleva parte de costos de la turbina.

Entonces, la calidad de los resultados y recomendaciones de un análisis termo-económico depende del nivel de agregación.

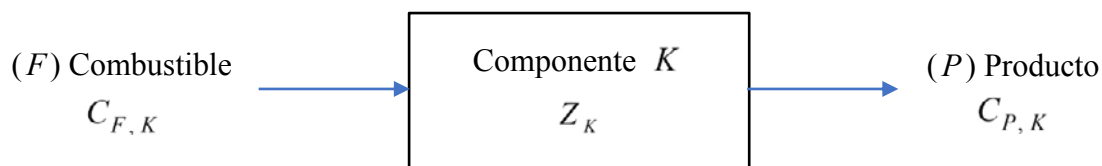
5.7 Balance de rapidez de costos exergo-económicos desde el punto de vista de combustible y producto

Este tipo de balance es equivalente al del planteamiento anterior:

Suma de rapidez de costos de exergías que salen = suma de rapidez de costos de exergías que entran + Z_K

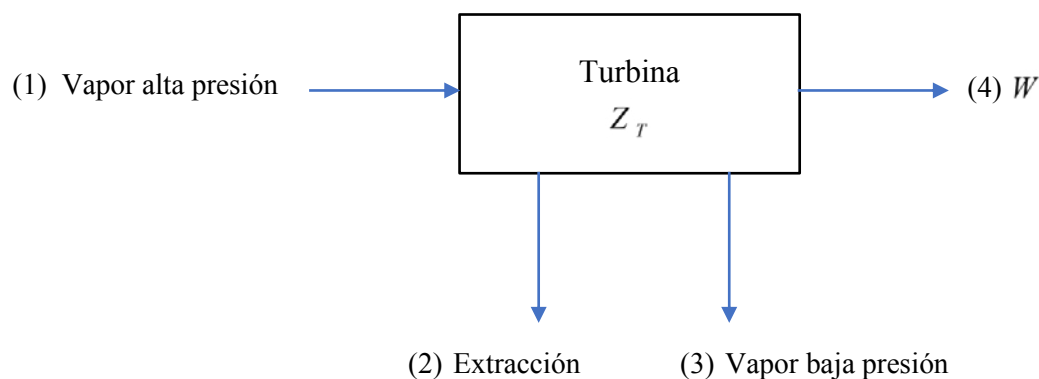
$$C_{P,K} = C_{F,K} + Z_K$$

Diagrama:



5.8 Ejemplos de balance de rapidez de costos exergo-económicos considerando combustible y producto

a') Turbina con una extracción



Combustible (el recurso empleado en el equipo) = (1) – (2) – (3)

Producto = (4)

Enunciado	Rapidez de exergía	Rapidez de costos
Combustible	$E_1 - E_2 - E_3$	$C_1 - C_2 - C_3$
Producto	W	C_W

Balance de rapidez de costos:

$$C_P = C_F + Z_T$$

$$C_W = C_1 - C_2 - C_3 + Z_T$$

El resultado es el mismo que empleando el método anterior:

$$C_W + C_2 + C_3 = C_1 + Z_T$$

$$\dot{c}_W * W = \dot{c}_1 * E_1 - \dot{c}_2 * E_2 - \dot{c}_3 * E_3 + Z_T$$

Tres incógnitas: costos unitarios de corrientes de salida $(\dot{c}_2, \dot{c}_3, \dot{c}_W)$

Dos ecuaciones auxiliares son requeridas. El fluido de trabajo no recibe exergía, por tanto, su costo unitario permanece constante:

$$\dot{c}_2 = \dot{c}_1$$

$$\dot{c}_3 = \dot{c}_1$$

Sustituyendo en balance de costos y resolviendo:

$$\dot{c}_W = \frac{\left[\dot{c}_1 (E_1 - E_2 - E_3) + Z_T \right]}{W}$$

Ahora bien, en el balance de exergía:

$$E_d = \text{exergía destruida} = \sum \text{exergías que entran} - \sum \text{exergías que salen}$$

$$E_d = E_1 - E_2 - E_3 - W$$

Reacomodando:

$$E_1 - E_2 - E_3 = E_d + W$$

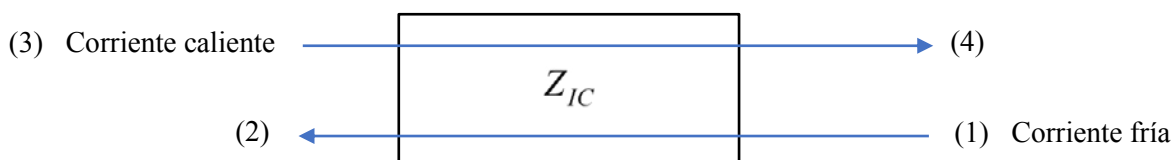
Sustituyendo en la ecuación del costo unitario de producto:

$$c_W^{\circ} = \frac{[c_1^{\circ} (E_d + W) + Z_T]}{W} = c_1^{\circ} + \frac{(c_1^{\circ} * E_d + Z_T)}{W}$$

$$c_W^{\circ} - c_1^{\circ} = \frac{(c_1^{\circ} * E_d + Z_T)}{W}$$

Es decir, para un componente K , la diferencia entre costo unitario del producto y costo unitario del combustible se debe a Z_K (costos de inversión de capital y de operación y mantenimiento del componente) y a E_d (exergía destruida), más la exergía perdida, si la hubiera.

b') Intercambiador de calor



Aquí, el producto es el calentamiento de la corriente fría. Por tanto, el fluido de trabajo es la corriente caliente.

Alternativamente, el producto pudo haber sido el enfriamiento de la corriente caliente.

Método de balance de rapidez de costos en componente K

$$\Sigma (\text{rapidez de costos que salen})_K = \Sigma (\text{rapidez de costos que entran})_K + Z_K$$

$$C_2 + C_4 = C_1 + C_3 + Z_{IC}$$

$$c_2^{\circ} * E_2 + c_4^{\circ} * E_4 = c_1^{\circ} * E_1 + c_3^{\circ} * E_3 + Z_{IC}$$

Son dos corrientes de salida (dos costos unitarios de salida desconocidos) por lo que se requiere una ecuación auxiliar.

El costo unitario del fluido de trabajo permanece constante (recordando que el fluido de trabajo es la corriente caliente), es decir:

$$c_3^{\ddot{}} = c_4^{\dot{}}$$

Sustituyendo en el balance y resolviendo:

$$c_2^{\ddot{}} = \frac{\left[c_3^{\ddot{}} (E_3 - E_4) + c_1 * E_1 + Z_{IC} \right]}{E_2}$$

Método empleando combustibles y productos

$$\sum C \text{ productos} = \sum C \text{ combustibles} + Z_K$$

Producto = (2) – (1). Es lo producido en el componente k .

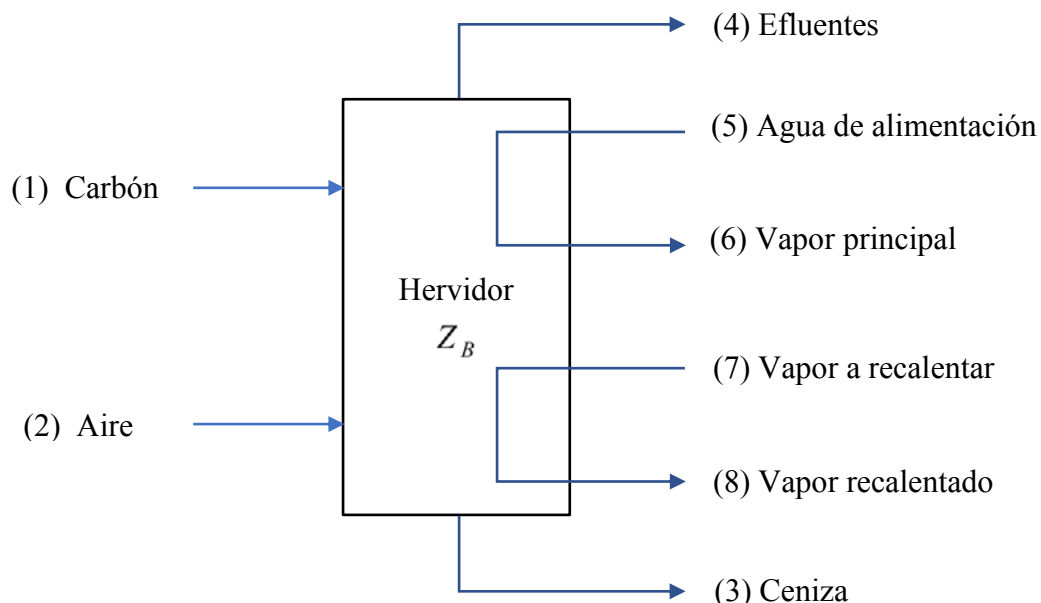
Combustible = (3) – (4)

$$C_2 - C_1 = C_3 - C_4 + Z_{IC}$$

$$C_2 + C_4 = C_1 + C_3 + Z_{IC}$$

El resto es igual.

c') Hervidor



Método de balance de rapidez de costos en componente K

$$\Sigma (\text{rapidez de costos que salen})_K = \Sigma (\text{rapidez de costos que entran})_K + Z_K$$

$$C_3 + C_4 + C_6 + C_8 = C_1 + C_2 + C_5 + C_7 + Z_B$$

$$c_3^{\cdot} * E_3 + c_4^{\cdot} * E_4 + c_6^{\cdot} * E_6 + c_8^{\cdot} * E_8 = c_1^{\cdot} * E_1 + c_2^{\cdot} * E_2 + c_5^{\cdot} * E_5 + c_7^{\cdot} * E_7 + Z_B$$

Son cuatro corrientes de salida (cuatro incógnitas), por lo que se requieren tres ecuaciones auxiliares:

La primera: $c_4^{\cdot} = 0$ (el costo de descargar efluentes al ambiente es cero)

La segunda: $c_3^{\cdot} = 0$ (el costo de descargar ceniza al ambiente es cero)

Además, la exergía del combustible se provee simultáneamente a dos corrientes diferentes de producto, por lo que suponemos que el costo unitario de ambos productos $\{ [(6) - (5)] \text{ y } [(8) - (7)] \}$ es el mismo.

Asimismo, recordamos que $c^{\circ} = \frac{C}{E}$.

Entonces tenemos la tercera relación auxiliar:

$$\frac{(C_6 - C_5)}{(E_6 - E_5)} = \frac{(C_8 - C_7)}{(E_8 - E_7)}$$

Ya se puede resolver el sistema de 4 ecuaciones con cuatro incógnitas.

Método empleando combustibles y productos

$$\Sigma C \text{ productos} = \Sigma C \text{ combustibles} + Z_K$$

$$\text{Producto} = [(6) - (5)] + [(8) - (7)]$$

$$\text{Combustible} = [(1) + (2)] - [(3) + (4)]$$

$$[C_6 - C_5] + [C_8 - C_7] = [C_1 + C_2] - [C_3 + C_4] + Z_B$$

$$C_3 + C_4 + C_6 + C_8 = C_1 + C_2 + C_5 + C_7 + Z_B$$

El resto es igual.

5.9 Costeo de exergía perdida

El concepto de rapidez de exergía perdida se aplica al sistema total, más que a un solo componente de este. Por ejemplo, en nuestro caso base de cogeneración, el HRSG no debe ser penalizado por la corriente (7) de gases efluentes que salen a la atmósfera.

CAPÍTULO 6

Aplicación de costos exergo-económicos a nuestro caso base de cogeneración

6.1 Cálculo de las rapidezces de costos nivelados y de costos unitarios nivelados para todas las corrientes de nuestro caso base

Modelo:

- 1) Operación en estado estable
- 2) Los costos anuales son nivelados
- 3) Los cargos acarreados totales de inversión de capital y de operación y mantenimiento se reparten entre los componentes según sea la contribución de cada uno a la suma total de equipo comprado.

De la suposición última:

Total de equipos comprados = $11 * 10^6 \$$

Total de cargos acarreados nivelados anuales por inversión de capital = $10.527 * 10^6 \$$

Total de costos de operación y mantenimiento anuales = $5.989 * 10^6 \$$

$$Z_K \left(\frac{\$}{h} \right) = \left[\frac{\text{Costo del componente } K (\$)}{11 * 10^6 (\$)} \right] * (10.527 + 5.989) 10^6 \frac{\$}{\text{año}} * \frac{1 \text{ año}}{7446 h}$$

$$= \text{Costo del componente } K (\$) * 0.0002016$$

Donde un año tiene 7446 hora de operación.

(Los costos de equipo comprado se dieron previamente en el párrafo 4.6).

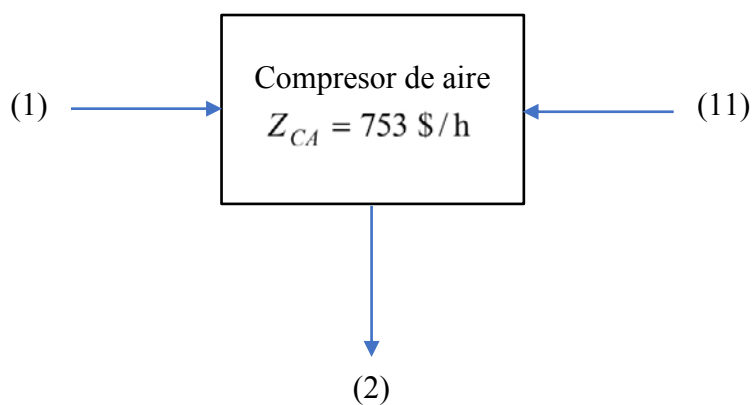
Valores de Z_K :

753 para compresor, 188 para pre-calentador de aire, 68 para cámara de combustión, 753 para turbina de gas, 264 para HRSG y 190 para otros equipos de la planta. Este último valor se carga directamente a las corrientes (9) y (12) de productos.

Balance de rapidez de costos $C \left(\frac{\$}{h} \right)$ del caso base

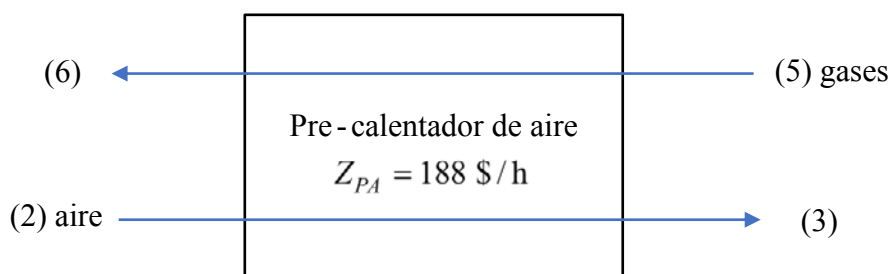
Definimos:

E = rapidez de exergía (MW)



$$C_2 = C_1 + C_{11} + 753 \quad (1'')$$

$$C_1 = 0 \quad (\text{relación auxiliar}) \quad (2'')$$

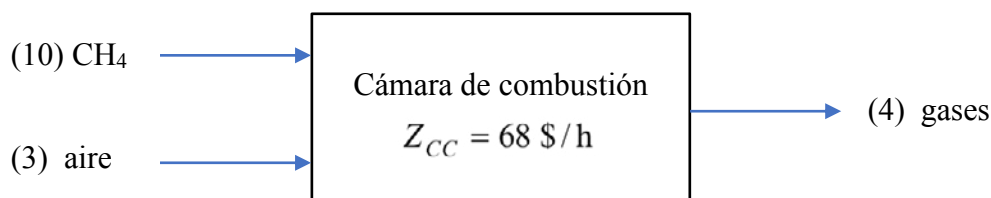


El producto es el aire calentado. El fluido de trabajo es la mezcla gaseosa.

$$C_3 + C_6 = C_2 + C_5 + 188 \quad (3'')$$

Relación auxiliar: $\dot{c}_5 = \hat{c}_6$ (el costo unitario del fluido de trabajo permanece constante).

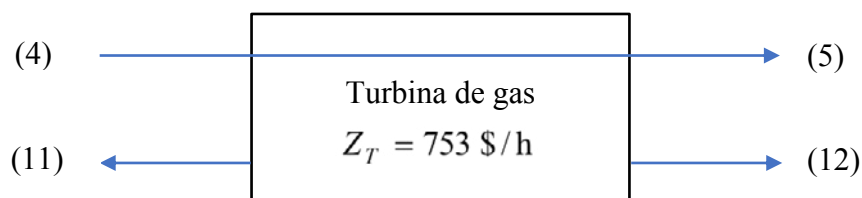
$$\frac{C_5}{E_5} = \frac{C_6}{E_6} \quad (4'')$$



$$C_4 = C_3 + C_{10} + 68 \quad (5'')$$

C_{10} = costo anual metano/horas año

$$C_{10} = 10.411 * 10^6 (\$ / \text{año}) * \text{año} / 7446 \text{ h} = 1398 \$ / \text{h} \quad (6'')$$



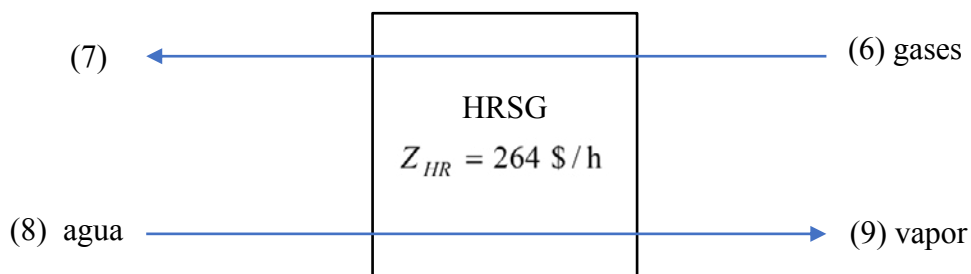
$$C_5 + C_{11} + C_{12} = C_4 + 753 \quad (7'')$$

Relación auxiliar en el lado del combustible (gases): el costo unitario del fluido de trabajo permanece constante: $\dot{c}_4 = \ddot{c}_5$

$$\frac{C_4}{E_4} = \frac{C_5}{E_5} \quad (8'')$$

Relación auxiliar en el lado del producto: el costo unitario de las dos corrientes de salida (producto) es el mismo: $\hat{c}_{11} = \hat{c}_{12}$

$$\frac{C_{11}}{W_{11}} = \frac{C_{12}}{W_{12}} \quad (9'')$$



$$C_7 + C_9 = C_6 + C_8 + 264 \quad (10'')$$

Relación auxiliar: el costo unitario del fluido de trabajo (gases) es constante:

$$\hat{c}_6 = \hat{c}_7$$

$$\frac{C_6}{E_6} = \frac{C_7}{E_7} \quad (11'')$$

La relación (11'') nos permite calcular la pérdida monetaria asociada con la pérdida de exergía de la corriente (7) de efluentes a la atmósfera. El costo se reparte entre las dos corrientes de producto (9 y 12).

Finalmente:

$$C_8 = 0 \quad (12'')$$

Resolución del sistema de 12 ecuaciones

En (1''), sustituir C_1 de (2''):

$$C_{11} = C_2 - 753 \quad (a)$$

En (3''), sustituir C_6 de (4''):

$$C_2 = C_3 + C_5 * \left(\frac{21.524}{37.712} \right) - C_5 - 188$$

$$C_2 = C_3 - 0.43 C_5 - 188 \quad (b)$$

En (5''), sustituyendo C_4 de (8'') y C_{10} de (6''):

$$C_5 * \left(\frac{100.632}{37.712} \right) = 1398 + C_3 + 68$$

$$C_3 = 2.67 C_5 - 1466 \quad (c)$$

Eliminando C_2 entre (a) y (b):

$$C_{11} + 753 = C_3 - 0.43 C_5 - 188 \quad (d)$$

Eliminando C_3 entre (c) y (d):

$$2.67 C_5 - 1466 = C_{11} + 753 + 0.43 C_5 + 188$$

$$C_{11} + 2407 = 2.24 C_5 \quad (e)$$

En (7''), sustituyendo C_4 de (8'') y C_{12} de (9''):

$$C_5 + C_{11} + C_{11} * \left(\frac{30.0}{30.11} \right) = C_5 * \left(\frac{100.632}{37.712} \right) + 753$$

$$1.67 C_5 = 2.0 C_{11} - 753$$

$$C_{11} = 0.84 C_5 + 376.5 \quad (f)$$

Eliminando C_{11} de (e) y (f):

$$2.24 C_5 - 2407 = 0.84 C_5 + 376.5$$

$$C_5 = 2783.5 / 1.4 = 1988$$

Ahora, se van sustituyendo los valores conforme se obtengan, empezando con C_5 .

En (f): $C_{11} = 2046$

En (c): $C_3 = 3842$

En (b): $C_2 = 2799$

En (8''): $C_4 = 5305$

En (4''): $C_6 = 1135$

En (9''): $C_{12} = 2039$

En (11''): $C_7 = 126$

En (10''): $C_9 = 1273$

Obtención de costos unitarios de las corrientes (c^o) a partir de rapidez de costos (C) y rapidez exergética (E)

$$c^o \left(\frac{\$}{\text{GJ}} \right) = \left(\frac{C}{3.6 E} \right)$$

6.2 Tabla de valores de rapidez de costo y costo unitario de las corrientes del caso base

Se muestran los valores en forma tabulada para mayor comodidad del lector:

Corriente	E (MW)	C (\$/h)	c^o (\$/GJ)
1	0	0	0
2	27.94	2799	27.83
3	41.64	3842	25.63
4	100.632	5305	14.64
5	37.712	1988	14.64
6	21.524	1135	14.65
7	2.388	126	14.66
8	0	0	0
9	12.739	1273	27.76
10	85.54	1398	4.54
11	30.11	2046	18.88
12	30.00	2039	18.88

De la tabla anterior, se puede concluir que:

- El mayor costo unitario es para la corriente (2), donde toda su exergía de salida es provista por potencia mecánica, que es el combustible más caro en el sistema.
- El costo unitario en los productos es considerablemente mayor para la corriente de vapor (9) que para la corriente de potencia neta (12).
- El costo asociado con otros equipos de planta (190 \$/h) debe ser repartido entre las dos corrientes de producto. Por simplicidad, repartimos igualmente esa rapidez de costo para obtener rapidez de costo de producto ajustado.

$$C'_9 = 1273 + 190/2 = 1368 \text{ \$ / h}$$

$$C'_{12} = 2039 + 190/2 = 2134 \text{ \$ / h}$$

- La rapidez de costo de la corriente perdida (7), 126 \$/h, debe también ser cargada a las corrientes de producto. Se reparte, según sea la contribución exergética de cada corriente a la suma de ambas corrientes.

$$C''_9 = 1368 + 126 * \left[\frac{12.739}{12.739 + 30} \right] = 1406$$

$$C''_{12} = 2134 + 126 * \left(\frac{30}{12.739 + 30} \right) = 2222$$

- Un comentario adicional respecto a los costos de corrientes exergéticas:

Una corriente de materia puede tener un costo no exergético, mismo que se suma al costo exergético de la corriente. Ese costo solo se carga una vez, aunque la corriente pase por varios componentes.

Ejemplo: una unidad separadora de aire (ASU) que provee oxígeno a un pre-calentador y de allí pasa a un gasificador. El costo no exergético de generar el oxígeno se carga al gasificador y no afecta los costos exergéticos del pre-calentador.

- Finalmente, la información sobre costos de las corrientes se usa para calcular las variables termo-económicas asociadas a cada componente del sistema

6.3 Variables termo-económicas asociadas a los componentes (K) de un sistema

Estas variables termo-económicas se aplican a los componentes del sistema, mismos donde confluyen las corrientes exergéticas valoradas en el párrafo anterior.

Empleando dichas variables, podremos valorar la operación de cada componente desde el punto de vista exergo-económico.

De la valoración anterior, podremos extraer conclusiones respecto a qué pasos seguir para mejorar el sistema en su totalidad.

- Costo unitario promedio de combustible ($c_{F,K}^{\circ}$)
- Costo unitario promedio de producto ($c_{P,K}^{\circ}$)
- Rapidez de costo de exergía destruida ($C_{D,K}$)
- Diferencia relativa de costos (r_K)
- Factor exergo-económico (f_K)

$$c_{F,K}^{\circ} = \frac{C_{F,K}}{E_{F,K}}$$

$$c_{P,K}^{\circ} = \frac{C_{P,K}}{E_{P,K}}$$

$$C_{D,K} = c_{F,K}^{\circ} * E_{D,K}$$

$$r_K = \frac{(c_{P,K}^{\circ} - c_{F,K}^{\circ})}{c_{F,K}^{\circ}}$$

Respecto a la diferencia relativa de costos (r_K):

- Si el costo de combustible de un componente importante cambia de una iteración a otra, el objetivo de la optimización de costos del componente debe ser minimizar la diferencia relativa de costos (r_K), en lugar de minimizar el costo unitario del producto ($c_{P,K}^{\circ}$).

6.4 Causa de la diferencia relativa de costos en componentes

$$E_{\text{entran}} = E_F$$

$$E_{\text{salen}} = E_P + E_L$$

donde:

$$E_L = \text{exergía perdida}$$

$$C_L = \text{rapidez de costos de exergía perdida}$$

De la definición de E_d (exergía destruida):

$$E_d = E_{\text{entran}} - E_{\text{salen}} = E_F - E_P - E_L$$

$$E_F = E_P + E_d + E_L \quad (a)$$

Del balance de rapidez de costos:

$$C_{\text{salen}} = C_{\text{entran}} + Z$$

$$C_{\text{salen}} = C_P + C_L$$

$$C_{\text{entran}} = C_F$$

$$C_P + C_L = C_F + Z$$

$$C_P = C_F - C_L + Z$$

$$\dot{c}_P^* E_P = \dot{c}_F^* E_F - C_L + Z \quad (b)$$

Sustituyendo E_F de (a) en (b):

$$\dot{c}_P^* E_P = \dot{c}_F^* (E_P + E_d + E_L) - C_L + Z$$

Estableciendo $C_L = 0$

$$\dot{c}_P^* E_P = \dot{c}_F^* (E_P + E_d + E_L) + Z$$

Reordenando:

$$E_P \left(\dot{c}_P - \dot{c}_F \right) = \dot{c}_F \left(E_d + E_L \right) + Z$$

Dividiendo por $\left(\dot{c}_F * E_P \right)$:

$$r_{,K} = \frac{\left(\dot{c}_P - \dot{c}_F \right)}{\dot{c}_F} = \frac{\left[\dot{c}_F \left(E_d + E_L \right) + Z \right]}{\left(\dot{c}_F * E_P \right)}$$

Aquí se ven las fuentes reales de costos asociados al componente K . Esas fuentes causan un incremento en el costo unitario exergético al pasar de combustible a producto y son:

- costos de inversión de capital y de operación y mantenimiento, Z_K
- destrucción de exergía, $\dot{c}_{F,K} * E_{d,K}$
- pérdida de exergía, $\dot{c}_{F,K} * E_{L,K}$

Definiendo:

$$\varepsilon_K = \text{eficiencia exergética del componente } K = \frac{E_{P,K}}{E_{F,K}}$$

Dividiendo (a) por E_P :

$$\frac{1}{\varepsilon_K} = 1 + \frac{\left(E_d + E_L \right)}{E_P}$$

$$\frac{\left(E_d + E_L \right)}{E_P} = \left(\frac{1}{\varepsilon_K} \right) - 1 = \frac{\left(1 - \varepsilon_K \right)}{\varepsilon_K}$$

Sustituyendo en $r_{,K}$:

$$r_{,K} = \frac{\left(1 - \varepsilon_K \right)}{\left(\varepsilon_K \right)} + \frac{Z_K}{\left(\dot{c}_{F,K} * E_{P,K} \right)}$$

Las definiciones de diferencia relativa de costos (r_K) nos indican que hay rapideces de costos no relacionados con la exergía (Z_K o inversión de capital más operación y mantenimiento) y rapideces de costos relacionados con la exergía $\left[c_{F,K}^{\circ} * (E_d + E_L) \right]$.

El factor exergo-económico (f_K) nos valora la importancia de cada categoría:

$$(f_K) = \frac{Z_K}{\left[Z_K + c_{F,K}^{\circ} * (E_d + E_L) \right]}$$

Algunos valores típicos son:

Equipo	Valor de f_K
Intercambiador de calor	< 55 %
Compresores y turbinas	35 – 75 %
Bombas	> 70 %

6.5 Evaluación termo-económica de un diseño térmico

Para la evaluación termo-económica del diseño se debe calcular un conjunto de variables para cada componente K del sistema:

$$\varepsilon_K, (E_{d,K} + E_{L,K}), Z_K, r_K, f_K$$

Además,

$$Y_{D,K} = \% \text{ de razón de exergía destruida} = 100 * E_{d,K} / E_{F,TOTAL}$$

$$Y_{D,K}^* = 100 * \frac{E_{d,K}}{E_{d,TOTAL}}$$

$$Y_{L,K} = \% \text{ de razón de exergía perdida} = 100 * \frac{E_{L,K}}{E_{F,TOTAL}}$$

Para mejorar la efectividad en costos de un sistema térmico que consta de varios componentes, se recomienda la siguiente metodología:

- 1) Jerarquizar costos en orden descendente de importancia, usando la suma $(Z_K + C_{D,K})$.
- 2) Inicialmente, considerar cambios de diseño para componentes cuya suma de costos $(Z_K + C_{D,K})$ sea alta.
- 3) Prestar particular atención a componentes con un alto valor de diferencia relativa de costos $(r_{,K})$, especialmente cuando la suma $(Z_K + C_{D,K})$ sea alta.
- 4) Usar el factor exergo-económico $(f_{,K})$ para identificar la fuente principal de costos (inversión de capital más operación y mantenimiento o destrucción de exergía):
 - 4.a) Si $f_{,K}$ es grande, investigar si es efectivo en costos reducir la inversión de capital a expensas de su eficiencia ε_K .
 - 4.b) si $f_{,K}$ es pequeña, tratar de mejorar la eficiencia ε_K del componente k , mediante aumento en inversión de capital.
- 5) Eliminar cualquier subproceso que aumente la destrucción o pérdida de exergía, sin que contribuya a reducir inversión de capital o costos de combustible para otros componentes.
- 6) Considerar mejorar la eficiencia exergética de un componente (ε_K) si tiene relativamente bajos valores de eficiencia o relativamente altos valores de exergía destruida y/o altos valores de razones de exergía destruida $(Y_{D,K})$ y/o de exergía perdida $(Y_{L,K})$.

Un valor termo-económico de un componente se juzga alto o bajo al compararlo con sus similares.

Hay rango de valores típicos de variables termo-económicas para distintos tipos de componentes.

...

6.6 Evaluación termo-económica del caso base de cogeneración

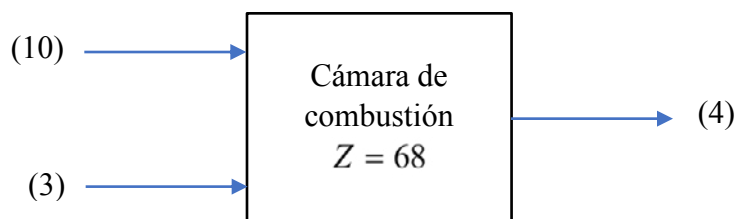
Ahora obtendremos los valores termo-económicos correspondientes a cada uno de los componentes de nuestro caso base de cogeneración, con el objetivo de analizarlos y poder derivar conclusiones que nos orienten respecto a los posibles cambios que podamos implementar para mejorar el rendimiento en costos del sistema total.

Definimos:

$$E \text{ en (MW)}; C \text{ en (\$/h)}; c^o = \frac{C}{(3.6 E)} \text{ en (\$/GJ)}; Z \text{ en (\$/h)}$$

Los valores de E_d y Y_D se toman de la tabla mostrada en el subtema 3.8 del capítulo 3.

Cámara de combustión



$P = \text{producto} = (4)$

$F = \text{combustible} = (3) + (10)$

$$\varepsilon \% = \frac{100 * E_P}{E_F} = \frac{100 * E_4}{(E_3 + E_{10})} = \frac{100 * 100.632}{(41.64 + 85.54)} = 79.1$$

$$E_d = 26.55 \text{ MW}$$

$$Y_D = 31.04$$

$$c_F^{\circ} = \left(\frac{1}{3.6} \right) \left(\frac{C_F}{E_F} \right) = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) * (C_3 + C_{10})}{(E_3 + E_{10})} = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) (3842 + 1398)}{(41.64 + 85.54)} = 11.44$$

$$c_P^{\circ} = \left(\frac{1}{3.6} \right) \left(\frac{C_P}{E_P} \right) = \left(\frac{1}{3.6} \right) * \frac{(C_4)}{(E_4)} = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) (5305)}{(100.632)} = 14.64$$

$$Z = 68$$

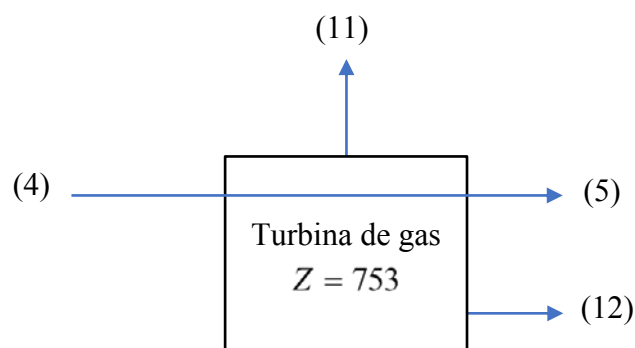
$$C_D = \dot{c}_F * E_d * 3.6 = 11.44 * 26.55 * 3.6 = 1093$$

$$Z + C_D = 68 + 1093 = 1161$$

$$r\% = \frac{100 * (\dot{c}_P - \dot{c}_F)}{\dot{c}_F} = \frac{100 * (14.64 - 11.44)}{11.44} = 28.0$$

$$f\% = \frac{100 * Z_K}{(Z_K + C_D)} = \frac{100 * 68}{1161} = 5.9$$

Turbina de gas



$$P = (11) + (12)$$

$$F = (4) - (5)$$

$$\varepsilon\% = 100 * \frac{E_P}{E_F} = 100 * \frac{(E_{11} + E_{12})}{(E_4 - E_5)} = 100 * \frac{(30.11 + 30)}{(100.632 - 37.712)} = 95.5$$

$$E_d = 2.81 \text{ MW}$$

$$Y_D = 3.29$$

$$\dot{c}_F = \left(\frac{1}{3.6} \right) \left(\frac{C_F}{E_F} \right) = \left(\frac{1}{3.6} \right) * \frac{(C_4 - C_5)}{(E_4 - E_5)} = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) (5305 - 1988)}{(100.632 - 37.712)} = 14.64$$

$$\dot{c}_P = \left(\frac{1}{3.6} \right) \left(\frac{C_P}{E_P} \right) = \left(\frac{1}{3.6} \right) * \frac{(C_{11} + C_{12})}{(E_{11} + E_{12})} = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) (2046 + 2039)}{(60.11)} = 18.88$$

$$C_D = \dot{c}_F * E_d * 3.6 = 14.64 * 2.81 * 3.6 = 148.1$$

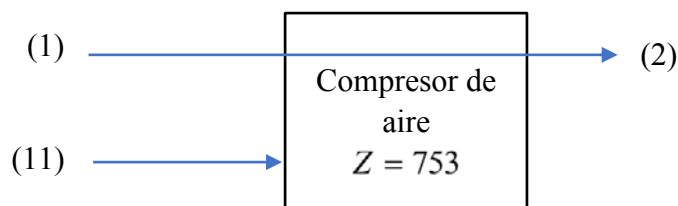
$$Z = 753$$

$$Z + C_D = 753 + 148.1 = 901.1$$

$$r \% = \frac{100 * (\dot{c}_P - \dot{c}_F)}{\dot{c}_F} = \frac{100 * (18.88 - 14.64)}{14.64} = 29.0$$

$$f \% = \frac{100 * Z_K}{(Z_K + C_D)} = \frac{100 * 753}{901.1} = 83.6$$

Compresor de aire



$$P = (2) - (1)$$

$$F = (11)$$

$$\varepsilon \% = \frac{100 * E_P}{E_F} = \frac{100 * (E_2 - E_1)}{E_{11}} = \frac{100 * 27.94}{(30.11)} = 92.8$$

$$E_d = 2.17 \text{ MW}$$

$$Y_D = 2.54$$

$$c_F^{\ddot{}} = \left(\frac{1}{3.6} \right) \left(\frac{C_F}{E_F} \right) = \left(\frac{1}{3.6} \right) * \frac{(C_{11})}{(E_{11})} = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) (2046)}{(30.11)} = 18.9$$

$$c_P^{\ddot{}} = \left(\frac{1}{3.6} \right) \left(\frac{C_P}{E_P} \right) = \left(\frac{1}{3.6} \right) * \frac{(C_2 - C_1)}{(E_2 - E_1)} = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) (2799)}{(27.9)} = 27.8$$

$$C_D = \hat{c}_F * E_d * 3.6 = 18.9 * 2.17 * 3.6 = 148$$

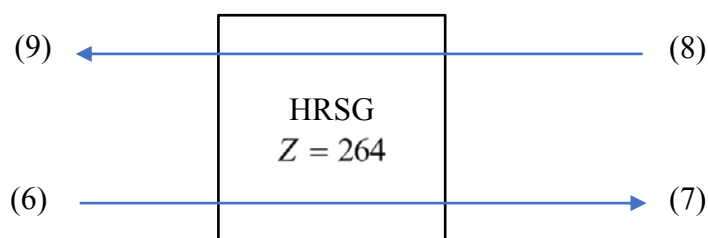
$$Z = 753$$

$$Z + C_D = 753 + 148 = 901$$

$$r \% = \frac{100 * (c_P^{\ddot{}} - c_F^{\ddot{}})}{c_F^{\ddot{}}} = \frac{100 * (27.8 - 18.9)}{18.9} = 47.1$$

$$f \% = \frac{100 * Z_K}{(Z_K + C_D)} = \frac{100 * 753}{901} = 83.6$$

HRSG



$$P = (9) - (8)$$

$$F = (6) - (7)$$

$$\varepsilon \% = 100 * \frac{E_P}{E_F} = 100 * \frac{(E_9 - E_8)}{(E_6 - E_7)} = \frac{100 * (12.739)}{(21.524 - 2.388)} = 66.6$$

$$E_d = 6.4 \text{ MW}$$

$$Y_D = 7.48$$

$$c_F^{\ddot{}} = \left(\frac{1}{3.6} \right) \left(\frac{C_F}{E_F} \right) = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) (C_6 - C_7)}{(E_6 - E_7)} = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) (1135 - 126)}{(21.524 - 2.388)} = 14.65$$

$$c_P^{\ddot{}} = \left(\frac{1}{3.6} \right) \left(\frac{C_P}{E_P} \right) = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) (C_9 - C_8)}{(E_9 - E_8)} = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) (1273)}{(12.739)} = 27.76$$

$$Z = 264$$

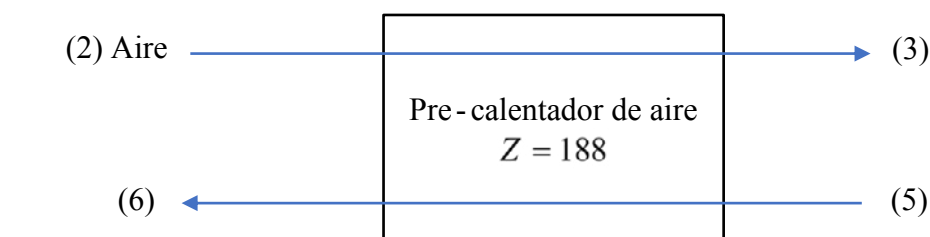
$$C_D = c_F^{\ddot{}} * E_d * 3.6 = 14.65 * 6.4 * 3.6 = 338$$

$$Z + C_D = 264 + 338 = 602$$

$$r \% = 100 * \frac{(c_P^{\ddot{}} - c_F^{\ddot{}})}{c_F^{\ddot{}}} = \frac{100 * (27.76 - 14.65)}{14.65} = 89.5$$

$$f \% = 100 * \frac{Z_K}{(Z_K + C_D)} = \frac{100 * 264}{602} = 43.9$$

Pre-calentador de aire



$$P = (3) - (2)$$

$$F = (5) - (6)$$

$$\varepsilon \% = 100 * \frac{E_P}{E_F} = 100 * \frac{(E_3 - E_2)}{(E_5 - E_6)} = \frac{100 * (41.64 - 27.94)}{(37.712 - 21.524)} = 84.6$$

$$E_d = 2.49 \text{ MW}$$

$$Y_D = 2.91$$

$$\dot{c}_F = \left(\frac{1}{3.6} \right) \left(\frac{C_F}{E_F} \right) = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) * (C_5 - C_6)}{(E_5 - E_6)} = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) (1988 - 1135)}{(37.712 - 21.524)} = 14.64$$

$$\dot{c}_P = \left(\frac{1}{3.6} \right) \left(\frac{C_P}{E_P} \right) = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) * (C_3 - C_2)}{(E_3 - E_2)} = \frac{\left(\frac{1}{3.6} \right) (3842 - 2799)}{(41.64 - 27.94)} = 21.15$$

$$Z = 188$$

$$C_D = \dot{c}_F * E_d * 3.6 = 14.64 * 2.49 * 3.6 = 131$$

$$Z + C_D = 188 + 131 = 319$$

$$r \% = 100 * \frac{(\dot{c}_P - \dot{c}_F)}{\dot{c}_F} = \frac{100 * (21.15 - 14.64)}{14.64} = 44.7$$

$$f \% = 100 * \frac{Z_K}{(Z_K + C_D)} = \frac{100 * 188}{319} = 58.9$$

6.7 Tabla de variables termo-económicas de los componentes del caso base

Componente	$\varepsilon \%$	E_d	Y_D	$\dot{c}_F$	$\dot{c}_P$	C_D	Z	$C_D + Z$	$r_K \%$	$f_K \%$
Cámara de combustión	79.1	26.55	31.04	11.44	14.64	1093	68	1161	28.0	5.9
Turbina de gas	95.5	2.81	3.29	14.64	18.88	148	753	901	29.0	83.6
Compresor de aire	92.8	2.17	2.54	18.90	27.80	148	753	901	47.1	83.6
HRSG	66.6	6.40	7.48	14.65	27.80	338	264	602	89.5	43.9
Pre-calentador de aire	84.6	2.49	2.91	14.64	21.15	131	188	319	44.3	58.9

6.8 Análisis de los datos termo-económicos del caso base de cogeneración

El análisis de los datos del caso base lleva a las siguientes conclusiones:

- La cámara de combustión, la turbina de gas y el compresor de aire tienen los mayores valores de la suma $(Z + C_D)$ y son los más importantes componentes desde el punto de vista termo-económico.

El bajo valor de (f_K) para cámara de combustión muestra que sus costos son casi exclusivamente debidos a la destrucción de exergía.

Una pequeña parte de tal destrucción se puede evitar precalentando reactivos y reduciendo pérdida de calor y exceso de aire, es decir, aumentando T_4 . En otras palabras, al aumentar

T_4 , aumenta la $E_{(T)4}$ y, por tanto, la eficiencia ε [recordando que $\varepsilon = \frac{E_4}{(E_3 + E_{10})}$].

Para simplificar, suponemos que la pérdida de calor ya no se puede disminuir. El exceso de aire es determinado por el valor deseado de T_4 .

T_4 es una variable clave porque afecta el rendimiento del sistema completo (E_d en cámara de combustión, en turbina, en pre-calentador, en HRSG y pérdida de exergía en corriente (7) de gases a la atmósfera) y también los costos de inversión de los componentes, pues mayores temperaturas requieren materiales más caros y/o mayores gastos de operación y mantenimiento.

Un aumento en T_3 (aire precalentado) también baja E_d en la cámara de combustión. T_3 es también variable clave de diseño, porque además afecta la pérdida de exergía de la corriente (7) y el rendimiento y costos de inversión del pre-calentador de aire y del HRSG.

Si permanecen constantes las otras variables de decisión (T_4, T_5) , a mayor T_3 , menor ΔT entre corrientes en pre-calentador de aire $(T_5 - T_3)$ y en HRSG [baja $(T_6 - T_8)$ porque bajó T_6], lo que resulta tanto en aumento de eficiencia exergética (menor exergía destruida) como en aumento de capital de inversión para cada intercambiador (mayores tamaños).

En resumen, para reducir E_d en cámara de combustión se identifican dos variables clave, T_3 y T_4 . Aumentándolas, se reduce C_D (rapidez de costos de exergía destruida) para cámara de combustión y para otros componentes, pero aumentan costos de capital de inversión.

- La turbina de gas tiene un alto valor de $(Z + C_D)$ y el relativamente grande valor de (f) nos sugiere que dominan los costos de inversión de capital más operación y mantenimiento.

De acuerdo con la suposición inicial del modelo, los costos de inversión del capital en la turbina dependen de T_4 y de η_{st} . Podemos considerar la reducción en valor de al menos una de las variables.

- El compresor de aire tiene alto valor de (f) y el segundo mayor valor de (r) entre los componentes.

Esperamos mejorar la efectividad en costos del sistema completo si el valor de Z se reduce, lo que se puede lograr reduciendo $\frac{P_2}{P_1}$ y/o η_{sc} .

- El HRSG tiene la menor eficiencia exergética (ε) y el mayor valor de (r_K) de entre los componentes. El valor de (f_K) indica que casi el 44 % de (r) es causado por (Z) y el 56 % restante es causado por destrucción de exergía.

Podemos concluir que disminuyendo su destrucción de exergía puede ser efectivo en los costos para el sistema completo, aun si esto afecta el valor de (Z) del componente.

La destrucción de exergía se puede reducir, disminuyendo los valores de T_6 y T_7 (baja ΔT entre corrientes). Bajando T_7 también se reduce la exergía perdida del sistema total.

Dichos valores de T_6 y T_7 se pueden disminuir al aumentar T_3 y/o bajar T_4 a valores fijos de las variables restantes.

- En el pre-calentador de aire, el relativamente alto valor de (f, κ) sugiere reducir la inversión de capital en tal componente, lo que se puede lograr bajando T_3 (menor calor transferido, menor tamaño, materiales más baratos).

Cambios sugeridos para este componente deben ser considerados, solo si no contradicen los cambios sugeridos para componentes de mayor valor de $(Z + C_D)$. Este componente tiene el menor valor de la suma $(Z + C_D)$.

Resumiendo, los siguientes cambios en las variables de diseño se espera que mejoren la efectividad en los costos del sistema:

- Aumentar valor de T_3 , como lo sugiere evaluación de cámara de combustión y HRSG.
- Disminuir la razón $\frac{P_2}{P_1}$ y las eficiencias iso-entrópicas del compresor de aire y turbina de gas, como lo sugieren sus evaluaciones.
- Mantener T_4 fija, pues tenemos indicaciones contradictorias de las evaluaciones de la cámara de combustión por un lado (incrementar), y de la turbina de gas y HRSG, por otro (disminuir).

Como ilustración, si cambiamos las variables tenemos los siguientes resultados:

T_3 , de 850 K cambia a 870 K

T_4 , no cambia

η_{sc} compresor, de 0.86 cambia a 0.85

η_{st} turbina, de 0.86 cambia a 0.85

$\frac{P_2}{P_1}$, de 10 cambia a 9

C_P total = C_F total + Z total

Antes del cambio:

$$C_p \text{ total} = 1398 \text{ (metano)} + 2026 \text{ (cinco componentes)} + 190 \text{ (otros componentes)} = 3614$$

En el proceso de optimización, después del cambio en el valor de las variables, la rapidez de costos del producto total es reducida de 3614 \$ / h a 3351 \$/h, lo que representa un ahorro de $2 \cdot 10^6$ \$/año .

Comentarios adicionales

- La metodología da aproximación plausible para mejorar la efectividad en costos.
- Luego de familiarizarse haciendo iteraciones, se deduce que T_4 se debe disminuir algo para mejorar efectividad en costos.
- La evaluación termo-económica provee información más confiable y requiere menos iteraciones para alcanzar mejoras en el sistema.

CAPÍTULO 7

Evaluación del rendimiento de un sistema operante

7.1 Introducción

En la evaluación del rendimiento de un sistema ya en operación, se ignoran los costos de inversión de capital y de operación y mantenimiento, y solo se consideran los costos relacionados con el combustible.

Se hace $Z_K = 0$

El balance de rapidez de costos en componente K :

$$\sum \text{rapidez de costos entran} = \sum \text{rapidez de costos que salen}$$

Para cada corriente exergética j :

$$C_j = \hat{c}_j * E_j$$

$$C_{P,K} = C_{F,K}$$

$$\dot{c}_{P,K} * E_{P,K} = \dot{c}_{F,K} * E_{F,K}$$

$$\dot{c}_{P,K} = \frac{\dot{c}_{F,K}}{\epsilon_K}$$

Se utilizan las siguientes razones:

$$(1) C_j / \dot{c}_{F, \text{TOTAL}} = \text{costo exergético de la corriente } j \text{ (MW)}$$

Es la rapidez de exergía de combustible que se requeriría alimentar al sistema total para generar la rapidez de exergía de la corriente j .

$$(2) \dot{c}_j / \dot{c}_{F, \text{TOTAL}} = \text{costo exergético unitario} = (C_j / \dot{c}_{F, \text{TOTAL}}) / E_j \text{ (adimensional)}$$

Es el número de unidades de exergía de combustible que se requeriría proveer al sistema para obtener una unidad de exergía de la corriente j .

7.2 Evaluación del rendimiento del caso base de cogeneración

En esta sección realizaremos la evaluación del rendimiento de nuestro caso base de cogeneración operando antes de instalar los cambios sugeridos por el análisis termo-económico.

- Calcular para cada corriente exergética j , la rapidez de costo nivelado (C_j), el costo unitario de exergía (c_j°) y las razones $C_j / c_{F, \text{TOTAL}}^\circ$ y $c_j^\circ / c_{F, \text{TOTAL}}^\circ$.
- Calcular para cada componente k del sistema, las variables $c_{F, K}^\circ$, $c_{P, K}^\circ$, $C_{D, K}$ y la razón $c_{F, K}^\circ / c_{F, \text{TOTAL}}^\circ$.

Comentar sobre los valores calculados.

Parte (a)

Tomamos el balance de rapidezces de costos (h/\$) del caso base, efectuado en la sección 6.1 del capítulo anterior. El sistema de ecuaciones es el mismo, excepto que ahora se anulan los valores de Z_K :

$$C_2 = C_1 + C_{11} \quad (1^\circ)$$

$$C_1 = 0 \quad (2^\circ)$$

$$C_3 + C_6 = C_2 + C_5 \quad (3^\circ)$$

$$C_5 / E_5 = C_6 / E_6 \quad (4^\circ)$$

$$C_4 = C_3 + C_{10} \quad (5^\circ)$$

$$C_{10} = 10.411 \cdot 10^6 \text{ (\$/año)} / 7446 \text{ h/año} = 1398 \text{ \$ / h} \quad (6^\circ)$$

$$C_5 + C_{11} + C_{12} = C_4 \quad (7^\circ)$$

$$C_4 / E_4 = C_5 / E_5 \quad (8^\circ)$$

$$C_{11} / W_{11} = C_{12} / W_{12} \quad (9^\circ)$$

$$C_7 + C_9 = C_6 + C_8 \quad (10^\circ)$$

$$C_6 / E_6 = C_7 / E_7 \quad (11^\circ)$$

$$C_8 = 0 \quad (12^\circ)$$

Resolución del sistema de ecuaciones

En (1°), sustituir C_1 de (2°):

$$C_{11} = C_2 \quad (a)$$

En (3°), sustituir C_6 de (9°):

$$C_2 = \frac{C_5 * E_6}{E_5} + C_3 - C_5 = C_3 + C_5 \left(\frac{21.524}{37.712} \right) - C_5 = C_3 - 0.4293 C_5 \quad (b)$$

En (5°), sustituir C_4 de (8°) y C_{10} de (6°):

$$\frac{C_5 * E_4}{E_5} = C_3 + 1398$$

$$C_3 = C_5 * (100.632 / 37.712) - 1398 = 2.668 C_5 - 1398 \quad (c)$$

Eliminando C_2 de (a) y (b):

$$C_{11} = C_3 - 0.429 C_5 \quad (d)$$

Eliminando C_3 de (c) y (d):

$$2.668 C_5 - 1398 = C_{11} + 0.429 C_5$$

$$C_{11} + 1398 = 2.239 C_5 \quad (e)$$

En (7°), sustituir C_4 de (8°) y C_{12} de (9°):

$$C_5 * (100.632 / 37.712) - 1398 = 2.668 C_5 - 1398$$

$$C_5 \left(\frac{E_4}{E_5} \right) = C_5 + C_{11} + C_{11} \left(\frac{W_{12}}{W_{11}} \right)$$

$$2.668 C_5 - C_5 = C_{11} + 0.996 C_{11}$$

$$1.668 C_5 = 1.996 C_{11}$$

$$C_{11} = 0.836 C_5 \quad (f)$$

Eliminando C_{11} de (e) y (f):

$$2.239 C_5 - 1398 = 0.836 C_5$$

$$C_5 = 996.1$$

En (f), sustituir C_5 :

$$C_{11} = 832.7$$

En (c), sustituir C_5 :

$$C_3 = 1259.6$$

En (6°), sustituir C_3 y C_5 :

$$C_2 = 832.3$$

En (8°), sustituir C_5 :

$$C_4 = 2658$$

En (4°), sustituir C_5 :

$$C_6 = 568.5$$

En (9°), sustituir C_{11} :

$$C_{12} = 829.7$$

En (11°), sustituir C_6 :

$$C_7 = 63.0$$

En (10°), sustituir C_6 , C_7 y C_8 :

$$C_9 = 505.5$$

7.3 Tabla con los valores para las corrientes exergéticas, de rapidez de costo nivelado (C_j), costo unitario de exergía (c_j^0) y las razones de $C_j/c_{F,TOTAL}^0$ y de $c_j^0/c_{F,TOTAL}^0$

Corriente	E_j (MW)	C_j (\$/h)	c_j^0 (\$/GJ) $= [C_j / (E_j * 3.6)]$	MW de combustible total para generar E_j $= [C_j / (4.54 * 3.6)]$	Unidades de exergía de combustible total para generar una unidad de exergía de la corriente J $= c_j^0 / 4.54$ (adimensional)
1	0	0	0	0	0
2	27.94	832	8.27	50.91	1.82
3	41.64	1260	8.41	77.09	1.85
4	100.632	2658	7.34	162.6	1.62
5	37.712	996	7.34	60.94	1.62
6	21.524	569	7.34	34.80	1.62
7	2.388	63	7.34	3.86	1.62
8	0	0	0	0	0
9	12.739	505	11.0	30.90	2.43
10	85.54	1398	4.54	85.54	1.0
11	30.1	833	7.69	50.97	1.69
12	30.00	830	7.69	50.78	1.69

Notas:

- Balance de costos para el sistema total:

$$C \text{ que entran} = C \text{ que salen}$$

$$C(10) = C(12) + C(9) + C(7)$$

$$1398 = 830 + 505 + 63$$

- Al basarnos solo en costos de combustible, podemos costear las dos corrientes de producto (9 y 12) repartiéndoles el costo de la exergía perdida (7). Se reparte, según sea la contribución exergética de cada corriente a la suma de ambas corrientes.

$$C''_{12} = 830 + \frac{63 * 30}{(30 + 12.739)} = 874$$

$$c''_{12} = \frac{874}{(30 * 3.6)} = 8.1$$

$$C''_9 = 505 + \frac{63 * 12.739}{(30 + 12.739)} = 524$$

$$c''_9 = \frac{524}{(12.739 * 3.6)} = 11.43$$

Las corrientes 2, 3, 9, 11 y 12 son las que requieren mayor número de unidades de exergía de combustible por unidad de exergía de la corriente respectiva.

Parte (b)

Se repite la tabla (3.8) de exergía destruida en componentes:

Componente	E_d (MW)	% E_d del total $= 100 \left(E_d / 40.41 \right)$ $= Y_{D,K}^*$	% E_d de E_{CH_4} $= 100 \left(E_d / 85.54 \right)$ $= Y_{D,K}$
Cámara combustión	26.55	65.69	31.04
HRSG	6.40	15.83	7.48
Turbina de gas	2.81	6.95	3.28
Pre - calentador aire	2.49	6.16	2.91
Compresor aire	2.17	5.37	2.54
Σ	40.42	100.0	47.25

$$\eta_{\text{exergética de la planta}} = 1 - \Sigma \left(Y_{D,K} \right) - \Sigma \left(Y_{L,K} \right) = 1 - 0.4725 - 0.0279 = 0.50$$

Donde:

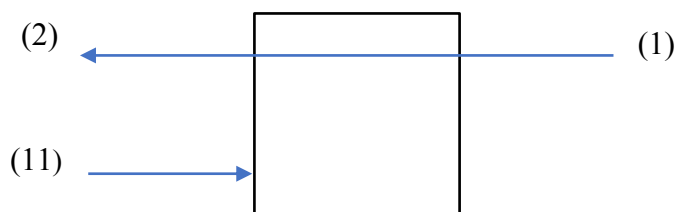
$$\Sigma \left(Y_{D,K} \right) = \text{razón de exergía destruida} = \frac{\Sigma E_d}{E_{F, \text{TOTAL}}} = \frac{40.42}{85.54} = 0.4725$$

$$\Sigma (Y_{L,K}) = \text{razón de exergía perdida} = \frac{\Sigma E_L}{E_{F, \text{TOTAL}}} = \frac{2.388}{85.54} = 0.0279$$

$$\Sigma E_L = E(7) = 2.388$$

7.4 Cálculo de las variables $\dot{c}_F^\circ$, $\dot{c}_P^\circ$, C_D y $\dot{c}_{F,K}^\circ / \dot{c}_{F, \text{TOTAL}}^\circ$ para los componentes del sistema

Compresor de aire



$$P = (2) - (1)$$

$$F = (11)$$

$$\dot{c}_F^\circ = \dot{c}_{11}^\circ = \frac{C_{11}}{(E_{11} * 3.6)} = \frac{833}{(30.11 * 3.6)} = 7.69$$

$$\dot{c}_P^\circ = \frac{(C_2 - C_1)}{[(E_2 - E_1) * 3.6]} = \frac{(832 - 0)}{[(27.94 - 0) * 3.6]} = 8.27$$

$$C_D = \hat{c}_F^\circ * E_d * 3.6 = 7.69 * 2.17 * 3.6 = 60.1$$

$$\dot{c}_F^\circ / \dot{c}_{F, \text{TOTAL}}^\circ = \frac{7.69}{4.54} = 1.69 \text{ (adimensional)}$$

Es decir, se requiere meter al sistema 1.69 unidades de exergía de combustible para obtener una unidad de exergía de combustible en el componente compresor de aire.

Pre-calentador de aire

$$P = (3) - (2)$$

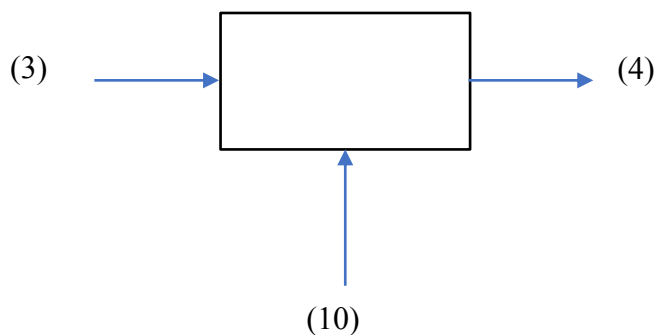
$$F = (5) - (6)$$

$$\dot{c}_F = \frac{(C_5 - C_6)}{[(E_5 - E_6) * 3.6]} = \frac{(996 - 569)}{[(37.712 - 21.524) * 3.6]} = 7.33$$

$$\dot{c}_P = \frac{(C_3 - C_2)}{[(E_3 - E_2) * 3.6]} = \frac{(1260 - 832)}{[(41.64 - 27.94) * 3.6]} = 8.68$$

$$C_D = \dot{c}_F * E_d * 3.6 = 7.33 * 2.49 * 3.6 = 65.7$$

$$\dot{c}_F^{\circ} / \dot{c}_F^{\circ} \text{ TOTAL} = \frac{7.327}{4.54} = 1.61 \text{ (adimensional)}$$

Cámara de combustión

$$P = (4)$$

$$F = (3) + (10)$$

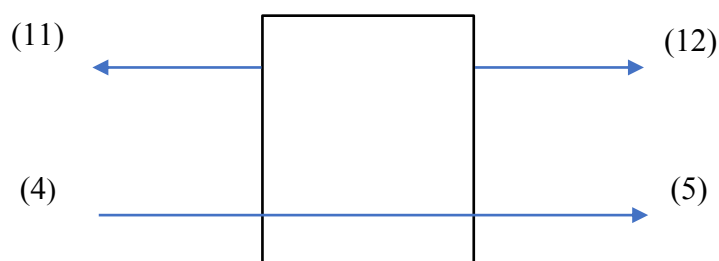
$$c_F'' = \frac{(C_3 + C_{10})}{[(E_3 + E_{10}) * 3.6]} = \frac{(1260 + 1398)}{[(41.64 + 85.54) * 3.6]} = 5.81$$

$$c_P' = \frac{(C_4)}{[(E_4 * 3.6)]} = \frac{(2658)}{[100.632 * 3.6]} = 7.34$$

$$C_D = c_F'' * E_d * 3.6 = 5.81 * 26.55 * 3.6 = 555$$

$$c_F''' / c_{F\,TOTAL}'' = \frac{5.81}{4.54} = 1.28 \text{ (adimensional)}$$

Turbina de gas



$$P = (11) + (12)$$

$$F = (4) - (5)$$

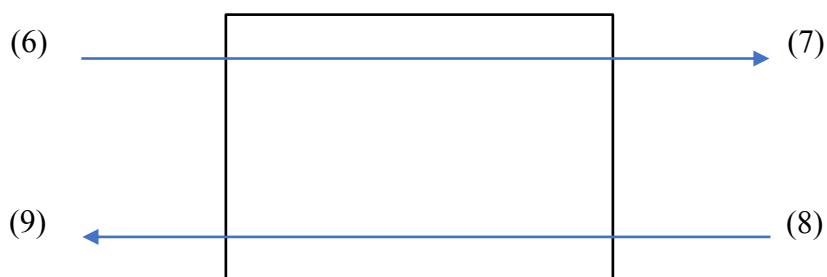
$$c_F'' = \frac{(C_4 - C_5)}{[(E_4 - E_5) * 3.6]} = \frac{(2658 - 996)}{[(100.632 - 37.712) * 3.6]} = 7.34$$

$$\dot{c}_P = \frac{(C_{11} + C_{12})}{[(E_{11} + E_{12}) * 3.6]} = \frac{(833 + 830)}{[(30.11 + 30.0) * 3.6]} = 7.69$$

$$C_D = \dot{c}_F * E_d * 3.6 = 7.34 * 2.81 * 3.6 = 74.2$$

$$\dot{c}_F / \dot{c}_{F \text{ TOTAL}} = \frac{7.337}{4.54} = 1.62 \text{ (adimensional)}$$

HRSG



$$P = (9) - (8)$$

$$F = (6) - (7)$$

$$\dot{c}_F = \frac{(C_6 - C_7)}{[(E_6 - E_7) * 3.6]} = \frac{(569 - 63)}{[(21.524 - 2.388) * 3.6]} = 7.34$$

$$\dot{c}_P = \frac{(C_9 - C_8)}{[(E_9 - E_8) * 3.6]} = \frac{(505 - 0)}{[(12.739 - 0) * 3.6]} = 11.01$$

$$C_D = \dot{c}_F * E_d * 3.6 = 7.34 * 6.4 * 3.6 = 169$$

$$\dot{c}_F / \dot{c}_{F \text{ TOTAL}} = \frac{7.34}{4.54} = 1.62 \text{ (adimensional)}$$

7.5 Tabla de valores calculados para cada componente K del sistema

Componente	$\dot{c}_F$	$\dot{c}_P$	C_D	$\dot{c}_{F,K} / \dot{c}_{F,TOTAL}$
Compresor aire	7.69	8.28	60.6	1.69 *
Pre - calentador aire	7.34	8.69	66.2	1.61
Cámara combustión	5.81	7.34	554	1.28
Turbina de gas	7.34	7.69	74	1.62
HRSG	7.34	11.01	169	1.62

* Se requiere meter al sistema 1.69 unidades de exergía de combustible para obtener una unidad de exergía de combustible en el componente compresor de aire.

7.6 Comentarios sobre valoración del sistema de cogeneración operante

- La columna $\dot{c}_{F,K}$ muestra que la cámara de combustión tiene el menor costo unitario de combustible, y el compresor de aire tiene el mayor valor, es decir, la unidad de exergía destruida cuesta más en el compresor que en cualquier otro componente. Por tanto, las medidas para mejorar el rendimiento termodinámico deben empezar con el compresor.
- A la turbina, al pre-calentador de aire y al HRSG se les provee exergía de combustible al mismo costo promedio (7.34 \$/GJ).
- El HRSG y el pre-calentador de aire tienen el mayor valor de costo unitario de producto ($\dot{c}_P$). Este orden jerárquico es diferente del obtenido antes, cuando se consideraban costos de inversión de capital y de operación y mantenimiento. Antes, los mayores valores los tenían el HRSG y el compresor de aire.
- Los valores de C_D muestran el costo de ineficiencia en cada componente, cuando solo se consideran costos de combustible. Los mayores valores están en la cámara de combustión y en el HRSG.

- La última columna (razón de costos, adimensional) nos da las unidades exergéticas de CH_4 que se deberían introducir al sistema total para obtener una unidad exergética de combustible en ese componente k .
- Si se monitorean las razones $\left[\dot{c}_{F,K} / \dot{c}_{F\text{TOTAL}} \right]$ y $\left[\dot{c}_J / \dot{c}_{F\text{TOTAL}} \right]$ con ayuda de un programa y se comparan contra valores objetivo de diseño, se pueden detectar tempranamente malfuncionamientos y su causa.

Bibliografía de la primera parte del curso

BAILIE, Richard C., *Energy Conversion Engineering*, USA, Addison-Wesley, 1978.

BEJAN, Adrian, George Tsatsaronis & Michael Moran, *Thermal Design and Optimization*, USA, John Wiley & Sons Inc., 1995.

BEJAN, Adrian, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 4th. ed., Hoboken, New Jersey, John Wiley & Sons Inc., 2016.

LEE, Ho Sung, *Thermal Design*, Hoboken, New Jersey, John Wiley & Sons, 2010.

CAPÍTULO 8

Revisión básica de transferencia de calor

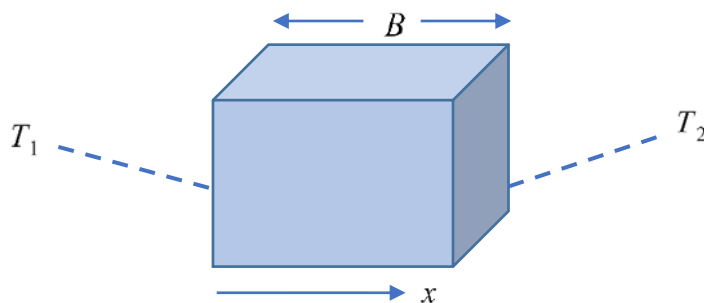
8.1 Transferencia de calor por conducción

Los mecanismos de transferencia de calor o energía térmica son tres: conducción, convección y radiación.

La conducción opera en, virtualmente, todas las operaciones de transferencia de calor. En operaciones comerciales de equipo de transferencia de calor, por ejemplo, el calor es conducido a través de una pared sólida (frecuentemente una pared de tubo) que separa dos fluidos que están a diferentes temperaturas.

Muchos problemas de rutina en procesos de ingeniería pueden ser resueltos con aceptable precisión usando soluciones simples de la ecuación de conducción de calor para geometrías rectangulares, cilíndricas y esféricas.

La teoría matemática de la conducción de calor fue desarrollada en el siglo XIX por Joseph Fourier. Tal teoría se basó en los resultados de experimentos simples como el diagrama que se muestra a continuación, donde se tiene un cuerpo sólido rectangular, aislado en cuatro de las seis caras de modo que el calor se transmita solo en la dirección x :



Un lado del sólido se mantiene a T_1 mientras que el lado opuesto se mantiene a una menor temperatura T_2 .

Para un material dado, se halló que la rapidez (q_x) con la que la energía térmica es transferida del lado caliente al lado frío, es directamente proporcional al área (A) transversal al flujo y a la diferencia de temperatura entre las caras $(T_1 - T_2)$, y es inversamente proporcional al espesor (B) del material.

Escribiendo lo anterior como igualdad, donde la conductividad térmica del material (k) es constante:

$$q_x = k \frac{A(T_1 - T_2)}{B} \quad (1)$$

Esta ecuación también se aplica a gases y líquidos, aun cuando para estos la diferencia de temperatura establece corrientes de convección natural que se combinan con la conducción.

La conductividad térmica del material varía con la presión y la temperatura, aunque a baja presión la dependencia con esta es despreciable. La dependencia de la temperatura es también algo débil, de modo que es frecuentemente aceptable tratar la conductividad como una constante correspondiente al promedio para ambas temperaturas.

Si se debe considerar la dependencia de la temperatura, una función lineal es con frecuencia adecuada, particularmente para sólidos:

$$K = a + b T$$

donde:

$$a, b = \text{constantes}$$

Mecanismos de conducción de calor

En todos los medios (sólidos y fluidos) la conducción de calor se efectúa a nivel molecular o atómico.

- La conducción de calor en los fluidos es el resultado de movimiento molecular al azar. La energía térmica está asociada con movimientos traslacionales, vibracionales y rotacionales de las moléculas de la sustancia.

Cuando una molécula de alta energía se mueve de una región de alta temperatura a una de menor temperatura (y, por tanto, de menor energía térmica), transporta con ella su energía térmica. Igualmente, cuando una molécula de alta energía choca con una de menor energía, hay una transferencia parcial de energía hacia la molécula de menor energía.

El resultado de estos movimientos e interacciones moleculares es una transferencia neta de energía térmica de regiones de mayor temperatura a regiones de menor temperatura.

- La conducción de calor en los sólidos es el resultado de vibraciones del enrejado del sólido y del movimiento de electrones libres en el material.

En los metales, donde los electrones libres son numerosos, predomina la energía térmica transportada por electrones. Por lo mismo, buenos conductores eléctricos, como el cobre y el aluminio, son también buenos conductores de calor.

El transporte de energía térmica en sólidos no-metálicos ocurre, principalmente, por vibraciones del enrejado. En general, entre más regular sea la estructura del enrejado del material, mayor será la conductividad térmica. Por ejemplo, el cuarzo, que es un sólido cristalino, es mejor conductor de calor que el vidrio, que es un sólido amorfo.

También materiales que son pobres conductores de electricidad, pueden ser buenos conductores térmicos, como el diamante.

La mayoría de los materiales aislantes térmicos deben su efectividad al aire u otros gases atrapados entre las fibras, pelos, poros o espuma rígida. No hay corrientes de convección y la baja conductividad del aire imparte baja conductividad al material como un todo.

Hay materiales aislantes con menor conductividad que la del aire (u otros gases) hechos con capas al vacío dentro del material.

Considerando un resultado más general de la ecuación de Fourier:

$$q_x = -k A \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

Tomando el límite conforme Δx tiende a cero:

$$q_x^{\ddot{}} = \text{flux de calor} = \frac{q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx}$$

La ecuación no está sujeta a la restricción de que $k = \text{constante}$.

Si $k = \text{constante}$, se integra y da la ecuación (1) anterior.

En el caso particular anterior, el calor fluye en la dirección x .

En el caso general, el calor fluye en las tres direcciones (x, y, z) y el flux total de calor es la resultante de la suma vectorial de los fluxes en las tres coordenadas:

$$\text{Vector flux total} = \vec{q} = q_x \left(\vec{i} \right) + q_y \left(\vec{j} \right) + q_z \left(\vec{k} \right)$$

donde:

$\left(\vec{i} \right), \left(\vec{j} \right), \left(\vec{k} \right)$ son los vectores unitarios en las direcciones x, y, z , respectivamente.

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$q_y = -k \frac{\partial T}{\partial y}$$

$$q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z}$$

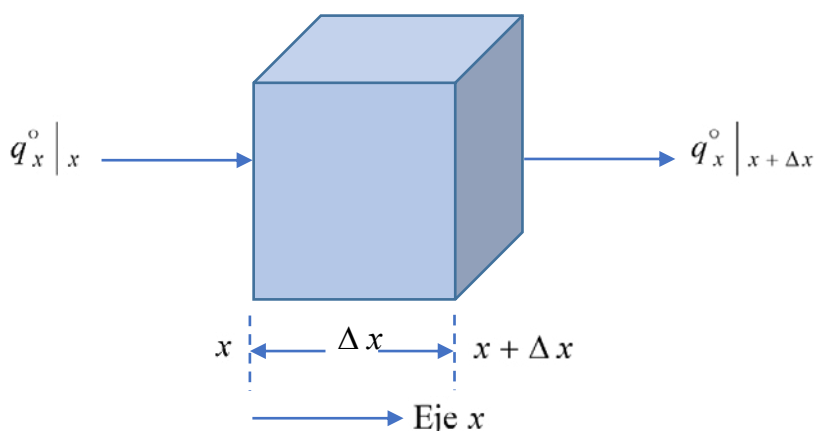
Para material isotrópico, k es homogénea.

Sustituyendo lo anterior, obtenemos la forma tridimensional de la ecuación de Fourier:

$$\text{Vector flux total} = \vec{q} = -k \left[\frac{\partial T}{\partial x} \left(\vec{i} \right) + \frac{\partial T}{\partial y} \left(\vec{j} \right) + \frac{\partial T}{\partial z} \left(\vec{k} \right) \right] \quad (2)$$

La ecuación de conducción de calor se puede derivar haciendo un balance de energía térmica sobre un elemento diferencial de volumen en el sólido.

Para el caso de conducción únicamente en el eje x :



$$\begin{aligned} & \text{Rapidez de energía térmica que entra} - \text{Rapidez de energía térmica que sale} \\ & + \text{Rapidez neta de generación de energía térmica} = \text{Rapidez de} \\ & \text{acumulación de energía térmica} \end{aligned}$$

La energía térmica puede ser generada, por ejemplo, con resistencia eléctrica dentro de un sólido o por una desintegración radioactiva.

La rapidez de energía térmica que entra al volumen de control a través de la cara en x está dada por el producto del flux de calor y el área de la sección transversal, $q_x^{\circ} \big|_x * A$.

Similarmente, la rapidez de energía térmica que sale del volumen en $x + \Delta x$ está dada por el producto $q_x^{\circ} \big|_{x + \Delta x} * A$.

La fuente homogénea de calor tiene una capacidad de q_v (W/m^3), y la rapidez de generación de energía térmica es $q_v * A * \Delta x$.

Finalmente, la rapidez de acumulación está dada por la derivada respecto al tiempo del contenido de energía térmica del elemento de volumen, este último dado por $\left[\rho A \Delta x C (T - T_{\text{ref}}) \right]$.

Donde:

C = calor específico del material (kJ/kg K , etc.)

T_{ref} = una arbitraria temperatura de referencia (K , etc.)

ρ = densidad del material (kg/m^3 , etc.)

t = tiempo

El balance queda así (suponiendo que ρ y C son constantes):

$$\left(q_x \big|_x - q_x^{\circ} \big|_{x + \Delta x} \right) A + q_v * A * \Delta x = \rho A \Delta x C \frac{\partial T}{\partial t}$$

Dividimos por $(A \Delta x)$ y tomamos el límite $\Delta x \rightarrow 0$:

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} = - \frac{\partial q^{\circ}}{\partial x} + q_v$$

Usando la ley de Fourier:

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + q_v$$

Si la conducción ocurre en las tres direcciones coordenadas, el balance contiene además derivadas en y , z análogas a la derivada en x . Si, además, k es constante y dividimos por su valor la ecuación resultante, obtendremos:

$$\frac{\rho C}{k} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{q_v}{k}$$

$$\alpha = \text{difusividad térmica} = \frac{k}{(\rho C)} \text{ (en unidades m}^2/\text{s, etc.)}$$

$$\text{Operador Laplaciano} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \nabla^2 T$$

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla^2 T + \frac{q_v}{k}$$

Comprobación contra la ley de Fourier

Si solo se conduce calor en el eje x :

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{q_v}{k}$$

Si el calor generado es nulo, $q_v = 0$; si es estado estable, $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{d}{dx} \left(\frac{dT}{dx} \right) = 0$$

$$\frac{dT}{dx} = C_1$$

Integrando:

$$T = C_1 x + C_2$$

Aplicando los límites de la ecuación de Fourier anterior (1):

$$X = 0, \quad T = T_1$$

$$X = B, \quad T = T_2$$

$$C_2 = T_1$$

$$C_1 = \frac{(T_2 - T_1)}{B}$$

Sustituyendo tales valores constantes:

$$T = \frac{T_2 - T_1}{B} x + T_1$$

Derivando respecto a x :

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{B}$$

$$q'_x = -k \frac{dT}{dx} = k \frac{T_1 - T_2}{B}, \text{ que es la ley de Fourier.}$$

8.2 Transferencia de calor por convección

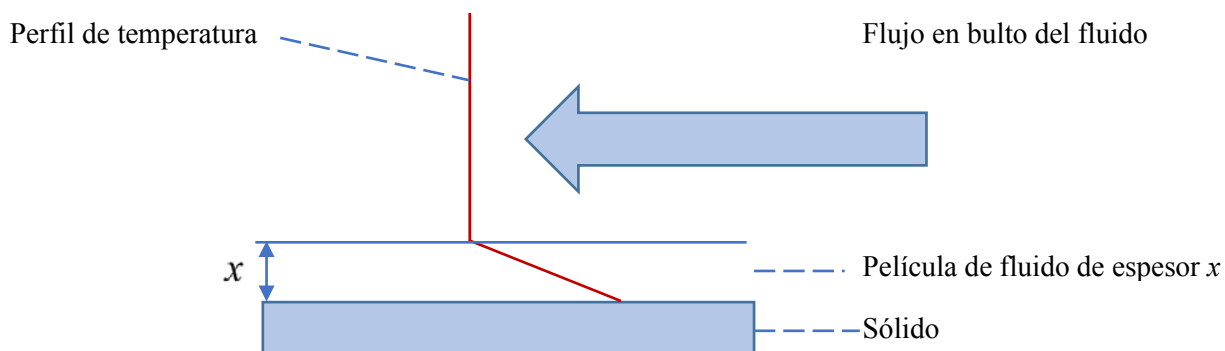
La transferencia de calor por convección ocurre cuando un líquido o gas pasa sobre una pared o superficie sólida que está a una temperatura diferente de la del fluido.

Un ejemplo es un fluido de transferencia orgánico que pasa sobre un tubo por cuyo interior se condensa vapor de agua o se evapora refrigerante, para calentar o enfriar, respectivamente, dicho fluido.

Dos categorías de convección son convección forzada y convección natural. En la convección forzada, el movimiento del fluido es causado por un agente externo, tal como una bomba o soplador.

En la convección natural, el movimiento del fluido se debe a las fuerzas de flotabilidad creadas por diferencia de densidades correspondientes a diferentes temperaturas dentro del fluido.

En el siguiente diagrama se muestra la película de fluido (indefinida), en la que se presenta la conducción y además del perfil de temperatura del fluido.



Se cree o considera que la resistencia a la transferencia de calor (y al flujo del fluido) está en una película o capa límite del fluido (tal vez entre 0.05 – 5.0 mm de espesor) en la superficie de la pared. La capa límite es difusa, pero esto no invalida el concepto.

Las correlaciones siguientes son válidas solo para fluidos newtonianos, no aplican para fluidos no-newtonianos ni para metales líquidos. (Recordemos que los fluidos newtonianos son aquellos en los que el deslizamiento relativo de los elementos del fluido al circular uno sobre otro, es proporcional al esfuerzo de corte aplicado).

Si supiéramos el espesor x de la película, podríamos usar la fórmula de conducción de calor de Fourier:

$$q = - \frac{k}{x} A \Delta T$$

No conocemos x , entonces usamos la fórmula de convección:

$$q = h A \Delta T$$

Donde:

h = coeficiente pelicular de transferencia de calor

A = área total de la superficie que transfiere calor

Con frecuencia, no existe teoría para h (o para x) por lo que los problemas de transferencia de calor por convección usualmente son resueltos usando correlaciones empíricas derivadas de datos experimentales del análisis dimensional.

8.3 Análisis dimensional para coeficientes peliculares de convección, h

El análisis dimensional es un método que podría obtener una relación entre variables cuando no existe una teoría orientadora.

El principio es suponer las variables independientes y establecer una ecuación en la que la variable dependiente es proporcional al producto de las variables independientes, cada una llevando un exponente diferente.

Las dimensiones de cada lado de la ecuación se igualan, una vez que algunos o todos los exponentes puedan ser eliminados.

La ecuación postulada, con los exponentes modificados mediante el análisis dimensional, debe ser probada midiendo todas las variables en amplios rangos de valores para:

- a) Probar la validez de la ecuación postulada.
- b) Determinar los exponentes y la constante de proporcionalidad.

Los posibles resultados son:

- 1) Que la ecuación no es válida.
- 2) Que la ecuación no es válida, pero puede ser satisfactoria con algunas modificaciones.
- 3) Que la ecuación es válida.
- 4) Que la ecuación es válida, excepto que algunas variables no son importantes.

Para el coeficiente h postulamos que:

$$h \propto V^a D^b \rho^c \mu^d C^e k^f B^g$$

Donde:

$\propto$ = constante de proporcionalidad

V = velocidad (m/s)

D = dimensión lineal característica (m)

ρ = densidad (kg / m³)

μ = viscosidad absoluta (kg / ms)

C = calor específico (J/kgK)

k = conductividad térmica (W/mK)

B = fuerza de flotabilidad sobre la unidad de masa = $\beta g \Delta T$ (m/s²)

β = coeficiente de expansión volumétrica (K⁻¹)

g = aceleración de la gravedad (m/s²)

ΔT = diferencia de temperatura (K)

Representando las dimensiones de masa, longitud, temperatura y tiempo por M , L , T , θ ,

Las dimensiones de calor (energía) son $\frac{ML^2}{\theta^2}$

Las dimensiones de potencia son $\frac{ML^2}{\theta^3}$

Las dimensiones de h [potencia / (área * temperatura)] son $\frac{M}{\theta^3 T}$

La ecuación de dimensiones queda así:

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

Igualando exponentes de las cuatro dimensiones:

$$T \rightarrow -1 = -e - f$$

$$\theta \rightarrow -3 = -a - d - 2e - 3f - 2g$$

$$M \rightarrow 1 = c + d + f$$

$$L \rightarrow 0 = a + b - 3c - d + 2e + f + g$$

Cuatro de los siete exponentes se pueden eliminar:

$$T \rightarrow f = 1 - e$$

$$\theta \rightarrow d = 3 - a - 2e - 3(1 - e) - 2g = -a + e - 2g$$

$$M \rightarrow c = 1 - (-a + e - 2g) - (1 - e) = a + 2g$$

$$L \rightarrow b = -a + 3(a + 2g) + (-a + e - 2g) - 2e - (1 - e) - g = -1 + a + 3g$$

Nuestra ecuación postulada ahora puede escribirse así:

$$h \propto V^a D^{-1+a+3g} \rho^{a+2g} \mu^{-a+e-2g} C^e k^{1-e} B^g$$

Agrupando las variables de acuerdo a los exponentes:

$$\frac{hD}{k} \propto \left(\frac{VD\rho}{\mu} \right)^a \left(\frac{C\mu}{k} \right)^e \left(\frac{D^3 \rho^2 \beta g \Delta T}{\mu^2} \right)^g$$

$$\text{Nu} \propto \text{Re}^a \text{Pr}^e \text{Gr}^g.$$

Nu, Re, Pr y Gr son números adimensionales.

Para convección libre o natural, que ocurre sin usar fuerza, los efectos de velocidad son despreciables y el Re puede ser omitido:

$$\text{Nu} = \text{constante} \text{Pr}^m \text{Gr}^n$$

Para convección forzada, los efectos de flotabilidad son despreciables y el Gr puede ser omitido:

$$\text{Nu} = \text{constante} \text{Re}^p \text{Pr}^q$$

Esta última ecuación forma la base de la mayoría de nuestras aplicaciones.

8.4 Convección forzada de fluidos que fluyen dentro de tubos y ductos

Se han propuesto muchas correlaciones para calcular los coeficientes peliculares de convección.

Las siguientes correlaciones son adecuadas para manejar la vasta mayoría de aplicaciones de transferencia de calor. Se dan para cada uno de los regímenes de flujo, a saber, turbulento, de transición y laminar, definidos respectivamente por $Re > 10^4$, $2100 \leq Re \leq 10^4$ y $Re < 2100$.

Para flujo turbulento ($Re > 10^4$), la ecuación de Seider-Tate:

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\mu / \mu_w \right)^{0.14}$$

También se usa con coeficiente 0.023

Usa propiedades del fluido a la temperatura promedio del fluido entre la entrada y la salida, excepto μ_w , que es la viscosidad a la temperatura de la pared del tubo.

Para:

$$0.5 < Pr < 17000$$

$$(L/D) > 10$$

L = longitud del tubo

D = diámetro interno del tubo

Para tubos con $10 < (L/D) < 60$, el lado derecho de la ecuación es frecuentemente multiplicado por el factor $\left[1 + (D/L)^{2/3} \right]$ para corregir por efectos de entrada y salida.

La correlación es generalmente precisa entre $\pm 20\%$ a $\pm 40\%$. Es más precisa para fluidos con bajo o moderado Pr ($0.5 < Pr < 100$) que incluye todos los gases y los líquidos de baja viscosidad. Es menos precisa para líquidos muy viscosos, con grandes números de Pr .

Para el caso frecuente de ánulo de doble tubo, $D = D_2 - D_1$

D_1 = diámetro externo del tubo interno

D_2 = diámetro interno del tubo externo

En general, para otros ductos:

$$D = \text{diámetro equivalente} = \frac{4 * \text{área transversal de flujo}}{\text{perímetro mojado}}$$

Para flujo laminar ($Re < 2110$):

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr D}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Para:

$$0.5 < Pr < 17000$$

$$\left(\frac{Re Pr D}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} > 2$$

Tiene precisión de $\pm 25\%$.

$$\text{Para el caso } \left(\frac{Re Pr D}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} < 2, \text{ tomar } Nu = 3.66$$

A bajos números de Reynolds, la convección natural puede ser importante y su efecto no está contemplado en la ecuación anterior.

Para flujo en la región de transición ($2100 \leq Re \leq 10^4$), se recomienda la correlación de Hausen:

$$Nu = 0.116 \left(Re^{2/3} - 125 \right) Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

Generalmente, se recomienda evitar este régimen de flujo, por la inexactitud.

Una ecuación alternativa es la de Gnielinski, útil tanto para régimen de transición como turbulento:

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} (Re - 1000) Pr \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right]}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{0.666} - 1)}$$

$$f = \text{factor de fricción de Darcy} = (0.782 \ln Re - 1.51)^{-2}$$

Para $2100 < Re < 10^6$ y $0.6 < Pr < 2000$

Tiene una precisión de $\pm 20\%$.

La ecuación de Gnielinski para flujo laminar por un ánulo de doble tubo es:

$$Nu = 3.66 + 1.2 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.8} + 0.19 \left[1 + 0.14 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.5} \right] \frac{\left(Re \ Pr \ \frac{D}{L} \right)^{0.8}}{\left[1 + 0.117 \left(Re \ Pr \ \frac{D}{L} \right)^{0.467} \right]}$$

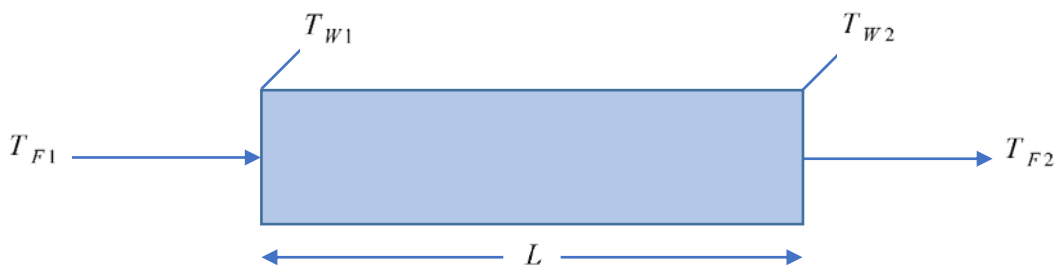
Todos los coeficientes peliculares son valores promedio sobre la longitud completa del tubo.

Por lo tanto, la transferencia de calor entre el fluido y la pared del tubo se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$q = h A \Delta T_m$$

ΔT_m = diferencia de temperatura media logarítmica

Diagrama:



$$\Delta T_1 = T_{W1} - T_{F1}$$

$$\Delta T_2 = T_{W2} - T_{F2}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

8.5 Convección forzada fuera de ductos (flujo externo)

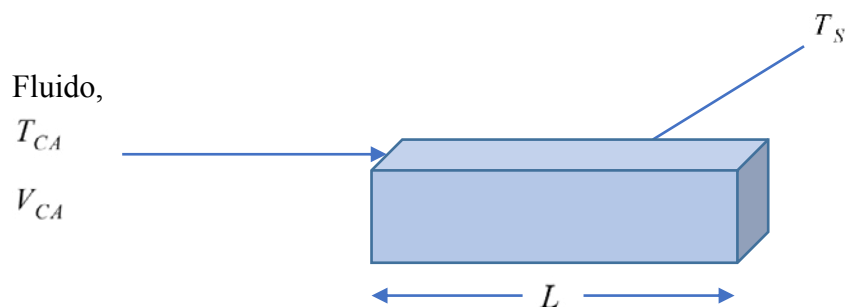
Muchos problemas de interés ingenieril incluyen transferencia de calor a fluidos que fluyen sobre objetos tales como tuberías, tanques, ductos, edificios y otras estructuras.

Se presentan algunas correlaciones para ilustrar el método de cálculo para flujo sobre una placa, donde:

T_{CA} = temperatura del fluido corriente arriba

V_{CA} = velocidad del fluido corriente arriba

L = longitud de la placa



Correlación de White FM:

$$Nu = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad \text{Para } Re < 5 * 10^5 \quad Pr > 0.6$$

$$Nu = \left(0.037 Re^{0.8} - 870 \right) Pr^{1/3} \quad \text{Para } 5 * 10^5 < Re < 10^8 \quad 0.6 < Pr < 60$$

$$Nu = hL/k$$

$$Re = L * V_{CA} * \rho / \mu$$

Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura de la película (T_f):

$$T_f = \left(\frac{1}{2} \right) (T_{CA} + T_S)$$

$$q = h A (T_S - T_{CA})$$

h = valor promedio de coeficiente pelicular para toda la longitud L

A = área total de la superficie contactada

Correlación de Churchill y Bernstein para flujo perpendicular a un cilindro circular de diámetro D :

$$\text{Nu} = 0.3 + \frac{(0.62 \text{ Re}^{1/2} \text{ Pr}^{1/3})}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{\text{Pr}}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} * \left[1 + \left(\frac{\text{Re}}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

Donde:

$$\text{Nu} = hD/k$$

$$\text{Re} = DV_{CA} * \rho / \mu$$

Correlación válida para $\text{Re Pr} > 0.2$

Propiedades del fluido a T_f (temperatura de la película)

$$A = \pi D L$$

Correlación de Whitaker para flujo sobre una esfera de diámetro D :

$$\text{Nu} = 2 + \left(0.4 \text{ Re}^{1/2} + 0.06 \text{ Re}^{2/3}\right) \text{Pr}^{0.4} \left(\mu / \mu_s\right)^{0.25}$$

$$\text{Para } 3.5 < \text{Re} < 80000, \quad 0.7 < \text{Pr} < 380$$

Propiedades del fluido a T_f , excepto μ_s , que es evaluada a la temperatura de la pared T_s .

Para flujo perpendicular a un cilindro de sección transversal cuadrada $L * L$ (tal como un ducto de aire):

$$\text{Nu} = 0.102 \text{ Re}^{0.675} \text{ Pr}^{1/3}$$

Nu y Re se calculan como para un cilindro circular, pero usando la longitud de un lado del ducto (L) en lugar del diámetro D .

Propiedades del fluido a T_f

$$\text{Para } 5000 < \text{Re} < 10^5$$

8.6 Convección libre o natural

Las correlaciones son similares a las de la convección forzada para flujos externos. Sin embargo, aquí no hay velocidad sobre la cual basar el Re .

En su lugar se emplea el número adimensional Grashof, Gr :

$$Gr = \frac{L^3 \rho^2 \beta g |T_s - T_a|}{\mu^2} = \frac{L^3 \beta g |T_s - T_a|}{\nu^2}$$

$$\nu = \text{viscosidad cinemática} = \frac{\mu}{\rho}$$

$$\beta = \text{coeficiente de expansión volumétrica} \left(K^{-1} \right)$$

Para gases a baja densidad, usando la ley de gases ideales, $\beta = \frac{1}{T}$

T = temperatura absoluta

$$\text{Para gases a alta densidad, } \beta = \left(\frac{1}{\nu_{\text{promedio}}} \right) * \left(\frac{\partial \nu}{\partial T} \right)_P$$

$$\nu = \text{volumen específico} = \frac{1}{\rho}$$

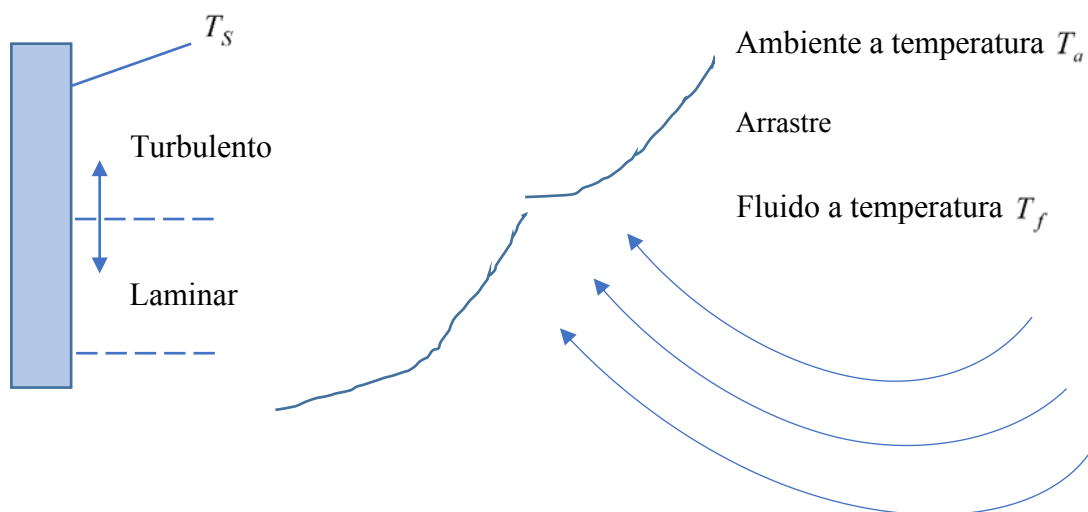
Se debe conocer ν (o la ρ) a dos temperaturas.

Convección libre desde placa vertical calentada:

El fluido adyacente a la superficie se calienta y se eleva por su menor densidad respecto a la densidad promedio del bulto del fluido.

Este fluido, al elevarse arrastra fluido más frío de la región más alejada de la placa, de modo que el flujo de fluido aumenta hacia arriba de la longitud de la placa.

Diagrama ilustrativo



Cerca del fondo de la placa el flujo es laminar, pero en algún punto puede haber flujo turbulento si la placa es suficientemente larga. La circulación en convección libre se completa por fluido frío que está alejado de la placa, y que fluye hacia abajo.

Correlación de Churchill

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{\left[0.387 (Gr Pr)^{1/6} \right]}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

Para $0.1 < Gr Pr < 10^2$

Precisión de $\pm 30\%$

L = longitud característica = altura de la placa

Propiedades del fluido a T_f

$$T_f = \frac{1}{2} (T_s + T_a)$$

La correlación de Churchill también sirve para convección libre de cilindros verticales, si

$$(D/L) > (35 / Gr^{0.25})$$

Para más pequeños valores de (D/L) , existen efectos importantes por la curvatura y se aplica un factor de corrección:

$$Nu_{\text{cilindro}} = Nu_{\text{placa}} * \left[1 + 1.43 \left(\frac{L}{D Gr^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

Para convección libre de un cilindro horizontal se usa una correlación de Churchill similar:

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{\left[0.387 (Gr Pr)^{1/6} \right]}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

En este caso, la longitud característica para Nu y Gr es el diámetro del cilindro.

Propiedades del fluido a T_f

Válida para $10^{-5} < Gr Pr < 10^{12}$

Para convección libre de placas horizontales, están las correlaciones de Fuji e Imura, y de Goldstein, Sparrow and Jones.

Placas horizontales con superficie superior caliente o superficie inferior fría:

$$Nu = 0.54 (Gr Pr)^{1/4} \text{ para } 10^4 < Gr Pr < 10^7$$

$$Nu = 0.15 (Gr Pr)^{1/3} \text{ para } 10^7 < Gr Pr < 10^{11}$$

Placas horizontales con superficie superior fría o superficie inferior caliente:

$$Nu = 0.27 (Gr Pr)^{1/4} \text{ para } 10^5 < Gr Pr < 10^{11}$$

Propiedades del fluido a T_f

Longitud característica usada en Nu y Gr es (área de superficie/perímetro).

Para convección libre en esferas, la correlación de Churchill es:

$$\text{Nu} = 2 + \frac{0.598 (\text{Gr Pr})^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.469}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} * \left\{ 1 + \frac{(7.44 * 10^{-8} \text{Gr Pr})}{\left[1 + \left(\frac{0.469}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{16/9}} \right\}^{1/12}$$

$$\text{Gr Pr} \leq 10^{13}$$

$$0.6 \leq \text{Pr} \leq 100$$

La longitud característica es el diámetro de la esfera.

Propiedades del fluido a T_f

Para mayores valores de Pr es mejor si no se usa el término que está elevado a la $(1/12)$ potencia.

Hay correlaciones para otras geometrías en libros de texto.

Debemos recordar que los efectos de convección libre pueden ser importantes en algunos casos de convección forzada, especialmente en el caso de flujo laminar a bajos Re .

Importancia relativa de ambas convecciones:

Re Gr $\gg$ 1, predomina convección forzada

Re Gr $\approx$ 1, ambos modos son importantes

Re Gr $\ll$ 1, predomina convección libre

A una combinación de ambas se le llama convección mezclada. Para tubos verticales, se mejora el h (coeficiente pelicular) en flujo laminar si se suman ambas convecciones (calentamiento fluyendo hacia arriba o enfriamiento fluyendo hacia abajo).

Para flujos opuestos (calentamiento fluyendo hacia abajo y enfriamiento fluyendo hacia arriba) la transferencia de calor es generalmente reducida.

Para tubos horizontales la convección mezclada mejora la transferencia de calor, y con frecuencia el aumento es sustancial.

Un método propuesto por Ghajar y Tamm para tubos horizontales ha mostrado ser preciso para el rango $280 < Re < 3800$:

$$Nu = 1.24 \left[Re Pr \frac{D}{L} + 0.025 (Gr Pr)^{0.75} \right]^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Todas las propiedades, excepto μ_w , se evalúan a la temperatura promedio del fluido.

La longitud característica es el diámetro interno del tubo.

Gr se calcula usando la diferencia entre la temperatura promedio de la pared del tubo y la temperatura promedio del bulto del fluido.

Ejemplo de aplicación

Un pequeño tanque de retención en una planta química contiene un líquido corrosivo que se mantiene a una temperatura de 48.9°C , mediante un calentador eléctrico. Este elemento de calentamiento es un disco refractario de 0.6096 m de diámetro, situado en el fondo del tanque.

Estimar la potencia requerida para mantener la superficie del elemento de calentamiento a 71.1°C .

Propiedad del líquido	60°C	15.6°C
ν = viscosidad cinemática (m^2/s)	0.594×10^{-6}	
k = conductividad ($\text{W}/\text{m K}$)	0.692	
ρ = densidad (kg/m^3)	1111.0	1122.3
Pr	4.8	

Nota: Se trata de calcular la potencia con que el elemento de calentamiento pierde calor por convección natural, misma que debe ser suplida por electricidad.

Primero se estima el Grashof:

$$\nu_1 = \frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{1111.0} = 0.0009 \text{ m}^3/\text{kg}, \text{ a } 60^\circ\text{C}$$

$$v_2 = \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{1122.3} = 0.000891 \text{ m}^3/\text{kg}, \text{ a } 15.6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$v_{\text{promedio}} = \frac{(0.0009 + 0.000891)}{2} = 0.0008955$$

$$\beta = \left(\frac{1}{v_{\text{promedio}}} \right) \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P = \left(\frac{1}{0.000895} \right) \left(\frac{0.0009 - 0.000891}{(60 - 15.6)} \right)$$

$$\beta = 0.0002264 \text{ K}^{-1}$$

$$L = \text{longitud característica} = \text{área} / \text{perímetro} = \left(\frac{\pi D^2}{4\pi D} \right) = \frac{D}{4} = 0.1524 \text{ m}$$

$$T_f = T_{\text{película}} = \frac{T_{\text{disco}} + T_{\text{medio}}}{2} = \frac{(71.1 + 48.9) \text{ }^\circ\text{C}}{2} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Gr} = \frac{L^3 \beta g |T_{\text{disco}} - T_{\text{medio}}|}{v^2} = \frac{0.1524^3 * 0.0002264 * 9.81 (71.1 - 48.9)}{(0.594 * 10^{-6})^2}$$

$$\text{Gr} = 4.95 * 10^8$$

$$\text{Gr Pr} = 4.95 * 10^8 * 4.8 = 2.37 * 10^9$$

Aplica la ecuación para superficie horizontal superior caliente, para $10^7 < \text{Gr Pr} < 10^{11}$

$$\text{Nu} = \frac{h L}{k} = 0.15 (\text{Gr Pr})^{1/3}$$

Sustituyendo valores de Gr y Pr:

$$\frac{h L}{k} = 0.15 (2.37 \times 10^9)^{1/3} = 200$$

Se sustituyen valores de L y k , y se despeja h

$$h = 200 * \frac{0.692}{0.1524} = 909 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \right)$$

Finalmente, se obtiene la potencia con que se pierde calor:

$$q = h A \Delta T = 909 \times \frac{\pi \times 0.6096^2}{4} \times (71.1 - 48.9) = 5890 \text{ W}$$

La potencia eléctrica necesaria es 5.9 kW.

8.7 Combinación de conducción y convección: Superficies extendidas

Una importante aplicación, que incluye tanto conducción como convección en la transferencia de calor, es el uso de aletas o superficies extendidas, donde las aletas unidas a una superficie primaria se consideran una extensión de esta.

Vienen en una variedad de formas, pero las dos más frecuentemente empleadas son aletas rectangulares y aletas anulares o radiales.

La idea básica para su uso es compensar por un bajo coeficiente de transferencia de calor por convección (h), aumentando el área de la transferencia (A), pues recordemos que la resistencia térmica es la inversa del producto ($h * A$) y se trata de minimizarla.

En otras palabras, se aplica primordialmente a gases, mismos que tienen un bajo h , comparado con los líquidos.

Como las aletas usualmente son muy delgadas piezas metálicas, se obtiene una gran cantidad de superficie adicional empleando una pequeña cantidad de material, haciéndolas económicas.

Todo el calor transferido por convección desde la superficie de la aleta debe ser primero transferido por conducción a través de la base de la aleta, cuya temperatura se toma como la misma que la de la superficie primaria.

Por tanto, debe existir un gradiente de temperatura a lo largo de la longitud de la aleta, y entre más larga sea esta, la temperatura de la aleta se acerca más a la temperatura del fluido que la rodea.

Como resultado, la diferencia de temperatura para la transferencia convectiva de calor va disminuyendo a lo largo de la aleta, y la superficie extendida es menos efectiva que la superficie primaria para transferir calor.

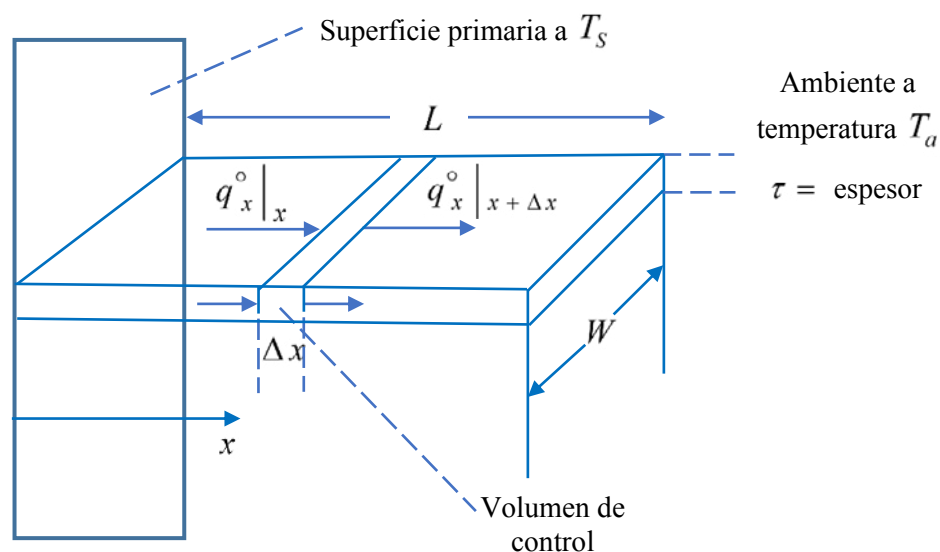
Para determinar la rapidez de transferencia de calor desde la aleta, es necesario determinar primero el perfil de temperatura a lo largo de la misma.

Abajo se presenta una figura, en cuyo elemento diferencial de volumen haremos un balance de energía térmica.

Condiciones:

- Estado estable

- Transferencia de calor desde la aleta, solo por convección (no radiación).
- No generación de calor en la aleta.
- La conductividad (k) de la aleta es constante.
- La temperatura del fluido que rodea a la aleta es constante.
- Hay diferencia de temperatura despreciable a través del espesor de la aleta.
- Los efectos de la orilla de la aleta son despreciables.



Las dos últimas suposiciones se justifican porque la aleta es muy delgada (como hoja de cuchillo) y es metálica (buena conductora). Además, W es $\gg \tau$, por lo que la orilla prácticamente no tiene área.

En otras palabras, la temperatura de la aleta es función únicamente de x :

$$T = T(x)$$

En el volumen de control:

$$\text{Rapidez de energía térmica que entra} - \text{Rapidez de energía térmica que sale} = 0$$

El calor entra al volumen de control por conducción en la posición x , y sale del volumen de control por conducción en la posición $x + \Delta x$, y sale también por convección en la superficie del mismo volumen.

$$q_x^o|_x * A - q_x^o|_{x+\Delta x} * A - q^o_{vc} * P * \Delta x = 0 \quad (a)$$

Donde:

$$P = \text{perímetro} = 2 (W + \tau)$$

$$q^\circ = \text{flux de calor (ejemplo W/m}^2)$$

$$A = \text{área de la aleta transversal al flujo de calor por conducción}$$

$$q^\circ_{vc} = \text{flux de calor transferido por convección desde el volumen de control}$$

$$P * \Delta x = \text{área de la superficie del volumen de control}$$

Dividiendo por Δx y tomando límite cuando Δx tiende a cero:

$$-A \frac{d q_x}{dx} - q^\circ_{vc} * P = 0 \quad (b)$$

Aplicando en (b) la ecuación $q_x = -k \frac{dT}{dx}$ y el flux por convección $= q^\circ_{vc} = h (T - T_a)$:

$$k A \frac{d^2 T}{dx^2} - h P (T - T_a) = 0 \quad (c)$$

Dividiendo la ecuación (c) por $(k A)$ y sustituyendo $\left[\theta = T - T_a \right]$ y $\left[m^2 = \frac{h P}{k A} \right]$:

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - m^2 \theta = 0 \quad (d)$$

Esta ecuación está sujeta a las siguientes condiciones límite:

- 1) En $x = 0$, $\theta = T_s - T_a$ donde T_s = temperatura de la superficie primaria
- 2) En $x = L$, $\frac{d\theta}{dx} = 0$, donde no se transfiere calor en la orilla de la aleta

La solución general se puede expresar como una suma de funciones exponenciales o como una suma de funciones hiperbólicas. Esta última nos es más conveniente.

Nos referiremos al libro Granville¹ para la resolución de la ecuación diferencial:

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - m^2 \theta = 0 \quad (1)$$

¹ Granville, William, *Cálculo diferencial e integral*, México, Limusa, 1996.

Del artículo 206 del libro:

$$\theta = e^{rx}$$

$$\frac{d\theta}{dx} = r e^{rx}$$

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} = r^2 e^{rx}$$

Sustituyendo en la ecuación (1):

$$r^2 e^{rx} - m^2 e^{rx} = 0$$

$$r^2 = m^2$$

$$r = \pm m$$

Una solución particular es:

$$\theta = e^{mx} + e^{-mx}$$

La solución general es:

$$\theta = M e^{mx} + N e^{-mx} \quad (2)$$

La solución general se comprueba derivando y sustituyendo en la ecuación (1).

Ahora bien, del artículo 210 del mismo libro:

$$\sinh (mx) = \frac{e^{mx} - e^{-mx}}{2}$$

$$\cosh (mx) = \frac{e^{mx} + e^{-mx}}{2}$$

$$e^{mx} = \cosh (mx) + \sinh (mx)$$

$$e^{-mx} = \cosh (mx) - \sinh (mx)$$

Sustituyendo en la ecuación (2):

$$\theta = M [\cosh (m x) + \sinh (m x)] + N [\cosh (m x) - \sinh (m x)]$$

$$\theta = (M + N) \cosh (m x) + (M - N) \sinh (m x)$$

$$\theta = C_1 \sinh (m x) + C_2 \cosh (m x)$$

Aplicando la condición límite (1):

$$C_2 = T_s - T_a$$

Aplicando la condición límite (2):

$$C_1 = - (T_s - T_a) \tanh (m L)$$

Sustituyendo C_1 y C_2 :

$$T = T_a - (T_s - T_a) [\tanh (m L) \sinh (m x) - \cosh (m x)] \quad (e)$$

Para hallar q_{aleta} , note que todo el calor debe entrar a la aleta por conducción en la base, donde $x = 0$.

$$q_{\text{aleta}} = -k A \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0}$$

Diferenciando la ecuación (e):

$$\frac{dT}{dx} = - (T_s - T_a) [m \tanh (m L) \cosh (m x) - m \sinh (m x)]$$

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{(x=0)} = - (T_s - T_a) m \tanh (m L)$$

$$q_{\text{aleta}} = k A (T_s - T_a) m \tanh (m L)$$

Sustituyendo $m = \left(\frac{h P}{k A} \right)^{\frac{1}{2}}$

$$q_{\text{aleta}} = (h P k A)^{1/2} (T_s - T_a) \tanh (m L)$$

q máxima correspondería al caso en que toda la aleta estuviera a T_s (temperatura de la base o de la superficie primaria):

$$q_{\text{máxima}} = h P L (T_s - T_a)$$

$$\phi = \text{eficiencia de la aleta} = \frac{q_{\text{aleta}}}{q_{\text{máxima}}}$$

$$\phi = \frac{(h P k A)^{1/2} (T_s - T_a) \tanh (m L)}{h P L (T_s - T_a)} = \frac{\tanh (m L)}{m L} \quad (f)$$

$$q_{\text{aleta}} = q_{\text{máxima}} * \phi = \phi h P L (T_s - T_a)$$

El análisis de una aleta anular es algo más complicado y la ecuación de eficiencia incluye funciones Bessel, haciéndola inconveniente de usar. Sin embargo, la siguiente modificación de la ecuación (f) nos da una muy buena aproximación para todas las aletas anulares:

$$\phi = \text{eficiencia de la aleta pura} = \frac{\tanh (g \psi)}{(g \psi)}$$

Las funciones (g, ψ) se definirán más adelante al aplicar a ejemplos concretos de superficie extendida.

La rapidez de transferencia de calor de una superficie aleteada consiste en la suma de rapideces a través del área aleteada y a través del área primaria (no aleteada).

Se toma una eficiencia ponderada para incluir ambas superficies:

$$\eta = \text{eficiencia ponderada de la superficie externa (que consiste en } A_f, \text{ área de aletas y } A_o, \text{ área de tubo sin aletas)}$$

$$\eta = \phi * \left[\frac{A_f}{(A_f + A_o)} \right] + 1 * \left[\frac{A_o}{(A_f + A_o)} \right]$$

La resistencia térmica de una superficie aleteada $= (h \eta A_{\text{total}})^{-1}$.

Las ecuaciones de eficiencia son precisas en cuanto las suposiciones simplificadoras se cumplan. La variación en T_a y en la resistencia de la unión de la aleta puede cambiar la eficiencia, aunque un h (coeficiente pelicular de convección) no uniforme es el que tiene el mayor efecto sobre la precisión.

Se ha confirmado que a alta eficiencia de aleta (> 0.9) hay desviación de menos del 5% de la ideal, mientras que a menores eficiencias (< 0.6) la desviación es más del 10%.

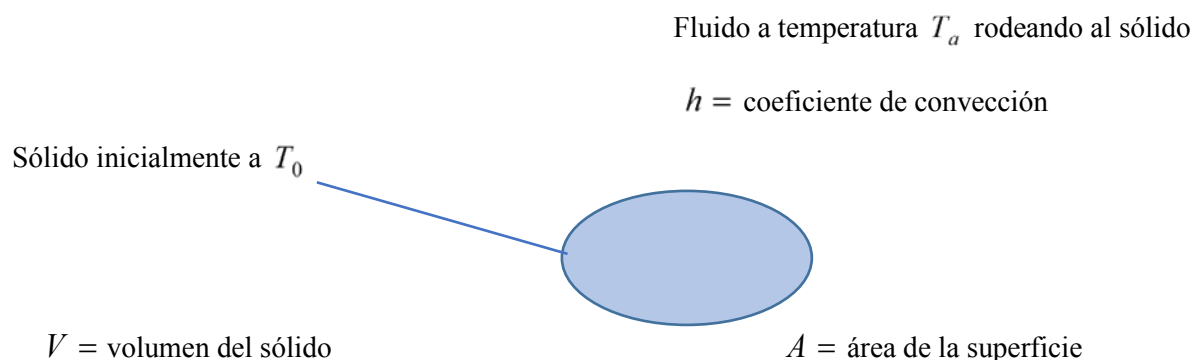
Se recomienda precaución al extrapolar a condiciones que están fuera de la experiencia experimental e industrial.

8.8 Una combinación de convección y conducción en estado inestable

Trataremos el caso especial de resistencia térmica solo en la superficie del sólido. A este caso se le llama también como parámetro amontonado.

En estado inestable, $\frac{dT}{dt} \neq 0$ y la temperatura T del sólido es función del tiempo t .

Un ejemplo es el calentamiento o enfriamiento de un sólido en contacto con un fluido, como se observa en la figura:



En este caso especial, la resistencia interna del sólido a la conducción de calor es mucho menor que la resistencia del sólido a intercambiar calor por convección con el fluido.

Entonces, las variaciones de temperatura dentro del sólido son pequeñas y se desprecian, y se considera que el sólido tiene siempre una temperatura homogénea T , la cual solo es función del tiempo t , es decir, $T = T(t)$.

Balance de energía térmica sobre el sólido:

$$\text{Rapidez de acumulación de energía térmica en el sólido} = \text{Rapidez de transferencia de energía térmica desde el fluido}$$

$$\rho V C \frac{dT}{dt} = h A (T_a - T)$$

Donde:

ρ = densidad

C = calor específico

$$\frac{dT}{(T_a - T)} = \frac{h A}{\rho V C} dt$$

Integrando entre límites: T_o a T y 0 a t :

$$\ln \frac{T_a - T_o}{T_a - T} = \frac{h A}{\rho V C} t$$

$$\frac{T_a - T_o}{T_a - T} = \exp \left(\frac{h A}{\rho V C} t \right) = e^{\left(\frac{h A}{\rho V C} t \right)}$$

$$T = T_a + (T_o - T_a) e^{\left(-\frac{h A}{\rho V C} t \right)}$$

Este enfoque de temperatura homogénea en el sólido también se aplica a un líquido en un recipiente agitado.

La aproximación de parámetro amontonado rige cuando,

$$Bi = \text{número de Biot} = h (V/A) / k_{\text{sólido}} < 0.1$$

Veremos un ejemplo de esto a continuación:

Un reactor químico que opera por lotes se mantiene a 400 K y su contenido está bien mezclado. El volumen del reactor es de 0.8 m^3 , con un área de superficie de 4.7 m^2 . Después de que se completa la reacción, los contenidos se enfrían a 320 K antes de vaciar el reactor.

El enfriamiento se logra con aire ambiente a 300 K y un h (coeficiente pelicular de convección) de $75 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. El agitador continúa operando durante el enfriamiento.

El contenido del reactor tiene $\rho = 840 \text{ kg/m}^3$ y $C = 2200 \text{ J/kg K}$

Determinar el tiempo de enfriamiento (t) requerido.

Datos:

$$T_0 = 400 \text{ K}, T = 320 \text{ K}, T_a = 300 \text{ K}, h = 75 \text{ W/m}^2 \text{ K}, V = 0.8 \text{ m}^3, A = 4.7 \text{ m}^2$$

$$\rho = 840 \text{ kg/m}^3, C = 2200 \text{ J/kg K}$$

Despreciamos la capacidad térmica del recipiente y la pérdida de calor por radiación.

También despreciamos la resistencia térmica de la pared del recipiente y la resistencia a la convección entre la pared y el fluido del recipiente.

Resolución:

Aplicamos la ecuación de parámetro amontonado, pues el agitador continúa operando durante el enfriamiento, homogeneizando la temperatura del contenido.

Sustituyendo en la ecuación de parámetro amontonado:

$$320 = 300 + (400 - 300) \exp \left[\frac{-75 * 4.7 * t}{(840 * 0.8 * 2200)} \right]$$

$$t = 6750 \text{ s (aprox. 1.9 horas)}$$

8.9 Radiación

Todos los objetos materiales, incluyendo organismos vivientes, emiten energía electromagnética a una rapidez que depende de la temperatura de su superficie.

Las ecuaciones usadas para calcular la rapidez de transferencia de energía radiante se basan en el concepto de un radiador ideal, llamado cuerpo negro, que absorbe toda la radiación que llega a su superficie, nada de la radiación es reflejada o transmitida.

Tal objeto aparecería completamente negro si su radiación emitida estuviera enteramente en el infrarrojo. Sería visible únicamente cuando la temperatura de la superficie emisora alcanzara cerca de 800 K, punto en que estaría al rojo caliente (rojo vivo).

En la naturaleza no hay radiadores ideales, aunque una muy cercana aproximación sería una cavidad cerrada, con solo un pequeño hoyo en algún lado:

Un fotón que entrara tendría muy poca probabilidad de salir, después de múltiples reflexiones y sin ser absorbido. La temperatura fija a la que están las paredes de la cavidad es muy cercana a la de un cuerpo negro a la misma temperatura (hoyos negros).

Algunos materiales, como negro de carbón (hollín) y grafito, también se aproximan a un cuerpo negro, aunque no tanto como la cavidad.

Un cuerpo negro convexo, que no intercepta nada de su propia radiación, emite energía electromagnética a una rapidez ($q_{\text{radiación}}$) dada por la ecuación de Stefan-Boltzmann:

$$q_{\text{radiación}} = \sigma A T^4$$

Donde:

T = temperatura absoluta (K)

A = área de la superficie del cuerpo negro (m^2)

σ = constante de Stefan-Boltzmann = $5.67 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \left(1.714 * 10^{-8} \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{R}^4} \right)$

La ecuación nos da la máxima energía emitida por cualquier objeto a esa temperatura.

Un radiador semi-ideal (convexo) emite energía electromagnética con una rapidez de:

$$q_{\text{radiación}} = \varepsilon \sigma A T^4$$

ε = emisividad

La emisividad es de valor entre 0 y 1, con valor 1 para un cuerpo negro. Depende de la composición y también depende fuertemente de las características de la superficie del objeto emisor, es decir, si está limpio o sucio, pulido o corroído, suave o rugoso y del color y condiciones de la pintura, si la tiene.

Valores comunes de emisividad para materiales van desde 0.05 para algunos metales pulidos, a más de 0.95 para grafito y negro de carbón.

La emisividad de los objetos reales no es constante, sino que depende de la temperatura, de la longitud de onda y del ángulo de emisión. Los valores experimentales para ε (emisividad) son usualmente dados para una temperatura específica o un rango de temperaturas.

También puede ser dada en función de longitudes de onda, pero más frecuentemente son promediadas para todas las longitudes de onda, en cuyo caso se le llama emisividad total.

Ambas emisividades, espectral y total, son usualmente medidas ya sea para radiación emitida normal a la superficie de un objeto, o para la radiación emitida en todas direcciones abarcando una región hemisférica del objeto.

Los valores correspondientes son llamados emisividad normal y hemisférica, respectivamente, y para muchos materiales estos valores no difieren grandemente.

Cuando la energía radiante se transfiere entre dos o más objetos a diferentes temperaturas, la rapidez neta de transferencia de energía radiante depende de la configuración geométrica de los objetos que determina la cantidad de radiación emitida por un objeto que impacta en el otro, según como estén encarados.

La rapidez neta de energía radiante del objeto 1 al objeto 2, denotada $q_{1,2}$, se representa como:

$$q_{1,2} = \sigma A_1 F_{1,2} (T_1^4 - T_2^4)$$

Donde:

$F_{1,2}$ = función del factor de forma y de la emisividad de los objetos

El factor de forma de radiación cuantifica la configuración geométrica de los objetos.

Para equipo industrial de transferencia de calor, hay un número de diferentes superficies recibiendo y emitiendo.

Una expresión más general para transferencia neta de energía radiante del objeto 1 a un grupo de 1, 2, 3, ... N objetos, sería:

$$q_1 = \sigma A_1 \sum_{i=2}^N F_{1,i} (T_1^4 - T_i^4)$$

Los factores de forma para calcular $F_{1,i}$ se han tabulado en un número de textos de transferencia de calor, aun cuando la mayoría de estos se basan en el trabajo de Hottel y Serofin (Radiative Heat Transfer) de 1967.

Una simple y útil configuración es la de un cuerpo gris convexo (1) que está completamente rodeado o encerrado por un segundo cuerpo gris (2). En este caso, la ecuación de transferencia neta de energía radiante toma la siguiente forma:

$$q_{1,2} = \frac{\sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)}$$

Si la envolvente es mucho mayor que el objeto envuelto o encerrado, de modo que $A_2 \gg A_1$, (por ejemplo, una cubierta de colectores solares irradiando a los alrededores) se puede simplificar a:

$$q_{1,2} = \epsilon_1 \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

Para dos superficies encaradas grises, de igual área:

$$q_{1,2} = \frac{\sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$$

Para problemas que incluyan radiación y convección, si están en paralelo se pueden sumar $h_{\text{convección}}$ y $h_{\text{radiación}}$:

$$h_{\text{total}} = h_{\text{convección}} + h_{\text{radiación}}$$

Empleando $h_{\text{radiación}}$:

$$q_{1,2} = h_{\text{radiación}} A_1 (T_1 - T_2) = \sigma A_1 F_{1,2} (T_1^4 - T_2^4)$$

Despejando $h_{\text{radiación}}$:

$$h_{\text{radiación}} = F_{1,2} \left[\sigma (T_1 + T_2) (T_1^2 + T_2^2) \right] = F_{1,2} \left[\frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{(T_1 - T_2)} \right]$$

Al valor entre paréntesis cuadrados con frecuencia se le llama factor de temperatura, F_T , y representa el máximo posible coeficiente de transferencia de calor por radiación desde un objeto a temperatura T_1 hacia una superficie a temperatura T_2 .

Si la envolvente es mucho mayor que el objeto envuelto o encerrado, de modo que $A_2 \gg A_1$, (por ejemplo, aplicado al caso de ebullición pelicular):

$$q_{1,2} = \varepsilon_1 \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) = h_{\text{radiación}} A_1 (T_1 - T_2)$$

$$h_{\text{radiación}} = \frac{\varepsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{(T_1 - T_2)}$$

El $h_{\text{radiación}}$ es mucho menor que el $h_{\text{convección}}$ para intercambiadores no encendidos a fuego directo, y a moderadas temperaturas es con frecuencia despreciable.

8.10 Ejemplo de radiación y convección natural en paralelo

Una tubería horizontal de vapor de diámetro 6.0 cm pasa a través de un cuarto grande cuyas paredes están a 298 K. La superficie externa de la pared del tubo está a 443 K y tiene una emisividad (ε) de 0.8. La temperatura del aire en el cuarto está a 303 K.

Calcule la rapidez de pérdida de calor por metro de longitud de tubería, a causa de radiación y convección natural.

- Pérdidas por radiación:

A_1 rodeado completamente por A_2 ; además, $A_2 \gg A_1$

$$q_{1,2} = \varepsilon_1 \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

$$A_1 = \pi D_1 (1.0 \text{ m}) = \pi (0.06) = \frac{0.1885 \text{ m}^2}{\text{m lineal}}$$

$$T_1 = 443 \text{ K}$$

$$T_2 = 298 \text{ K}$$

$$\varepsilon_1 = 0.8$$

Sustituyendo valores:

$$q_{1,2} = 0.8 * 5.67 * 10^{-8} * 0.1885 (443^4 - 298^4) = 262 \frac{\text{W}}{\text{m lineal}}$$

- Pérdidas por convección:

Ecuación de Churchill para convección libre de un cilindro horizontal, de longitud característica 0.06 m.

$$\text{Nu} = \left\{ 0.60 + \frac{\left[0.387 (\text{Gr Pr})^{1/6} \right]}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

La ecuación rige para: $10^{-5} < \text{Gr Pr} < 10^{12}$

Propiedades del fluido a T_f

$$T_s = 443 \text{ K}$$

$$T_a = 303 \text{ K}$$

$$T_f = \frac{443 + 303}{2} = 373 \text{ K}$$

Propiedades del aire a 373 K :

$$g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad ; \quad \beta = \frac{1}{373} = 2.68 * 10^{-3} \text{K}^{-1}$$

$$\nu = 23.6 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad ; \quad k = 0.0307 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

$$\text{Pr} = 0.71$$

$$\text{Gr} = \frac{L^3 \beta g |T_s - T_a|}{\nu^2}$$

Sustituyendo valores:

$$\text{Gr} = \frac{0.06^3 * 2.68 * 10^{-3} * 9.81 (443 - 303)}{(23.6 * 10^{-6})^2} = 1.4273 * 10^6$$

$$\text{Gr Pr} = 1.4273 * 10^6 * 0.71 = 1.0134 * 10^6$$

La ecuación puede aplicarse.

Sustituyendo valores:

$$\text{Nu} = \left\{ 0.6 + \frac{\left[0.387 (1.0134 * 10^6)^{1/6} \right]}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{0.71} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 14.59 = \frac{h D}{k}$$

$$h_{\text{convectivo}} = \frac{14.59 * 0.0307}{0.06} = 7.47 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

$$q_{\text{convectivo}} = h A (T_s - T_a) = 7.47 * 0.1885 \frac{\text{m}^2}{\text{m lineal}} (443 - 303) = 197 \frac{\text{W}}{\text{m lineal}}$$

$$q_{\text{total}} = q_{\text{radiativo}} + q_{\text{convectivo}} = 262 + 197 = 459 \frac{\text{W}}{\text{m lineal}}$$

8.11 Ejemplo de emisión de energía por radiación: estimación de la temperatura a la que el sol envía energía a la tierra

La radiación térmica de un cuerpo negro es:

$$Q = \sigma A T^4$$

Donde:

Q = potencia emitida (W)

σ = constante de Stefan-Boltzmann = $5.67 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}^4}$

A = área de la superficie emisora (m^2)

T = temperatura (K)

El sol puede ser considerado como un cuerpo esférico negro, con área emisora definida (A_S), que emite su potencia (Q) en todas direcciones, de modo que conforme aumenta la distancia desde el sol, aumenta la superficie esférica concéntrica que rodea al sol (A_1), y que recibe dicha potencia constante, por lo que, consecuentemente, disminuye la densidad de potencia (Q/A_1)

La distancia entre la tierra y el sol es de $1.495 * 10^{11}$ m (una unidad astronómica), y a esta distancia se recibe la llamada constante solar de flux radiante, (Q/A_1), de 1353 W/m^2 .

D_S = diámetro del sol = $1.39 * 10^9$ m

$A_S = \pi (1.39 * 10^9 \text{ m})^2 = 6.07 * 10^{18} \text{ m}^2$

Con estos datos, calcular la temperatura (T_S) a la que el sol nos envía energía.

a) Cálculo de Q

$$Q = \sigma A_S T_S^4 = 5.67 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}^4} * 6.07 * 10^{18} \text{ m}^2 * T_S^4 = 3.44162 * 10^{11} \text{ W K}^{-4} T_S^4$$

b) Cálculo de A_1

$$A_1 = \pi * \left(2 * 1.495 * 10^{11} \text{ m} \right)^2 = 2.8086 * 10^{23} \text{ m}^2$$

$$\text{Constante solar sobre la tierra} = 1353 \text{ W/m}^2 = Q / A_1$$

Sustituyendo los valores calculados de Q y A_1 en la ecuación de la constante solar:

$$1353 \text{ W/m}^2 = \frac{3.44162 * 10^{11} \text{ W K}^{-4} T_S^4}{2.8086 * 10^{23} \text{ m}^2}$$

Se despeja T_S :

$$T_S = \left[\frac{1353 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} * 2.8086 * 10^{23} \text{ m}^2}{3.44162 * 10^{11} \text{ W K}^{-4}} \right]^{\frac{1}{4}} = 5764 \text{ K}$$

La energía que poseen los combustibles fósiles es energía solar previamente capturada en las uniones químicas del combustible. Tal energía fue emitida desde el sol a esa temperatura de aproximadamente 5764 K. Por consiguiente, la máxima temperatura obtenible por combustión (la reacción inversa a la de captura de la energía solar) sería esa misma temperatura, a modo de no violar la segunda ley de la termodinámica.

CAPÍTULO 9

Diseño de intercambiadores de calor

9.1 Introducción

El diseño de un equipo de transferencia de calor podemos dividirlo en diseño térmico-hidráulico y diseño mecánico.

El diseño térmico-hidráulico consiste en dimensionarlo (obtener el área de transferencia de calor) de modo que satisfaga los requerimientos de rapidez de calor a transferir entre fluidos, y de caídas de presión permisibles en los mismos fluidos.

El diseño mecánico consiste en calcular los espesores o paredes de los materiales empleados en la construcción del intercambiador de calor. Su cálculo requiere un intercambiador previamente dimensionado, es decir, es el paso posterior al diseño térmico.

El diseño mecánico normalmente se basa en los códigos TEMA (clases B, C y R) y ASME (sección VIII, división 1).

Donde:

TEMA = Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association

ASME = American Society of Mechanical Engineers

Aquí solo veremos el diseño térmico-hidráulico de los intercambiadores de calor.

Tomemos primero el caso de intercambiador de calor de tubos concéntricos, cuyo diagrama aparece a continuación:



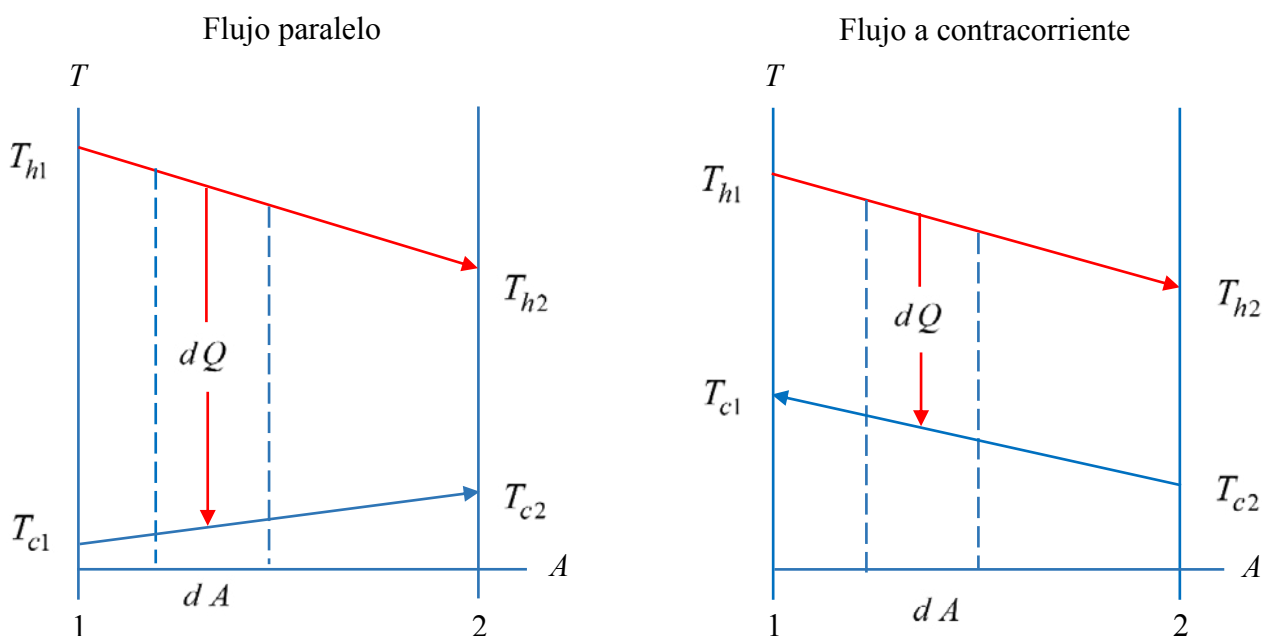
Supongamos que el fluido caliente va por el tubo interior y el fluido frío va por el ánulo que se forma entre ambos tubos, el interior y el exterior. En este caso el calor fluye de dentro hacia afuera.

Los fluidos pueden ir en flujo paralelo o a contracorriente.

La transferencia de calor entre ambos fluidos se da en serie: (1) por convección entre el fluido caliente y la pared interna del tubo interior, (2) por conducción a través de la pared metálica del tubo interior y, finalmente, (3) por convección entre la pared externa del tubo interior y el fluido frío del ánulo.

En el diagrama siguiente, los subíndices son h (caliente) y c (frío). A es el área de transferencia de calor (constante).

Para simplificar, se considera una distribución longitudinal de la temperatura. Un cambio de fase (evaporación o condensación), se consideraría isotérmica en toda la longitud L .



9.2 Cálculo de la diferencia de temperatura promedio (media logarítmica) entre fluidos caliente y frío (ΔT_m)

Tomemos el caso de flujo paralelo

Las variables m , C , U se suponen constantes en toda la longitud del intercambiador, donde:

$$m = \text{flujo másico} \left[\text{ejemplo de unidades es } \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

$$C = \text{calor específico promedio a presión constante,} \left[\text{ejemplo de unidades es } \frac{\text{kJ}}{(\text{kg K})} \right]$$

$$U = \text{coeficiente total de transferencia de calor,} \left[\text{con unidades como } \frac{\text{W}}{(\text{m}^2 \text{ K})} \right]$$

Aplicando la primera ley (y considerando despreciables el trabajo, la fricción y la energía cinética y potencial, como es el caso para la mayoría de aplicaciones de intercambio de calor):

$$dQ = -m_h C_h dT_h = m_c C_c dT_c \quad (1)$$

Despejando:

$$dT_h = -\frac{dQ}{(m_h C_h)} \quad (2)$$

$$dT_c = \frac{dQ}{(m_c C_c)} \quad (3)$$

Restando (3) de (2):

$$dT_h - dT_c = -dQ \left[\frac{1}{(m_h C_h)} + \frac{1}{(m_c C_c)} \right] \quad (4)$$

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) \quad (5)$$

Sustituyendo (5) en (4):

$$d(T_h - T_c) = -dQ \left[\frac{1}{(m_h C_h)} + \frac{1}{(m_c C_c)} \right] \quad (6)$$

Definiendo dQ en función de U (coeficiente total de transferencia de calor):

$$dQ = U (T_h - T_c) dA \quad (7)$$

Sustituyendo (7) en (6):

$$d(T_h - T_c) = -U (T_h - T_c) dA \left[\frac{1}{(m_h C_h)} + \frac{1}{(m_c C_c)} \right] \quad (8)$$

Re-arreglando:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{(T_h - T_c)} = -U dA \left[\frac{1}{(m_h C_h)} + \frac{1}{(m_c C_c)} \right] \quad (9)$$

Integrando entre límites 1 y 2:

$$\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right] = -UA \left[\frac{1}{(m_h C_h)} + \frac{1}{(m_c C_c)} \right] \quad (10)$$

Integrando (2) y (3) entre límites 1 y 2, y re-arreglando:

$$m_h C_h = - \frac{Q}{(T_{h2} - T_{h1})} \quad (11)$$

$$m_c C_c = \frac{Q}{(T_{c2} - T_{c1})} \quad (12)$$

Sustituyendo (11) y (12) en (10):

$$\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right] = \frac{-UA(-T_{h2} + T_{h1} + T_{c2} - T_{c1})}{Q} = \frac{UA[(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})]}{Q}$$

Despejando Q :

$$Q = \frac{UA \left[(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right]} \quad (13)$$

Además, integrando la ecuación (7):

$$Q = U A \Delta T_m \quad (14)$$

De la comparación de ecuaciones (13) y (14):

$$\Delta T_m = \frac{\left[(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right]} \quad (15)$$

Tomando genéricamente las diferencias de temperatura en los extremos del intercambiador de calor, ΔT_1 y ΔT_2 :

$$\Delta T_m = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \text{diferencia de temperatura media logarítmica} \quad (16)$$

Para el caso de flujo a contracorriente, el resultado es el mismo, como se demuestra a continuación:

Se procede del extremo (1) al extremo (2):

$$dQ = -m_h C_h dT_h = -m_c C_c dT_c \quad (1^\circ)$$

Despejando:

$$dT_h = - \frac{dQ}{(m_h C_h)} \quad (2^\circ)$$

$$dT_c = - \frac{dQ}{(m_c C_c)} \quad (3^\circ)$$

Restando (3°) de (2°):

$$dT_h - dT_c = -dQ \left[\frac{1}{(m_h C_h)} - \frac{1}{(m_c C_c)} \right] \quad (4^\circ)$$

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) \quad (5^\circ)$$

Sustituyendo (5°) en (4°):

$$d(T_h - T_c) = -dQ \left[\frac{1}{(m_h C_h)} - \frac{1}{(m_c C_c)} \right] \quad (6^\circ)$$

Definiendo dQ en función de U (coeficiente total de transferencia de calor):

$$dQ = U (T_h - T_c) dA \quad (7^\circ)$$

Sustituyendo (7°) en (6°):

$$d(T_h - T_c) = -U (T_h - T_c) dA \left[\frac{1}{(m_h C_h)} - \frac{1}{(m_c C_c)} \right] \quad (8^\circ)$$

Re-arreglando:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{(T_h - T_c)} = -U dA \left[\frac{1}{(m_h C_h)} - \frac{1}{(m_c C_c)} \right] \quad (9^\circ)$$

Integrando entre límites 1 y 2:

$$\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right] = -UA \left[\frac{1}{(m_h C_h)} - \frac{1}{(m_c C_c)} \right] = UA \left[\frac{1}{(m_c C_c)} - \frac{1}{(m_h C_h)} \right] \quad (10^\circ)$$

Integrando y re-arreglando (2°) y (3°):

$$m_h C_h = - \frac{Q}{(T_{h2} - T_{h1})} \quad (11^\circ)$$

$$m_c C_c = - \frac{Q}{(T_{c2} - T_{c1})} \quad (12^\circ)$$

Sustituyendo (11°) y (12°) en (10°):

$$\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right] = \frac{UA}{Q} * (T_{c1} - T_{c2} + T_{h2} - T_{h1}) = \frac{UA}{Q} * [(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})] \quad (13^\circ)$$

Despejando Q :

$$Q = \frac{UA [(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})]}{\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right]} \quad (14^\circ)$$

Además, integrando la ecuación (7°):

$$Q = UA \Delta T_m \quad (15^\circ)$$

De la comparación de ecuaciones (14°) y (15°):

$$\Delta T_m = \frac{[(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})]}{\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right]} \quad (16^\circ)$$

Tomando genéricamente las diferencias de temperatura en los extremos del intercambiador de calor, ΔT_1 y ΔT_2 :

$$\Delta T_m = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \text{diferencia de temperatura media logarítmica} \quad (17^\circ)$$

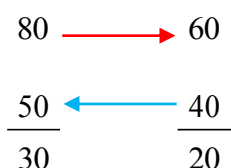
La diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT_m) es mayor para flujo a contracorriente que para flujo en paralelo. Esto es así, excepto cuando hay un fluido isotérmico, en cuyo caso la diferencia de temperatura es la misma para ambos.

Un ejemplo:

Fluido caliente: se enfría de 80 a 60 °C

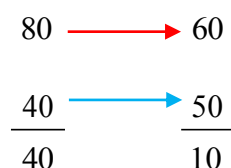
Fluido frío: se calienta de 40 a 50 °C

Contracorriente



$$\Delta T_m = \frac{(30 - 20)}{\ln \left(\frac{30}{20} \right)} = 24.66 \text{ °C}$$

Paralelo



$$\Delta T_m = \frac{(40 - 10)}{\ln \left(\frac{40}{10} \right)} = 21.64 \text{ °C}$$

En el ejemplo no es mucha la diferencia entre ambos valores. Sin embargo, el arreglo de flujos a contracorriente ofrece una ventaja distintiva térmica sobre el caso de flujo en paralelo.

En flujo paralelo, la temperatura de salida del fluido frío es restringida por la temperatura de salida del fluido caliente. En cambio, a contracorriente, la temperatura de salida del fluido frío es restringida por la temperatura de entrada del fluido caliente, pudiéndose recuperar más calor de este último.

El flujo paralelo podría ser mejor para el caso de fluidos muy viscosos, dando mayor valor de U_d .

Las ΔT_m de estos dos tipos de flujo (puro paralelo o puro contracorriente) son las respectivas ΔT de cada sistema, sin requerir corrección alguna.

9.3 Deducción de la resistencia térmica total

En general, para transferencia de carga eléctrica, o de volumen de líquido, o de calor, etc., se establece que:

$$\text{Rapidez de transferencia} = \frac{\text{potencial conductor}}{\text{resistencia}}$$

Comparando con ecuación (14): $Q = UA \Delta T_m$

Potencial conductor = ΔT_m

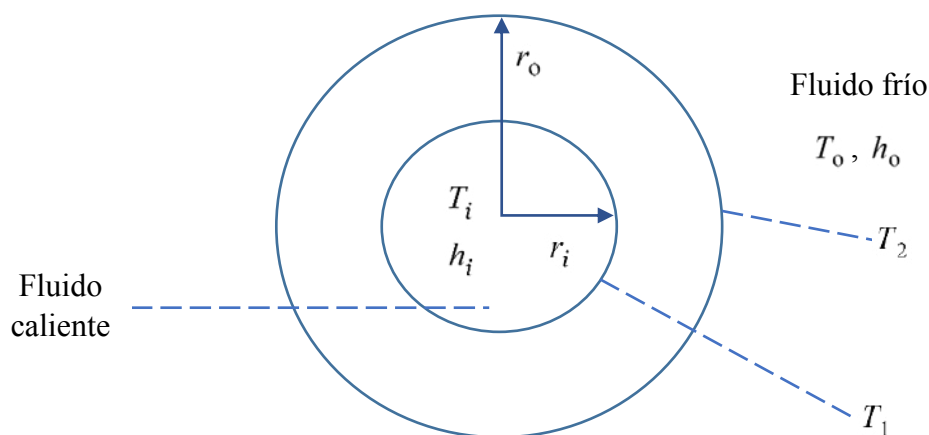
$$\text{Resistencia térmica total} = \frac{1}{UA} \quad (17)$$

Nos referiremos al siguiente diagrama de un tubo cilíndrico desnudo (sin superficie extendida) conduciendo calor de dentro hacia afuera, con el fluido caliente dentro del tubo y el fluido frío fuera del tubo.

Es decir, $T_i > T_o$

La pared cilíndrica del tubo = $r_o - r_i$

Q = rapidez de calor transferido (es el mismo a través de cada resistencia)



Tal resistencia térmica total está formada por tres resistencias en serie: (1) la resistencia pelicular entre el fluido caliente y la pared interna del tubo, (2) la resistencia conductiva a través de la pared del tubo, y (3) la resistencia pelicular entre la pared externa del tubo y el fluido frío.

$$(1) \quad Q \text{ (convectivo interno)} = A_i h_i (T_i - T_1) = \frac{(T_i - T_1)}{\left[\frac{1}{(A_i h_i)} \right]}$$

$$\text{Por tanto, la resistencia convectiva interna} = \left[\frac{1}{(A_i h_i)} \right]$$

$$(T_i - T_1) = \frac{Q}{(A_i h_i)} \quad (a)$$

- (2) Para el caso de calor conductivo, por ahora consideramos que el tubo es desnudo, sin extender su área. Más adelante veremos unos ejemplos con superficie extendida donde se calcula de manera diferente la resistencia metálica correspondiente.

$$Q = (\text{calor conductivo a través de la pared del tubo}) = -kA \frac{dT}{dx}$$

$$dx = \text{espesor del tubo} = dr$$

$$r = \text{radio del tubo cilíndrico}$$

$$k = \text{conductividad del metal del tubo}$$

Para el tubo cilíndrico, el área transversal al flujo (A) y su espesor son función del radio.

$$A = \text{área transversal al flujo} = \text{área de la superficie del tubo} = 2\pi rL$$

$$L = \text{largo del tubo}$$

$$Q = -k 2\pi r L \frac{dT}{dr}$$

Despejando:

$$dT = \left(-\frac{Q}{k 2\pi L} \right) \frac{dr}{r}$$

Integrando entre los límites de pared (r_i y r_o) y de temperatura (T_1 y T_2):

$$T_1 - T_2 = \frac{Q \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} \quad (b)$$

$$Q = \frac{2\pi k L}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} (T_1 - T_2) = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L}}$$

$$\text{Por tanto, la resistencia conductiva a través de la pared del tubo} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L}$$

$$(3) \quad Q \text{ (convectivo externo)} = A_o h_o (T_2 - T_o) = \frac{(T_2 - T_o)}{\left[\frac{1}{A_o h_o} \right]}$$

$$\text{Por tanto, resistencia convectiva externa} = \left[\frac{1}{A_o h_o} \right]$$

$$(T_2 - T_o) = \frac{Q}{A_o h_o} \quad (c)$$

Sumando las diferencias parciales de temperatura (a), (b) y (c) para eliminar las temperaturas intermedias, y sustituyendo $\left(\frac{r_o}{r_i} \right)$ por $\left(\frac{d_o}{d_i} \right)$:

$$T_i - T_o = Q \left[\frac{1}{(A_i h_i)} + \frac{\ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{(2 \pi k L)} + \frac{1}{(h_o A_o)} \right]$$

$$Q = \frac{(T_i - T_o)}{\left[\frac{1}{(A_i h_i)} + \frac{\ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{(2 \pi k L)} + \frac{1}{(h_o A_o)} \right]} = \frac{(T_i - T_o)}{\left[\frac{1}{(UA)} \right]}$$

$$\text{Resistencia total} = \frac{1}{(UA)} = \frac{1}{(A_i h_i)} + \frac{\ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{(2 \pi k L)} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (18)$$

Se aprecia que, al estar las resistencias térmicas en serie, la resistencia total es la suma numérica de las mismas.

Para el caso de resistencias térmicas en paralelo, la conductancia total (recíproco de la resistencia total) es la suma de las conductancias individuales (o suma de los recíprocos de las resistencias individuales).

El valor de Q es el mismo, sea que consideremos como referencia el área externa o la interna:

$$\frac{1}{(UA)} = \frac{1}{(U_o A_o)} = \frac{1}{(U_i A_i)} \quad (19)$$

9.4 Coeficiente total de transferencia de calor referido al área externa (U_o)

De aquí en adelante, tomaremos como referencia el área externa y el valor de U será el correspondiente al área externa:

$$\frac{1}{(U_o A_o)} = \frac{1}{(A_i h_i)} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{(2\pi k L)} + \frac{1}{(h_o A_o)} \quad (20)$$

$$A_o = \pi d_o L \quad (21)$$

$$A_i = \pi d_i L \quad (22)$$

Sustituyendo (21) y (22) en (20), y despejando $\frac{1}{U_o}$:

$$\frac{1}{(U_o)} = \left(\frac{1}{h_i}\right)\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{(2k)} + \frac{1}{h_o} \quad (23)$$

Tomando recíprocos:

$$U_o = \left[\frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2k} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1}$$

$$Q = U_o A_o \Delta T_{\text{sistema}}$$

Cuando el intercambiador es nuevo:

$$U_o = U_{\text{limpia}}$$

Ahora bien, con el uso se pueden ir depositando materiales sobre las paredes de los tubos (sarro, sales, depósitos diversos), ofreciendo una resistencia adicional al paso del calor. En tal caso, requeriríamos una mayor área de transferencia de calor, y esta resultaría de añadir factores de obstrucción a la U_{limpia} , resultando en la $U_{\text{diseño}} (U_d)$, de menor valor:

$$U_d = \left[\frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + d_o \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2k} + \frac{1}{h_o} + R d_i \frac{d_o}{d_i} + R d_o \right]^{-1}$$

Donde:

$R d_i$ = factor de obstrucción del fluido interno

$R d_o$ = factor de obstrucción del fluido externo

Asimismo, esto significaría que cuando nuevo, el intercambiador estaría algo sobrado.

Hay tablas con valores de obstrucción típicos para diversos fluidos, los cuales están tomados de la experiencia.

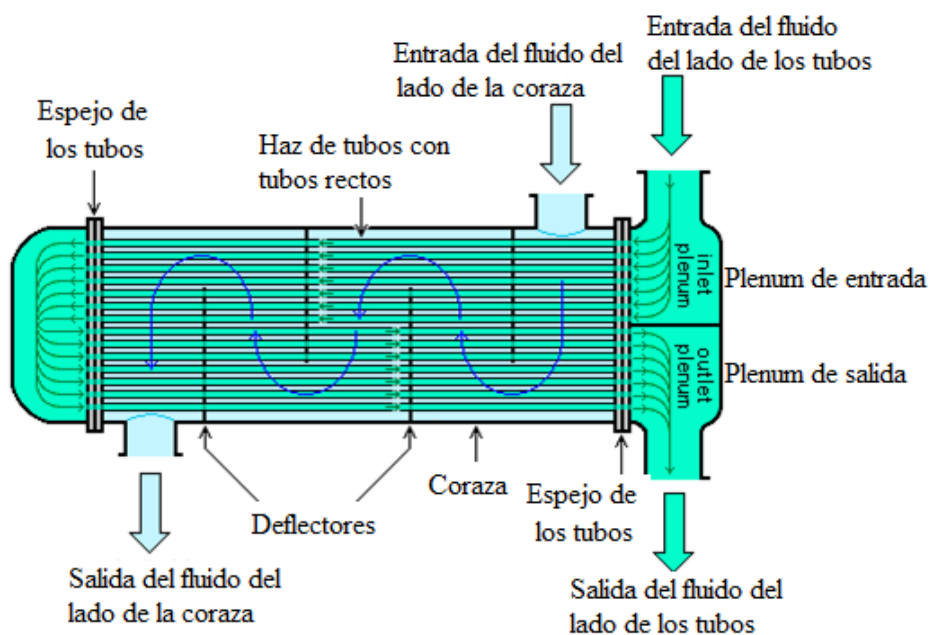
9.5 Factor de corrección (F_T) de la diferencia de temperatura media logarítmica a contracorriente (ΔT_m)

Los intercambiadores de calor no siempre operan solo en paralelo o solo a contracorriente, sino que más frecuentemente operan con una combinación de esos flujos. Dos casos de amplia aplicación son los intercambiadores de coraza y tubos, y los radiadores de flujo cruzado, en los que un fluido gaseoso fluye perpendicularmente a los tubos por donde circula el otro fluido.

Veamos el caso de un intercambiador de coraza y tubos, con un paso en la coraza y dos pasos en los tubos, cuyo diagrama se muestra a continuación.

Intercambiador de calor de tubos rectos

Dos pasos en el lado de los tubos



El fluido de los tubos, de ida va en paralelo con el fluido de la coraza, de regreso va a contracorriente con el mismo.

La ΔT_m debe estar entre las correspondientes a los flujos en paralelo y a contracorriente.

Los pasos en los tubos son normalmente un número par: 2, 4, 6, 8, etc. Los pasos en la coraza, asimismo, pueden ser desde 1 en adelante, con gráficas hasta 6 como un límite práctico, y entre mayor sea el número de estos, mayor será el acercamiento de la ΔT del sistema al valor correspondiente al ΔT_m de flujo a contracorriente.

Para calcular la ΔT del sistema de los casos mencionados, se conserva la ΔT_m –calculada siempre para flujo a contracorriente, cualquiera que sea el tipo real de flujo– y se corrige multiplicándola por un factor F_T , para dar la diferencia de temperatura del sistema ($\Delta T_{\text{sistema}}$) para cualquier situación de flujos correspondiente al equipo:

$$\Delta T_{\text{sistema}} = \Delta T_m * F_T$$

$$F_T \leq 1$$

Para el caso con uno o dos fluidos isotérmicos, $F_T = 1$

La ecuación de transferencia de calor queda así:

$$Q = UA \Delta T_m * F_T$$

$F_T = f$ (los parámetros R , P , y el tipo de flujo)

Nota: P es llamada S en el texto de Kern.

Cálculo de F_T para intercambiadores de coraza y tubos:

N = número de pasos en la coraza (o número de intercambiadores en serie, cada uno con 1 paso en la coraza y 2, o múltiplo de 2, pasos en los tubos).

$$R = \frac{(T_{h \text{ inicial}} - T_{h \text{ final}})}{(T_{c \text{ final}} - T_{c \text{ inicial}})}$$

$$P = \frac{(T_{c \text{ final}} - T_{c \text{ inicial}})}{(T_{h \text{ inicial}} - T_{c \text{ inicial}})}$$

Para $R \neq 1$, calcular:

$$\alpha = \left[\frac{(1 - RP)}{(1 - P)} \right]^{\frac{1}{N}} ; \quad S = \frac{(\alpha - 1)}{(\alpha - R)}$$

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left[\frac{(1 - S)}{(1 - RS)} \right]}{(R - 1) \ln \frac{2 - S \left(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1} \right)}{2 - S \left(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1} \right)}}$$

Para $R = 1$, calcular:

$$S = \frac{P}{[N - (N - 1) P]}$$

$$F_T = \frac{S \sqrt{2}}{(1 - S) \ln \frac{2 - S (2 - \sqrt{2})}{2 - S (2 + \sqrt{2})}}$$

Hay gráficas, comúnmente hasta con 6 pasos en la coraza, de F_T en función de los parámetros R y P .

Para facilitar la lectura de las gráficas, se puede emplear, además del par de valores ya definido (R, P) , el par equivalente de valores $R' \left(= \frac{1}{R} \right)$ y $P' (= R P)$, usando el par que permita mayor claridad en la lectura.

Se aprecia en las gráficas que, para valores de $F_T < 0.75 - 0.8$, se presenta una pendiente aguda, lo que significa un gran cambio en su valor para un pequeño cambio en P . Por esa razón, el mínimo F_T que se emplea debe ser de 0.8 para intercambiadores de coraza y tubos.

Aquí, es oportuno recordar que al aumentar el número de pasos en la coraza (o el número de intercambiadores en serie, cada uno con un paso en la coraza y dos, o su múltiplo, pasos en los tubos) aumenta dicho factor de temperatura para los mismos valores de R y P .

Además, se debe tomar en cuenta que al aumentar el número de pasos en la coraza, la pendiente de las gráficas de F_T se va agudizando, requiriendo a su vez mayor valor del F_T .

En un intercambiador de calor se pueden presentar las siguientes situaciones entre las temperaturas finales de los fluidos caliente y frío:

Los subíndices que se utilizan son:

h = caliente, c = frío, i = inicial, f = final

Tomamos el ejemplo de fluidos a contracorriente:

$$\begin{array}{ccc} T_{hi} & \xrightarrow{\text{rojo}} & T_{hf} \\ T_{cf} & \xleftarrow{\text{azul}} & T_{ci} \end{array}$$

- 1) Aproximación = $T_{hf} - T_{cf}$ (donde $T_{hf} > T_{cf}$)
- 2) Encuentro: $T_{hf} = T_{cf}$
- 3) Cruce = $T_{cf} - T_{hf}$ (donde $T_{hf} < T_{cf}$)

Cuando se presenta un cruce de temperaturas de cierta magnitud, el valor de F_T tal vez sea menor de 0.8 para un intercambiador con un paso en la coraza y dos o más pasos en los tubos (intercambiador 1/2).

En este caso, debemos aumentar el número de pasos en la coraza (o el número en serie de intercambiadores 1/2) hasta tener un valor de F_T mayor a 0.8.

Es decir, tal vez requiramos un intercambiador 2/4 (dos pasos en coraza, 4 pasos en tubos) o su equivalente (dos intercambiadores 1/2 en serie), o quizás un intercambiador con aún más pasos en la coraza.

9.6 Método ε (efectividad) –NTU para diseño de intercambiadores de calor

Este método facilita el cálculo cuando se desconocen las temperaturas de salida de los fluidos.

Definiendo un parámetro:

$$R_C = \frac{(m C)_{\text{menor}}}{(m C)_{\text{mayor}}}$$

Es decir, ambos fluidos (caliente y frío) tienen sus valores del producto $(m C)$. Dichos valores pueden ser diferentes o iguales. Por consiguiente:

$$R_C \leq 1$$

$$\varepsilon = \text{efectividad} = \frac{Q_{\text{real transferido}}}{Q_{\text{máximo transferible}}}$$

$$Q_{\text{máximo transferible}} = (m C)_{\text{menor}} * (T_{h \text{ inicial}} - T_{c \text{ inicial}})$$

De la primera ley:

$$Q_{\text{real transferido}} = (m C)_{\text{menor}} * \Delta T_{\text{fluido con } (m C)_{\text{menor}}} = (m C)_{\text{mayor}} * \Delta T_{\text{fluido con } (m C)_{\text{mayor}}}$$

Nota: para el caso del fluido caliente se considera el valor absoluto (positivo) del ΔT

Si en la definición de efectividad, seleccionamos el fluido con $(m C)_{\text{menor}}$ para el numerador (calor real transferido):

$$\varepsilon = \frac{\left[(m C)_{\text{menor}} * \Delta T_{\text{fluido con } (m C)_{\text{menor}}} \right]}{\left[(m C)_{\text{menor}} * (T_{h \text{ inicial}} - T_{c \text{ inicial}}) \right]}$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{\text{fluido con } (m C)_{\text{menor}}}}{(T_{h \text{ inicial}} - T_{c \text{ inicial}})}$$

$$\Delta T_{\text{fluido con } (m C)_{\text{menor}}} = \varepsilon * (T_{h \text{ inicial}} - T_{c \text{ inicial}})$$

$$Q_{\text{real transferido}} = (m C)_{\text{menor}} * \varepsilon * (T_{h \text{ inicial}} - T_{c \text{ inicial}})$$

Definiendo el parámetro:

$$NTU = \text{número de unidades de transferencia} = \frac{UA}{(m C)_{\text{menor}}}$$

$$\left[\text{Equivalencia con } F_T \text{ empleada antes: } F_T = \frac{\varepsilon * (T_{h \text{ inicial}} - T_{c \text{ inicial}})}{(\Delta T_m * NTU)} \right]$$

Resumiendo:

$$\varepsilon = f(R_C, NTU, \text{ y de la disposición de los fluidos en el intercambiador de calor})$$

Varias fuentes presentan las ecuaciones de efectividad para los diversos tipos de flujos.

9.7 Deducción de efectividad para el caso de fluidos que fluyen en paralelo

Consideramos, sin pérdida de generalidad, el caso de fluido caliente con $(m C)_{\text{menor}}$

Partiendo de la ecuación (6) utilizada en deducir la ΔT_m del sistema:

$$d(T_h - T_c) = -dQ \left[\frac{1}{(m_h C_h)} + \frac{1}{(m_c C_c)} \right] \quad (6)$$

$$R_C = \frac{(m_h C_h)}{(m_c C_c)}$$

$$\frac{1}{(m_c C_c)} = \frac{R_C}{(m_h C_h)}$$

Sustituyendo en (6):

$$d(T_h - T_c) = -dQ \left[\frac{1}{(m_h C_h)} + \frac{R_C}{(m_h C_h)} \right] = - \left[\frac{dQ}{(m_h C_h)} \right] (1 + R_C)$$

De la ecuación (7) empleada antes:

$$dQ = U (T_h - T_c) dA$$

Sustituyendo dQ y re-arreglando:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{(T_h - T_c)} = - \left[\frac{U dA}{(m_h C_h)} \right] (1 + R_C)$$

Integrando de 1 a 2 y usando ecuación de NTU :

$$\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \right] = - \left[\frac{UA}{(m_h C_h)} \right] (1 + R_C) = -NTU (1 + R_C)$$

$$\exp \left[-NTU (1 + R_C) \right] = \frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} \quad (a)$$

Aplicando primera ley al sistema adiabático de los fluidos:

$$R_C = \frac{(m_h C_h)}{(m_c C_c)} = \frac{(T_{c2} - T_{c1})}{(T_{h1} - T_{h2})}$$

Despejando:

$$T_{c2} = T_{c1} + R_C (T_{h1} - T_{h2})$$

Trabajando en el lado derecho de (a) y sustituyendo T_{c2} :

$$\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{[T_{h2} - T_{c1} - R_C (T_{h1} - T_{h2})]}{(T_{h1} - T_{c1})}$$

Sumando y restando T_{h1} al numerador del lado derecho de la ecuación anterior:

$$\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{[-(T_{h1} - T_{h2}) + (T_{h1} - T_{c1}) - R_C (T_{h1} - T_{h2})]}{(T_{h1} - T_{c1})}$$

$$\frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} = -\varepsilon + 1 - R_C * \varepsilon = 1 - \varepsilon (1 + R_C)$$

Regresando a ecuación (a):

$$\exp \left[-NTU (1 + R_C) \right] = 1 - \varepsilon (1 + R_C)$$

Despejando:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1+R_C)}}{1 + R_C}$$

$$NTU = \frac{\ln \frac{1}{1 - (\varepsilon)(1 + R_C)}}{(1 + R_C)}$$

El resultado es el mismo si el fluido frío es el que tiene la menor $(m C)$.

Igualmente se deducen ecuaciones para los demás tipos de flujos: contracorriente, mezcla de paralelo-contracorriente, cruzado, etc. Asimismo, se tienen gráficas de efectividad en función de los parámetros NTU , R_C , y disposición de flujos.

9.8 Deducción de efectividad para caso de un fluido isotérmico

Tomamos el caso de un vapor saturado, condensando a T_S (temperatura constante del vapor). El fluido frío es el no isotérmico y el de menor mC .

Propiedades del fluido frío:

m = flujo másico

C = calor específico

$\Delta T_{\text{sistema}}$ = diferencia de temperatura del sistema

$$\begin{array}{ccc} T_S & \xrightarrow{\text{red}} & T_S \\ T_{cf} & \xleftarrow{\text{blue}} & T_{ci} \\ \hline T_S - T_{cf} & & T_S - T_{ci} \end{array}$$

$$\Delta T_{\text{sistema}} = \Delta T_m * F_T$$

Para caso fluido isotérmico, $F_T = 1$

$$\Delta T_{\text{sistema}} = \left[\frac{(T_S - T_{ci}) - (T_S - T_{cf})}{\ln \left[\frac{(T_S - T_{ci})}{(T_S - T_{cf})} \right]} \right]$$

$$\Delta T_{\text{sistema}} = \left[\frac{(T_{cf} - T_{ci})}{\ln \left[\frac{(T_S - T_{ci})}{(T_S - T_{cf})} \right]} \right]$$

$$Q_{\text{sistema}} = UA \Delta T_{\text{sistema}} = UA \frac{(T_{cf} - T_{ci})}{\ln \left[\frac{(T_S - T_{ci})}{(T_S - T_{cf})} \right]}$$

$$Q_{\text{fluido frío}} = m C (T_{cf} - T_{ci})$$

Igualando calores y reagrupando:

$$\frac{UA(T_{cf} - T_{ci})}{\ln \left[\frac{(T_S - T_{ci})}{(T_S - T_{cf})} \right]} = m C (T_{cf} - T_{ci})$$

$$\frac{UA}{m C} = \ln \left[\frac{(T_S - T_{ci})}{(T_S - T_{cf})} \right]$$

$$NTU = \ln \left[\frac{(T_S - T_{ci})}{(T_S - T_{cf})} \right]$$

$$e^{NTU} = \frac{(T_S - T_{ci})}{(T_S - T_{cf})}$$

$$e^{-NTU} = \frac{(T_S - T_{cf})}{(T_S - T_{ci})}$$

Sumando y restando T_{ci} al numerador:

$$e^{-NTU} = \frac{\left[(T_S - T_{ci}) - (T_{cf} - T_{ci}) \right]}{(T_S - T_{ci})} = 1 - \varepsilon$$

Despejando:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}$$

$$NTU = \ln \frac{1}{1 - \varepsilon}$$

9.9 Modos de operación de los equipos de transferencia de calor

Ahora bien, en general, presentamos la transferencia de calor mediante dos modos: en recuperadores de calor (equipos de casco y tubos y radiadores de flujo cruzado), donde sucede a través de una pared metálica que separa los fluidos caliente y frío; y en regeneradores, donde una matriz de material recibe y guarda calor del fluido caliente y, posteriormente, lo cede al fluido frío. En este caso, ambos fluidos fluyen alternativamente a través de la matriz.

Además, los equipos pueden tener superficie tubular desnuda (por ejemplo, un tipo de equipo de casco y tubos) o superficie tubular extendida (por ejemplo, en equipos de casco y tubos con tubos de bajo aleteado y en radiadores con alto aleteado).

Los equipos pueden operar en estado estable, donde las temperaturas no varían con el tiempo, sino solo con la distribución espacial, o pueden operar en estado transitorio o inestable, donde las temperaturas no solo varían con la distribución espacial, sino que también varían con el tiempo.

9.10 Equipo de transferencia de calor con superficie extendida (Radiadores de tubos con alto aleteado)

En esta sección, emplearemos tubo redondo con alto aleteado continuo integral (bimetálico) y calcularemos con el método de D. Q. Kern

Abajo está un ejemplo de un intercambiador de superficie extendida (radiador), con tubos aleteados por cuyas aletas externas pasa aire forzado por un ventilador.

El aire pasa transversalmente por un marco delimitado por el área $(H * L)$ y fluye longitudinalmente por el ancho W .

El área transversal libre de flujo (a s) puede ser de valor cercano a la mitad del área del marco, debido a las restricciones al flujo presentadas por las aletas y partes del tubo sin aletear.

El fluido a calentar o enfriar pasa por el interior de los tubos de longitud L (es la distancia entre los cabezales o depósitos del fluido que va por los tubos), estableciéndose la transferencia de calor a través de la pared del tubo y a través de las aletas. En el alto H van los tubos / hilera y según el número de hileras será el ancho W .

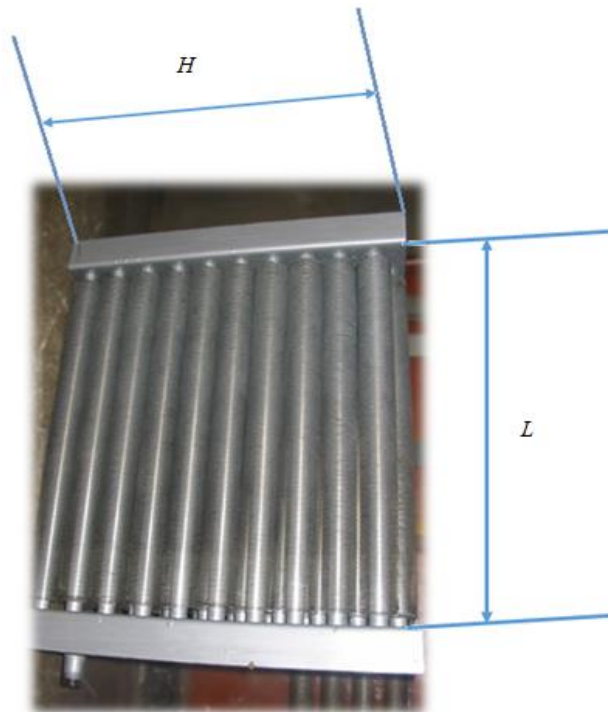


Un radiador de tubos aleteados con un ventilador montado.

Se observa el área ($H * L$) transversal al flujo de aire, y la distancia W recorrida por el mismo

Tubos con aleteado helicoidal individual

Se observan 10 tubos por cada hilera, en el alto H





Un radiador con un número par de pasos en los tubos

Diagrama (1)

Sección transversal de un tubo redondo con aleteado individual y aleta continua:

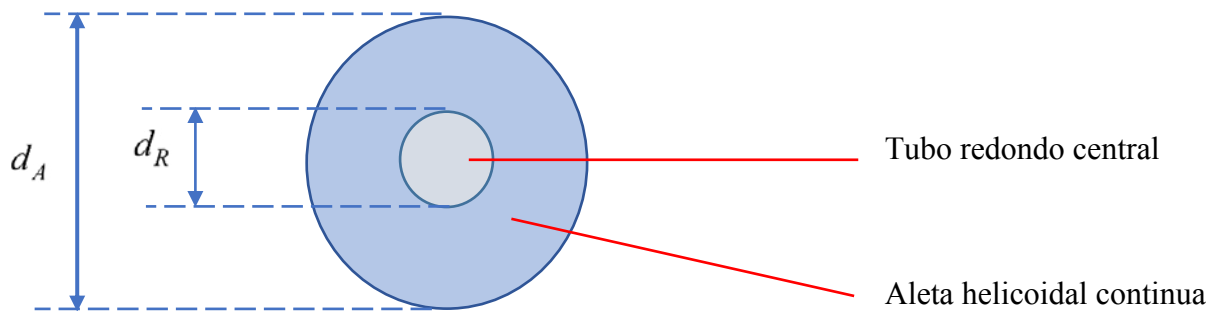
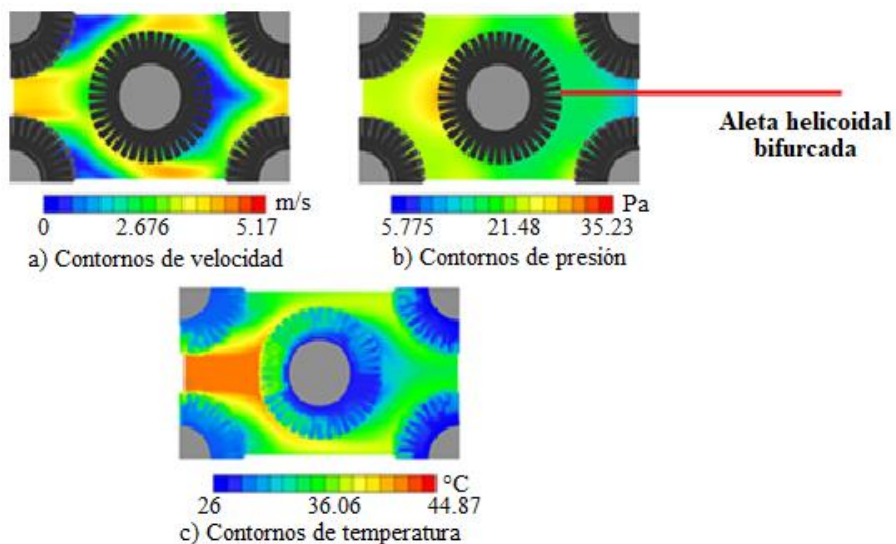


Diagrama (2)

A continuación, diagrama de tubo individualmente aleteado con aletas bifurcadas y posibles variaciones en velocidad, presión y temperatura:

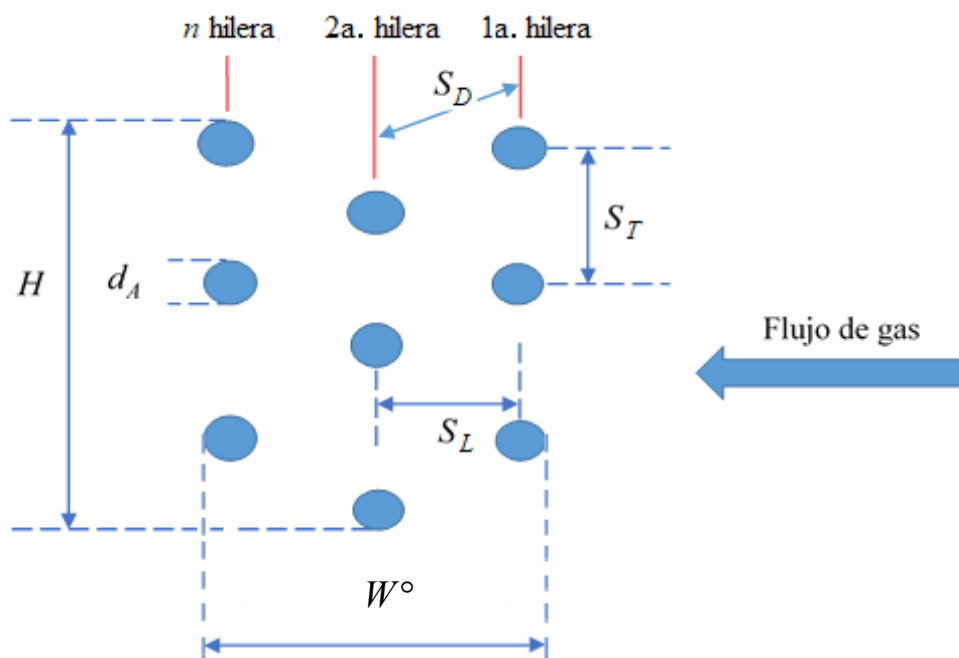


En los dibujos se aprecia que el fluido tiene mayor velocidad y temperatura y ejerce mayor presión en la parte frontal del tubo donde choca, que en la parte trasera del mismo.

Se emplean los valores promedio para el conjunto aleteado.

Empleando el método de Kern:

En el diagrama del radiador de dimensiones $H * W * L$, el diámetro dibujado corresponde al diámetro aleteado. El largo L es perpendicular al flujo de gas.



Dimensiones en metros: H , L , L_A , W° , S_T , S_L , d_R (diámetro raíz), d_A (diámetro aleteado), w (alto aleta), Y_b (espesor de la aleta),

N_H = Número de hileras de tubos

$$\frac{T}{H} = \frac{\text{tubos}}{\text{hilera}}$$

El largo L es perpendicular al dibujo y al flujo de gas.

$$H = \text{alto aleteado} = \left(\frac{T}{H} - \frac{1}{2} \right) * (S_T) + d_A$$

L = largo de los tubos entre espejos (cada espejo es una cara de los cabezales o depósitos del fluido)

Nota: al largo aleteado de los tubos se le quitan 19 mm a cada uno de los extremos que serán unidos a los espejos.

$$L_A = \text{largo aleteado} = (L - 0.038)$$

$$W^\circ = \text{ancho aleteado} = \left[(N_H - 1) * (S_L) \right] + d_A$$

Si el tubo se cubre por completo con el material de la aleta (formando una especie de manga), como en tubos bimetalicos con aleteado integral, el diámetro de la raíz de la aleta será ligeramente mayor al diámetro externo del tubo.

$$w = \text{alto de aleta} = \frac{(d_A - d_R)}{2}$$

N = número de aletas por metro lineal de tubo

Y_b = espesor de la aleta

$$a_s = \text{área libre transversal al flujo} = L \left[H - \left(\frac{T}{H} \right) (d_R + 2N w y_b) \right] \quad [\text{m}^2]$$

$$A_f = \text{área de las aletas} = \left(\frac{\pi}{2} \right) (d_A^2 - d_R^2) * N \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{m} * \text{tubo}} \right]$$

$$A_o = \text{área del tubo sin aletas} = \pi d_R * (1 - Y_b * N) \left[\frac{\text{m}^2}{\text{m} * \text{tubo}} \right]$$

Perímetro proyectado = suma de todas las distancias externas en la vista plana de un tubo

$$\text{aleteado} = 2 \left(2N w + 1 - NY_b \right) \left[\frac{\text{m}}{\text{m} * \text{tubo}} \right]$$

D_{EC} = diámetro equivalente para transferencia de calor

$$= \frac{2 \left(A_f + A_o \right)}{\left(\pi * \text{perímetro proyectado} \right)} \left[\text{m} \right]$$

Volumen libre neto = volumen libre entre centros de dos hileras contiguas de tubos

$$= L \left\{ H * S_L - \left(\frac{T}{H} \right) \left(\frac{\pi}{4} \right) \left[d_R^2 + (N y_b) (d_A^2 - d_R^2) \right] \right\} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{hilera}} \right]$$

$$\text{Superficie friccional} = L \left(A_f + A_o \right) \left(\frac{T}{H} \right) \left[\frac{\text{m}^2}{\text{hilera}} \right]$$

$$D_{EV} = \text{diámetro equivalente para caída de presión} = 4 \frac{\text{volumen libre neto}}{\text{superficie friccional}} \left[\text{m} \right]$$

$$A_{o \text{ total}} = \text{área externa total} = \left(A_f + A_o \right) \left[\frac{\text{m}^2}{\text{m} * \text{tubo}} \right]$$

$$A_{\text{externa de una hilera}} = L_A * \left(A_f + A_o \right) * \left(\frac{T}{H} \right) \left[\frac{\text{m}^2}{\text{hilera}} \right]$$

Con las definiciones anteriores, podemos calcular cualquier radiador de tubo redondo aleteado.

La idea básica para su uso es compensar por un bajo coeficiente de transferencia de calor por convección (h), aumentando el área de la transferencia (A), pues recordemos que la resistencia térmica al flujo de calor es la inversa del producto ($h * A$) y se trata de minimizarla.

En otras palabras, se aplica primordialmente a gases, los cuales tienen un bajo h , comparado con los líquidos.

CAPÍTULO 10

Ejemplos de diseño de intercambiadores de calor en estado estable

10.1 Introducción

En este capítulo se analizarán seis ejemplos de diseño de intercambiadores de calor aplicados a situaciones reales de la industria. El primero de ellos es del tipo “casco y tubos” (se emplea tubo desnudo, aunque también podría emplear tubos con bajo aleteado), seguido por cinco ejemplos del tipo radiadores, los cuales emplean tubos con alto aleteado (normalmente en flujo cruzado).

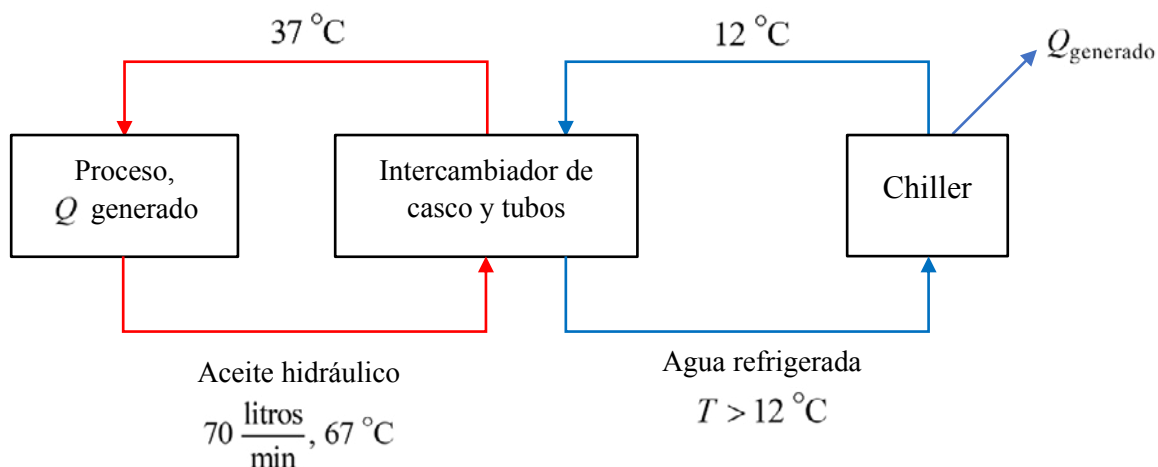
10.2 Intercambiador de calor de coraza (casco) y tubos para enfriar aceite hidráulico mediante agua refrigerada

Condiciones: Opera en estado estable y se emplea tubo desnudo

Datos del usuario:

Se tiene un flujo de aceite hidráulico de 70 litros por minuto, que se desea enfriar desde $67\text{ }^{\circ}\text{C}$ inicial hasta $37\text{ }^{\circ}\text{C}$ final, mediante agua de chiller (enfriador) de $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ inicial.

Diagrama del proceso



El tipo de aceite hidráulico es: ISO-VG-68 (Mobil AW).

μ = viscosidad

$$\mu \text{ a } 40^{\circ}\text{C} = 68 \text{ cstk (} \equiv 60 \text{ cps)}$$

$$\mu \text{ a } 100^{\circ}\text{C} = 8.5 \text{ cstk (} \equiv 7.5 \text{ cps)}$$

Índice de viscosidad = 95

Donde:

cstk * gravedad específica = cps

$$s = \text{gravedad específica} = \frac{\rho_{\text{aceite}}}{\rho_{\text{agua}}} = 0.878$$

No se especifican caídas de presión máximas ni factores de obstrucción.

Hasta aquí los datos del usuario.

Usaremos factores de obstrucción de $0.000176 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$ para el aceite y $0.000088 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$ para el agua.

$$^{\circ}\text{API de fracción de petróleo} = \left[\frac{141.5}{\text{gravedad específica a } 15.6^{\circ}\text{C}} \right] - 131.5$$

La gravedad específica del aceite corresponde a 30°API . Con esta información recabamos los valores de C (calor específico a presión constante) y de k (conductividad térmica) a la temperatura promedio del aceite.

La viscosidad es importante en la transferencia de calor, debemos tener un valor promedio adecuado.

En general, la variación de la viscosidad con la temperatura tiene la siguiente relación:

$$\mu (\text{cps}) = a \exp\left(\frac{b}{T}\right)$$

Donde:

T en grados K

Con los dos valores dados de viscosidad, se determinan los valores de a y b y, posteriormente, su valor a la temperatura promedio.

$$\mu = 0.00014586 \exp \left(\frac{4046.21}{T} \right)$$

$$\text{Temperatura promedio del aceite} = \left(\frac{1}{2} \right) (67 + 37) = 52 \text{ } ^\circ\text{C} \equiv 325 \text{ K}$$

$$\mu \text{ a } 325 \text{ K} = 36.9 \text{ cps} \equiv 0.0369 \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$$

Otras propiedades del aceite a su temperatura promedio:

$$k = 0.1298 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(0.075 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$C = 2007.7 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(0.48 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$\text{Pr} = \text{número de Prandtl} = \left(\frac{C\mu}{k} \right) = 571$$

Usaremos un intercambiador tubular, parecido al de la figura presentada antes.

– Balance de energía

$$Q_{\text{aceite}} = -m C \Delta T$$

$$m_{\text{aceite}} = 70 \frac{\text{litros}}{\text{min}} * \left(\frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \right) * \left(0.878 \frac{\text{kg}}{\text{litro}} \right) = 1.0243 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(8122.5 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \right)$$

$$Q_{\text{aceite}} = 1.0243 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 2007.7 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * (67 - 37) \text{ K} = 61695 \text{ W} \left(210500 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

$$Q_{\text{agua}} = 61695 \text{ W} = m C \Delta T$$

$$C_{\text{agua}} = 4182.8 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(1.0 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right) \text{ en un amplio rango de temperaturas.}$$

Por tanto, $(m * \Delta T)_{\text{agua}} = \frac{61695}{4182.8} = 14.75 \frac{\text{kg K}}{\text{s}}$

En los chillers de agua refrigerada, normalmente la ΔT del agua es de 5 a 8 °C.

Vamos a considerar una ΔT de 6 °C.

$$m = \frac{14.75}{6} = 2.458 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(19493 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \right) \equiv 39 \text{ GPM (galones por minuto)}$$

$$T_{\text{final del agua}} = 12 + 6 = 18 \text{ °C}$$

$$T_{\text{promedio agua}} = \left(\frac{1}{2} \right) (12 + 18) \text{ °C} = 15 \text{ °C}$$

$$\mu_{\text{agua}} \text{ a } 15 \text{ °C} = 1.2 \text{ cps} = 0.0012 \frac{\text{kg}}{\text{ms}} \left(2.90 \frac{\text{lb}}{\text{ft h}} \right)$$

$$k_{\text{agua}} = 0.594 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \left(0.343 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft °F}} \right)$$

$$\text{Pr} = \frac{4182.8 * 0.0012}{0.594} = 8.45$$

$\Delta T_{\text{sistema}}$

$$\begin{array}{ccc} 67 \text{ °C} & \xrightarrow{\text{red}} & 37 \text{ °C} \\ 18 \text{ °C} & \xleftarrow{\text{blue}} & 12 \text{ °C} \\ \hline 49 & & 25 \end{array}$$

$$\Delta T_m = \left[\frac{(49 - 25)}{\ln \left(\frac{49}{25} \right)} \right] \text{ °C} = 35.66 \text{ °C} (64.2 \text{ °F})$$

$$F_T = f(R, P)$$

$$R = \frac{(67 - 37)}{(18 - 12)} = 5$$

$$P = \frac{(18 - 12)}{(67 - 12)} = 0.109$$

Cálculo de F_T :

Para $R \neq 1$

Probar con $N=1$

$$\alpha = \left[\frac{(1 - RP)}{(1 - P)} \right]^{\frac{1}{N}} = \left[\frac{(1 - 5 * 0.109)}{(1 - 0.109)} \right] = 0.5107$$

$$S = \frac{(\alpha - 1)}{(\alpha - R)} = \frac{(0.5107 - 1)}{(0.5107 - 5)} = 0.109$$

Sustituyendo valores de R y S en la ecuación de factor de corrección de temperatura (F_T):

$$F_T = 0.975$$

Significa que un paso en la coraza, o una sola coraza, es suficiente.

Alternativamente, se puede consultar gráfica de F_T vs. valores de R , P , para cierta N .

$$\Delta T_{\text{sistema}} = \Delta T_m * F_T = 35.66 * 0.975 = 34.77 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (} 62.6 \text{ } ^\circ\text{F) }$$

Sustituyendo valores en ecuación de transferencia de calor:

$$Q = UA \Delta T_{\text{sistema}}$$

$$UA = \frac{Q}{\Delta T_{\text{sistema}}} = \frac{61695 \text{ W}}{34.77 \text{ K}} = 1774.4 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Según el valor de U , será el valor de A .

El punto importante por resaltar es que, para calcular el valor de U tenemos que partir de un tamaño dado (o supuesto) del intercambiador. Se calcula dicho valor y se ve si cumple con los requerimientos de transferencia de calor y de caídas de presión permisibles.

Si no se satisfacen los requerimientos, se parte de otro tamaño y se calcula nuevamente, y así hasta cumplir los requisitos. Es un proceso iterativo.

Referente a las dimensiones del intercambiador tubular, en general cuanto menor sea el diámetro de la coraza (o más largo sea), más barato será el construirlo.

Esto implica, además, siempre que sea posible, aprovechar al máximo las caídas de presión permisibles en ambos fluidos.

Podemos suponer un valor de U , para darnos una idea del tamaño del intercambiador.

Tal suposición será basada en valores empíricos de U para distintos pares de fluidos, fluyendo ya sea por la coraza o por los tubos.

Supongamos un valor de U de $114 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \left(20 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)$. En tal caso:

$$A = \frac{1774.4}{114} = 15.6 \text{ m}^2 \left(168 \text{ ft}^2 \right)$$

Si consideráramos una coraza de acero al carbón de 0.2032 m (8 in) diámetro nominal, cédula 40, tendría 0.219 m diámetro exterior, 0.2027 m diámetro interior, y le cabrían 156 tubos rectos con un espaciado equilátero- triangular de 0.0127 m (1/2 in) entre centros.

Equivalentemente, colocamos 78 tubos doblados en forma de U (desnudos, sin superficie extendida) que nos darían los mismos 156 tramos rectos.

Dichos tubos serían de 0.00953 m (3/8 in) diámetro exterior (d_E), calibre 18 BWG (pared 0.001245 m), de 0.00704 m (0.277 in) diámetro interior (d_I), arreglados para dar 4 pasos en los tubos (39 tubos rectos/paso), de acero al carbón.

Seleccionamos tubos en U porque así el intercambiador tendrá un solo espejo y, además, los tubos pueden expandirse libremente (flotar), sin temor a rupturas en la unión tubo-espejo causadas por expansión diferencial de los materiales.

Al emplear tales tubos en U , el número de pasos en los tubos debe ser par.

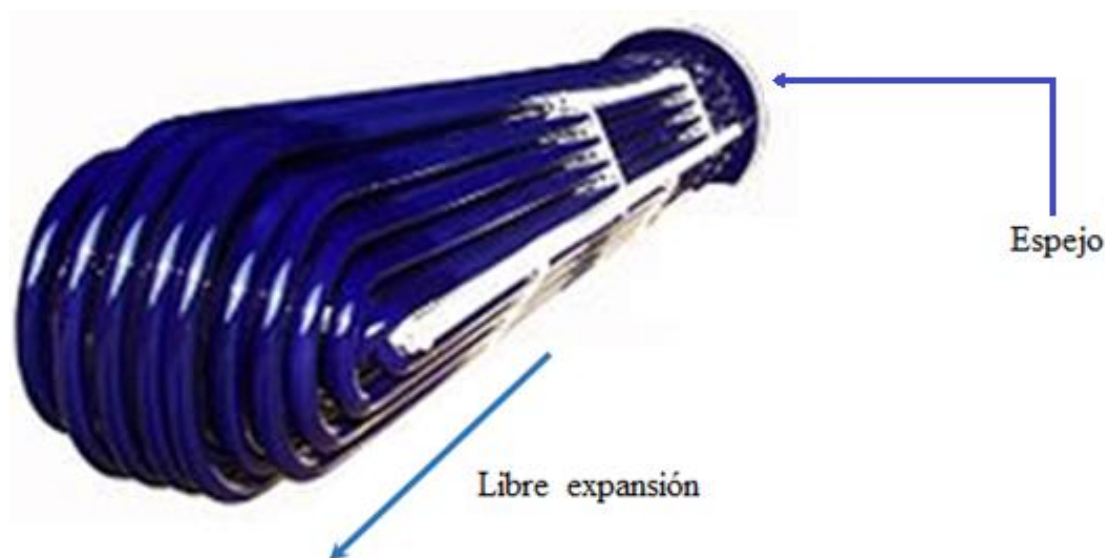
Normalmente, se emplean baffles (deflectores) para aumentar la turbulencia y velocidad del fluido que va por la coraza (bañando la superficie externa de los tubos), con el fin de aumentar el coeficiente pelicular de transferencia de calor.

Claro que esto lleva aparejado un aumento en la caída de presión del mismo fluido.

En cuanto a la colocación de los fluidos, normalmente por el lado de los tubos va el agua de enfriamiento, los fluidos sucios y/o corrosivos, los de mayor presión y temperatura, de pequeña o moderada ΔT entre entrada y salida, de mayor flujo másico y de menor viscosidad.

El agua la pasaremos por dentro de los tubos.

El aceite lo pasaremos por la coraza (por fuera de los tubos), pues tiene un flujo algo pequeño. Diagrama mostrando un haz de tubos en U , en este caso sin baffles o deflectores.



La longitud recta requerida sería:

$$L = \frac{A}{(N \text{ tubos rectos} * \pi * d_E)} = \frac{15.6}{(156 * \pi * 0.00953)} = 3.34 \text{ m (11 ft)}$$

Nota: Serían 78 tubos de aprox. 6.85 metros de largo, doblados en U .

Para la U más pequeña, formada entre las dos hileras más cercanas de tubos, la distancia entre centros de tubos de las dos hileras debe ser igual o mayor a 4 veces el diámetro externo del tubo (mayor a $4 * 9.53 = 38$ mm, en este caso). Esto evitará que se “chupen” o aplanen los tubos, al doblarlos en U .

Probaremos esas dimensiones.

– ***Lado de los tubos (agua refrigerada)***

Normalmente queremos una velocidad del agua en los tubos en el rango de 0.9 a $2.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ $\left(3 - 9 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$. Aparte de dar adecuados coeficientes de transferencia de calor y evitar se depositen minerales en los tubos, se obtienen adecuadas caídas de presión.

Considerar 4 pasos en los tubos:

$$\text{Número de tubos rectos por paso} = \frac{156}{4} = 39$$

$$a_T = \text{área transversal por paso} = \frac{39 * \pi * 0.00704^2}{4} = 0.00152 \text{ m}^2 \left(0.0163 \text{ ft}^2 \right)$$

$$G_T = \text{masa velocidad} = \frac{m_{\text{agua}}}{a_T} = \frac{2.458}{0.00152} = 1617.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \left(1191283 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$V_T = \frac{G_T}{\rho} = 1617.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} * \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ kg}} = 1.62 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(5.3 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Re}_T = \text{Reynolds, tubos} = \frac{d_I * G_T}{\mu} = \frac{0.00704 * 1617.1}{0.0012} = 9487$$

Lo podemos considerar turbulento $\left(\text{Re} \geq 10^4 \right)$

h_i = coeficiente pelicular (o convectivo) interno

Ecuación de Sieder-Tate de coeficiente interno para flujo turbulento ($Re \geq 10^4$):

$$h_i = \left(\frac{k}{d_I} \right) * 0.023 * Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Ecuación de Hausen de coeficiente interno para flujo de transición ($2100 < Re \leq 10^4$):

$$h_i = \left(\frac{k}{d_I} \right) * 0.116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} * \left[1 + \left(\frac{d_I}{L} \right)^{2/3} \right]$$

Ecuación de Sieder-Tate de coeficiente interno para flujo laminar ($Re \leq 2100$):

$$h_i = \left(\frac{k}{d_I} \right) * 1.86 * \left[Re Pr \left(\frac{d_I}{L} \right) \right]^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

La ecuación de Gnielinski sirve para ambos regímenes, de transición y turbulento:

$$h_i = \frac{\left(\frac{k}{d_I} \right) \left(\frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr \left[1 + \left(\frac{d_I}{L} \right)^{2/3} \right]}{\left[1 + (Pr^{2/3} - 1) (12.7) \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} \right]}$$

Donde:

$$f = (0.782 \ln Re - 1.51)^{-2}$$

μ_w = viscosidad a la temperatura de la pared del tubo (interna o externa).

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \approx 1.0, \text{ para el agua}$$

Sustituyendo valores en ecuación de flujo turbulento:

$$h_i = \left(\frac{0.594}{0.00704} \right) * 0.023 * 9487^{0.8} * 8.45^{1/3} = 6006 \frac{W}{m^2 \text{ interno } K} \left(1059 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ interno } F} \right)$$

Alternativamente, para el caso del agua, podemos leer la gráfica de la figura 9.3 de Kern & Kraus, de $h_i = \text{vs.}$ velocidad del agua, con T promedio como parámetro.

– **Calcular la caída de presión en los tubos (Serth) en bar**

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{sección recta}} + \Delta P_{\text{retornos}} \text{ (incluye entradas y salidas)} + \Delta P_{\text{conexiones}}$$

$$\Delta P_{\text{sección recta}} = \frac{f_t G_T^2 L * n}{\left[2.005 * 10^8 * d_I * s * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right]}$$

Donde:

$$s = \text{gravedad específica} = \frac{\text{densidad del fluido}}{\text{densidad del agua}} = 1.0$$

f_t = factor fricción

L = longitud de la sección recta (m)

n = número de pasos = 4

De Kern y Kraus, y TEMA¹:

$$\text{Para } Re > 1000, f_t = 0.4137 (Re)^{-0.2585}$$

$$\text{Para } Re \leq 1000, f_t = \left(\frac{64}{Re} \right) * 1.10$$

$$G_T = \text{masa velocidad} = 1617.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \left(1191283 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$f_t = 0.4137 (9487)^{-0.2585} = 0.0388$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_{\text{recta}} = \frac{0.0388 * 1617.1^2 * L * 4}{\left(2.005 * 10^8 * 0.007036 \right)} = 0.288 * L$$

¹ Kern y Kraus, *Extender Surface Heat Transfer*, Mc Graw Hill Book Company, 1972; y *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 5a. ed., Tarrytown, New York, 1970

$$\Delta P_{\text{retornos}} = 0.5 * 10^{-8} \left(\frac{G_T^2}{s} \right) * (\text{número de cabezales} - \text{velocidad})$$

Número de cabezales-velocidad:

<u>Régimen de flujo</u>	<u>Tubos regulares</u>	<u>Tubos en U</u>
Turbulento	$2n - 1.5$	$1.6n - 1.5$
Laminar	$3.25n - 1.5$	$2.38n - 1.5$

$$\Delta P_{\text{retornos}} = 0.5 * 10^{-8} \left(\frac{1617.1^2}{1} \right) (1.6 * 4 - 1.5) = 0.064$$

$$\Delta P_{\text{conexiones}} (\text{flujo turbulento}) = 7.5 * 10^{-9} \left(\frac{G_{\text{con}}^2}{s} \right)$$

$$\Delta P_{\text{conexiones}} (\text{flujo laminar}) = 1.5 * 10^{-8} \left(\frac{G_{\text{con}}^2}{s} \right)$$

Conexiones de 2 pulgadas nominal cédula 40 (diámetro interior 0.0525 m):

$$(G_{\text{con}}) = \frac{2.458 * 4}{\pi * 0.0525^2} = 1135.4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}}$$

$$\Delta P_{\text{conexiones}} = \frac{7.5 * 10^{-9} * 1135.4^2}{1} = 0.01$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0.288 * L + 0.064 + 0.01 = 0.074 + 0.288 L$$

La longitud L , según la U supuesta, corresponde a 3.35 m (11 ft). La caída total de presión sería de 1.04 bar (15.1 psi). Está algo arriba del rango normal, aunque puede reducirse si la U calculada es mayor que la U supuesta. Por tanto, proseguimos con el cálculo.

– **Lado de la coraza (aceite hidráulico)**

Emplearemos el método Delaware, simplificado por Kern y Kraus.

Se usa un diámetro equivalente para el flujo por fuera de los tubos:

$$d_{EQ} = \text{diámetro equivalente} = \frac{4 \text{ área libre de flujo}}{\text{perímetro mojado}} :$$

Para caso arreglo en cuadro de los tubos:

$$d_{EQ} = \frac{4 \left[P_T^2 - \frac{\pi d_E^2}{4} \right]}{\pi d_E}$$

Para caso arreglo equilátero-triangular de los tubos:

$$d_{EQ} = \frac{4 \left[P_T^2 * 0.86 - \frac{\pi d_E^2}{4} \right]}{\pi d_E}$$

Donde:

$$P_T = \text{paso de los tubos} = 0.0127 \text{ m (0.5 in)}$$

Sustituyendo valores para el arreglo equilátero-triangular:

$$d_{EQ} = 0.0090 \text{ m (0.355 in)}$$

$$a_S = \text{área transversal al flujo} = d_S * C^\circ * \frac{B}{P_T}$$

$$C^\circ = P_T - d_E = 0.0127 - 0.00953 = 0.00317 \text{ m}$$

$$d_S = \text{diámetro interno de la coraza} = 0.203 \text{ m (7.98 in)}$$

$$B = \text{espaciado de los baffles o deflectores} = 0.0508 \text{ m (2 in)}$$

Rango de valores de B :

$$(\text{El mayor de entre } 0.2 d_S \text{ y } 0.0508 \text{ m}) \leq B \leq d_S$$

El corte del bafle (ventana del bafle) = $0.2 * d_s$ (es un valor mandatorio para las gráficas y ecuaciones empleadas).

Sustituyendo valores:

$$a_s = \frac{0.203 * 0.00317 * 0.0508}{0.0127} = 0.0026 \text{ m}^2 \left(0.028 \text{ ft}^2 \right)$$

$$G_s = \text{masa velocidad} = \frac{m_{\text{aceite}}}{a_s} = \frac{1.0243}{0.0026} = 394 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \left(290222 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$\text{Re}_s = \frac{d_{EQ} * G_s}{\mu} = \frac{0.009 * 394}{0.0369} = 96$$

$$\frac{B}{d_s} = \frac{0.0508}{0.203} = 0.25$$

$$J_H = 0.5 \left(1 + \frac{B}{d_s} \right) \left(0.08 \text{Re}_s^{0.6821} + 0.7 \text{Re}_s^{0.1772} \right)$$

$J_H = 2.1$, ya sustituyendo valores.

$$\frac{h_s}{\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}} = J_H \left(\frac{k}{d_{EQ}} \right) \text{Pr}^{1/3} = 2.1 \left(\frac{0.1298}{0.009} \right) (571)^{1/3} = 251.3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \left(44.3 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)$$

Igualmente, se puede leer en la figura 10.10 de Kern y Kraus, el factor J_H vs. Re , con $\frac{B}{d_s}$ como parámetro.

– *Cálculo de la temperatura de la pared del tubo (t_w)*

Para el caso de tubo metálico desnudo (como el que estamos usando) se puede despreciar la resistencia interna del tubo metálico, lo que facilita el cálculo de su temperatura. Por tanto, la temperatura (t_w) es la misma, tanto para la pared interna como para la pared externa.

Igualmente, en la suma de resistencias térmicas no se considera dicha resistencia metálica.

A continuación, se presenta balance de rapidez de transferencia de calor por unidad de área (flux, Q°).

Para caso de fluido caliente fuera de tubos:

$$Q^\circ = \frac{(T_C - T_F)}{(r_o + r_{io})} = \frac{(T_C - t_W)}{r_o} = \frac{(t_W - T_F)}{r_{io}}$$

Despejando t_W :

$$t_W = T_F + \frac{r_{io}}{r_{io} + r_o} (T_C - T_F) = T_C - \frac{r_o}{r_{io} + r_o} (T_C - T_F)$$

Para caso de fluido caliente dentro de tubos:

$$Q^\circ = \frac{(T_C - T_F)}{(r_o + r_{io})} = \frac{(T_C - t_W)}{r_{io}} = \frac{(t_W - T_F)}{r_o}$$

Despejando t_W :

$$t_W = T_F + \frac{r_o}{r_{io} + r_o} (T_C - T_F) = T_C - \frac{r_{io}}{r_{io} + r_o} (T_C - T_F)$$

Donde:

T_C = temperatura promedio del fluido caliente ($^\circ\text{C}$)

T_F = temperatura promedio del fluido frío ($^\circ\text{C}$)

r_o = resistencia externa

$$= \left(\text{factor obstrucción externo} + \frac{1}{h_s} \right) = 0.000176 + \frac{1}{251.3} = 0.00416 \text{ m}^2 \text{ externo } \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$\frac{A_o}{A_i} = \frac{\pi * 0.00953 * L}{\pi * 0.00704 * L} = \frac{0.00953}{0.00704}$$

$$r_{io} = \text{resistencia interna, referida al área externa} = \left(\text{factor obstrucción interno} + \frac{1}{h_i} \right) * \left(\frac{A_o}{A_i} \right)$$

$$= \left(0.000088 + \frac{1}{6006} \right) \left(\frac{0.00953}{0.00704} \right) = 0.000345 \text{ m}^2 \text{ externo } \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Sustituyendo valores para obtener t_w , para el caso de fluido caliente fuera de tubos:

$$t_w = 15 + \left\{ \frac{0.000345}{(0.000345 + 0.00416)} \right\} (55 - 15) = 18^\circ \text{C} \equiv 291 \text{ K}$$

$$\mu_w = 0.00014586 \exp \left(\frac{4046.21}{291} \right) = 159 \text{ cps}$$

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = \left(\frac{36.9}{159} \right)^{0.14} = 0.815$$

$$h_s = 251.3 * 0.815 = 205 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \left(36 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 ^\circ \text{F}} \right)$$

$$r_o = 0.000176 + \frac{1}{205} = 0.00505$$

$$r_{io} + r_o = 0.000345 + 0.00505 = 0.0054$$

$U_o = U_{\text{limpia}}$, sin considerar factores de obstrucción

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \left(\frac{1}{h_i} \right) \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + d_o \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + \left(\frac{1}{h_s} \right)$$

Sustituyendo valores en ecuación anterior, sin considerar resistencia metálica:

$$U_o = \left[\left(\frac{1}{205} \right) + \left(\frac{0.00953}{0.00704} \right) \left(\frac{1}{6006} \right) \right]^{-1} = 195.9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}}$$

La $U_{\text{diseño}}$ es una U limpia castigada, al agregarle factores de obstrucción.

$$U_d = U_{\text{diseño}} = \frac{1}{(r_{i_o} + r_o)} = \frac{1}{0.0054} = 185.2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}} \left(32.6 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ externo } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$A = \frac{1774.4}{185.2} = 9.58 \text{ m}^2 (103.1 \text{ ft}^2)$$

$$L = \frac{9.58}{(156 \pi * 0.00953)} = 2.05 \text{ m} (6.73 \text{ ft})$$

Añadir 10% de exceso:

$$L = 1.1 * 2.05 = 2.26 \text{ m} (7.4 \text{ ft})$$

$$A = 9.58 * 1.1 = 10.54 \text{ m}^2 (113.4 \text{ ft}^2)$$

$$\Delta P_{\text{total en tubos}} = 0.074 + 0.288 * 2.26 = 0.73 \text{ bar} (10.5 \text{ psi}).$$

El valor obtenido es adecuado.

– **Calcular caída de presión en la coraza (Kern) en bar**

$$\Delta P_S = \frac{f_S G_S^2 d_S (n_B + 1)}{1.405 * 10^6 * d_{EQ} * s * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}}$$

$$G_S = 394 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \left(290222 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$f_S = \text{factor fricción} = f_1 - (1.25) \left[1 - \left(\frac{B}{d_S} \right) \right] (f_1 - f_2)$$

Límites de aplicación:

Para f_1 : $(0.203 \text{ m} \leq d_s \leq 1.067 \text{ m})$

Para f_2 : $(0.203 \text{ m} \leq d_s \leq 0.59 \text{ m})$

Nota: En ecuaciones de f_2 , usar valor de 0.59 m en caso de que d_s sea mayor de dicho valor.

Para $Re \geq 1000$:

$$f_1 = (0.0076 + 0.006535 d_s) Re^{-0.125}$$

$$f_2 = (0.0016 + 0.002283 d_s) Re^{-0.157}$$

Para $Re < 1000$:

$$f_1 = \exp \left[0.092 (\ln Re)^2 - 1.48 \ln Re - 0.8153 d_s^2 + 1.8819 d_s - 0.338 \right]$$

$$f_2 = \exp \left[0.123 (\ln Re)^2 - 1.78 \ln Re - 2.046 d_s^2 + 2.669 d_s - 1.34 \right]$$

Sustituyendo valores para ecuaciones de $Re < 1000$:

$$f_1 = \exp \left[0.092 (\ln 96)^2 - 1.48 \ln 96 - 0.8153 * 0.203^2 + 1.8819 * 0.203 - 0.338 \right] = 0.008025$$

$$f_2 = \exp \left[0.123 (\ln 96)^2 - 1.78 \ln 96 - 2.046 * 0.203^2 + 2.669 * 0.203 - 1.34 \right] = 0.001595$$

$$f_s = \text{factor fricción} = 0.008025 - (1.25) (1 - 0.25) (0.008025 - 0.001595) = 0.002$$

n_B = número de baffles en la coraza

$$(n_B + 1) = \text{número de cruces a través del haz de tubos} = \frac{L}{B} = \frac{2.26}{0.0508} = 44.5.$$

Por tanto, utilizar 44.

Sustituyendo valores en ecuación:

$$\Delta P_s = \frac{0.002 * 394^2 * 0.203 * 44}{\left[1.405 * 10^6 * 0.0090 * 0.878 * 0.815 \right]} = 0.30 \text{ bar (4.4 psi)}$$

Los valores de caída de presión son adecuados.

Igualmente, se puede leer en la figura 10.13 de Kern y Kraus, f_s vs. Re , con el parámetro $\frac{B}{d_s}$

El intercambiador es funcional, cumple con lo requerido.

– *Utilizando el método $\varepsilon - NTU$ en este equipo*

$$(m C)_{\text{aceite}} = 1.0243 * 2007.7 = 2056.5 \frac{\text{W}}{\text{K}} = (m C)_{\text{menor}}$$

$$(m C)_{\text{agua}} = 2.458 * 4182.8 = 10281.3 \frac{\text{W}}{\text{K}} = (m C)_{\text{mayor}}$$

$$R_c = \frac{(m C)_{\text{menor}}}{(m C)_{\text{mayor}}} = \frac{2056.5}{10281.3} = 0.2$$

$$NTU = \frac{U_d A}{(m C)_{\text{menor}}} = \frac{185.2 * 10.54}{2056.5} = 0.949$$

Ecuación de efectividad para el caso del intercambiador tubular 1/2 (un paso en la coraza, dos o más pasos en los tubos):

$$\varepsilon = \frac{2}{1 + R_c + \sqrt{1 + R_c^2} \frac{1 + e^{-NTU \sqrt{1 + R_c^2}}}{1 - e^{-NTU \sqrt{1 + R_c^2}}}}$$

Sustituyendo valores:

$$\varepsilon = 0.576$$

Considerando constantes Q , $(m C)$ de ambos fluidos, y T inicial del agua:

$$ITD = \frac{Q}{[(m C)_{\text{aceite}} * \varepsilon]} = \frac{61695}{(2056.5 * 0.576)} = 52.08 \text{ }^{\circ}\text{C} = (T_{\text{inicial aceite}} - 12)$$

$$T_{\text{inicial aceite}} = 64.08 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$-\Delta T_{\text{aceite}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C constante}$$

$$\Delta T_{\text{agua}} = 6 \text{ }^{\circ}\text{C constante}$$

$$T_{\text{final aceite}} = 64.08 - 30 = 34.08 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Bajan los niveles de temperatura del aceite, de $(67 - 37) \text{ }^{\circ}\text{C}$ original a $(64.8 - 34.8) \text{ }^{\circ}\text{C}$

Si usamos la U_{limpia} (195.9):

$$NTU = 1.0 = \frac{195.9 \times 10.54}{2056.5}$$

$$\varepsilon = 0.593$$

$$ITD = 50.59 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{inicial aceite}} = 62.59 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{final aceite}} = 32.59 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Cuando es nuevo el intercambiador de calor, los niveles de temperatura del aceite son $(62.59 - 32.59) \text{ }^{\circ}\text{C}$

10.3 Radiador para enfriar aire con agua

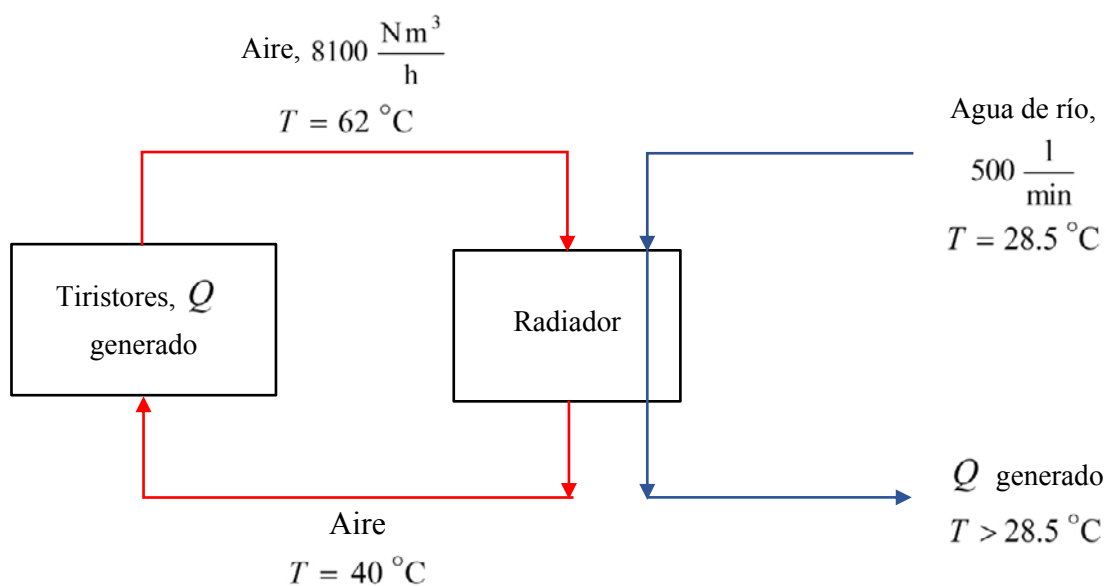
Condiciones:

Se emplea tubo aleteado

Opera en estado estable

Se trata de eliminar el calor generado en los tiristores de una central eléctrica, usando aire que recircula entre los tiristores (donde se calienta) y entre un radiador con agua de río (donde se enfría).

Diagrama con datos del usuario



El usuario especifica que los tubos deben ser de titanio. No se especifican caídas de presión permisibles ni factores de obstrucción.

Datos complementarios:

$$T_{\text{promedio aire}} = \left(\frac{1}{2} \right) (40 + 62)\text{ }^{\circ}\text{C} = 51\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Propiedades del aire a T_{promedio} :

$$\mu = 0.02\text{ cps} = 0.00002\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{ms}}$$

$$k = 0.028 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(0.0162 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$C = 1045.7 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(0.25 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$\rho = \frac{29 \text{ kg} * 273 \text{ K}}{(22.4 \text{ m}^3 * 324 \text{ K})} = 1.0909 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(0.068 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

$$\text{Pr}^{1/3} = \left(\frac{C\mu}{k} \right)^{1/3} = 0.89$$

$$N = \text{condiciones normales} = 1 \text{ atm, } 21 ^\circ\text{C} \text{ (} 294 \text{ K)}$$

$$\rho_{\text{condiciones normales}} = \frac{29 \text{ kg} * 273 \text{ K}}{(22.4 \text{ m}^3 * 294 \text{ K})} = 1.202 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(0.075 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

$$m_{\text{aire}} = 8100 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} * 1.202 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 2.7045 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(21445 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \right)$$

$$Q = 2.7045 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1045.7 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * 22 \text{ K} = 62218 \text{ W} \left(212288 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

$$m_{\text{agua}} = 500 \frac{\text{l}}{\text{min}} * \frac{\text{kg}}{\text{l}} * \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} = 8.333 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(66079 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \right)$$

$$C_{\text{agua}} = 4182.8 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(1.0 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$\Delta T_{\text{agua}} = \frac{Q}{(m C)} = \frac{62218}{(8.333 * 4182.8)} = 1.78 \text{ K} \text{ (} 3.2 ^\circ\text{F)}$$

$$T_{\text{final agua}} = 28.5 + 1.78 = 30.3 ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{promedio agua}} = \left(\frac{1}{2} \right) (28.5 + 30.3) = 29.4 ^\circ\text{C} \text{ (} 84.9 ^\circ\text{F)}$$

...

Propiedades del agua a T_{promedio} :

$$\mu = 0.87 \text{ cps} = 0.00087 \frac{\text{kg}}{\text{m s}} \left(2.10 \frac{\text{lb}}{\text{ft h}} \right)$$

$$k = 0.616 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(0.36 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$\text{Pr}^{1/3} = \left(\frac{C\mu}{k} \right)^{1/3} = 1.808$$

$\Delta T_{\text{sistema}}$:

$$62.0 \xrightarrow{\text{red}} 40.0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad R = \frac{(62 - 40)}{(30.3 - 28.5)} = 12.2$$

$$\frac{30.3}{31.7} \xleftarrow{\text{blue}} \frac{28.5}{11.5} \quad P = \frac{(30.3 - 28.5)}{(62.0 - 28.5)} = 0.0537$$

$$\Delta T_m = \frac{(31.7 - 11.5)}{\ln(31.7/11.5)} = 19.92 \text{ } ^\circ\text{C} \left(35.9 \text{ } ^\circ\text{F} \right)$$

Alternativamente:

$$R^\circ = \frac{1}{R} = \frac{1}{12.2} = 0.082$$

$$P^\circ = R * P = 12.2 * 0.0537 = 0.655$$

Con ambos pares de valores, se puede leer el mismo resultado en las gráficas, usando el par que sea más conveniente.

En gráfica de Kern² para flujo cruzado, con fluido por los tubos sin mezclar, con dos o más pasos en los tubos, con fluido por las aletas mezclado, usando par alternativo de valores:

$$F_T \approx 1.0$$

$$\Delta T_{\text{sistema}} = \Delta T_m * F_T = 19.92 * 1 = 19.92 \text{ } ^\circ\text{C} \left(35.9 \text{ } ^\circ\text{F} \right)$$

$$Q = UA \Delta T_{\text{sistema}}$$

² Donald Q. Kern, *Process Heat Transfer*, Mc Graw Hill, 1950.

$$UA = \frac{Q}{\Delta T_{\text{sistema}}} = \frac{62218}{19.92} = 3123.4 \frac{\text{W}}{\text{K}} \left(5921 \frac{\text{BTU}}{\text{h } ^\circ\text{F}} \right)$$

Según sea el valor de U , será el valor de A .

$$U_{\text{estimada}} = 34 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \left(6.0 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 ^\circ\text{F}} \right)$$

$$A_{\text{requerida estimada}} = \frac{3123}{34} = 91.8 \text{ m}^2 (987 \text{ ft}^2)$$

– ***Cálculo con el lado de las aletas (aire caliente)***

Dimensionado preliminar:

$$MCSM = \frac{\text{m}^3 \text{ estándar de aire}}{\text{min}} = 8100 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) * \frac{\text{h}}{60 \text{ min}} = 135$$

$$VC = \text{Velocidad en la cara} \left(\frac{\text{m}}{\text{min}} \right) = \frac{MCSM}{\text{Área de la cara}}$$

$$AC = \text{Área de la cara} \left(\text{m}^2 \right) = H * L$$

La VC normalmente estará entre $150 - 300 \frac{\text{m}}{\text{min}} \left(492 - 984 \frac{\text{ft}}{\text{min}} \right)$. Así se obtienen coeficientes peliculares y caídas de presión razonables.

$$\text{Seleccionamos } VC = 213 \frac{\text{m}}{\text{min}} \left(700 \frac{\text{ft}}{\text{min}} \right)$$

$$AC = \frac{MCSM}{VC} = \frac{135}{213} = 0.63 \text{ m}^2 (6.82 \text{ ft}^2)$$

El radiador tendrá una cara de aproximadamente 0.6 m alto * 1.0 m largo

Falta definir su ancho W , que depende del número de hileras de tubos.

– **Tubos aleteados**

Seleccionamos un tubo aleteado bimetalico con un tubo base que tenga un diámetro interno tal, que nos permita obtener una buena velocidad del agua sin necesidad de recurrir a muchos pasos en los tubos.

Asimismo, como no deseamos muchas hileras de tubos, queremos tubos con una buena área externa por metro lineal de longitud.

El tubo base (titanio) es de 0.01905 m ($\frac{3}{4}$ in) de diámetro exterior (d_E), cal. 18 BWG, de 0.01656 m (0.652 in) de diámetro interior (d_I).

El material de la aleta es aluminio.

$$Y_b = \text{espesor de aleta} = 0.00046 \text{ metro} (0.018 \text{ in})$$

$$N = \text{número de aletas por metro lineal} = 433 \left(\frac{11 \text{ aletas}}{\text{in}} \right)$$

$$d_A = 0.03848 \text{ m} (1.515 \text{ in})$$

$$d_R = 0.02108 \text{ mm} (0.83 \text{ in})$$

$$w = \text{alto de aleta} = 0.0087 \text{ m} (0.3425 \text{ in})$$

Paso de los tubos aleteados es 0.04128 m (1.625 in) equilátero triangular ($S_T = S_D$)

$$S_T = \text{distancia vertical (transversal al flujo) entre centros de tubos} = 0.04128 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} S_L &= \text{distancia entre centros de tubos de dos hileras contiguas (paralela al flujo de aire)} \\ &= 0.04128 * \cos 30^\circ = 0.04128 * 0.866 = 0.03574 \text{ m} (1.407 \text{ in}) \end{aligned}$$

$$\frac{T}{H} = 14$$

14 tubos por cada hilera caben en el alto del radiador

$$H = \text{alto aleteado} = (13.5 * 0.04128 + 0.03848) \text{ m} = 0.596 \text{ m} \text{ (23.46 in)}$$

$$L = 1.0 \text{ m} \text{ (3.28 ft)}$$

$$L_A = \text{largo aleteado} = 1 - 0.038 = 0.962 \text{ m}$$

Empleando fórmulas previas:

$$A_f = \left(\frac{\pi}{2} \right) (0.03848^2 - 0.02108^2) 433 = 0.7049 \frac{\text{m}^2}{\text{m} \times \text{tubo}} \left(2.312 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft} \times \text{tubo}} \right)$$

$$A_o = \pi * 0.02108 (1 - 433 * 0.00046) = 0.05303 \frac{\text{m}^2}{\text{m} \times \text{tubo}} \left(0.174 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft} \times \text{tubo}} \right)$$

$$A_{o \text{ total}} = A_f + A_o = 0.7579 \frac{\text{m}^2}{\text{m} \times \text{tubo}} \left(2.486 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft} \times \text{tubo}} \right)$$

$$\text{Perímetro proyectado} = 2 (2 * 433 * 0.0087 + 1 - 433 * 0.00046) = 16.67 \frac{\text{m}}{\text{m} \times \text{tubo}}$$

$$D_{EC} = \frac{2 * 0.7579}{(\pi * 16.67)} = 0.02894 \text{ m} \text{ (0.0949 ft)}$$

Volumen libre neto

$$= 1.0 \left\{ 0.596 * 0.03574 - 14 \left(\frac{\pi}{4} \right) [0.02108^2 + 433 * 0.00046 * (0.03848^2 - 0.02108^2)] \right\}$$

$$= 0.01414 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{hilera}} \right)$$

$$\text{Superficie friccional} = 0.7579 * 1.0 * 14 = 10.6106 \frac{\text{m}^2}{\text{hilera}}$$

$$D_{EV} = \frac{4 * 0.01414}{10.6106} = 0.00533 \text{ m} \text{ (0.0175 ft)}$$

$$a_s = 1.0 \left[0.596 - 14 \left(0.02108 + 2 \times 433 \times 0.0087 \times 0.00046 \right) \right] = 0.2523 \text{ m}^2 \left(2.716 \text{ ft}^2 \right)$$

$$A_{\text{externa de una hilera}} = \frac{0.7579 \text{ m}^2}{\cancel{\text{m tubo}}} * 0.962 \cancel{\text{ m}} * 14 \frac{\cancel{\text{tubos}}}{\text{hilera}} = 10.207 \frac{\text{m}^2}{\text{hilera}} \left(109.9 \frac{\text{ft}^2}{\text{hilera}} \right)$$

$$\text{Número estimado de hileras de tubos requeridas} = \frac{91.8}{10.207} = 8.99$$

Probar con 9 hileras.

$$G_s = \text{masa} - \text{velocidad} = \frac{\text{m aire}}{a_s} = \frac{2.7045 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.2523 \text{ m}^2} = 10.719 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \left(7897 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$V_s = \text{velocidad aire} = \frac{G_s}{\rho} = \frac{10.719}{1.0909} = 9.83 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(32.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Re}_c = D_{EC} * \frac{G_s}{\mu} = 0.02894 * \frac{10.719}{0.00002} = 15510$$

$$\text{Re}_{\Delta P} = D_{EV} * \frac{G_s}{\mu} = 0.00533 * \frac{10.719}{0.00002} = 2857$$

$$J_H = 0.0896 \left(\text{Re}_c \right)^{0.7261} = 0.0896 \left(15510 \right)^{0.7261} = 98.9$$

$$\frac{h_o}{\eta} = J_H * \left(\frac{k}{D_{EC}} \right) * \text{Pr}^{1/3} = 98.9 * \left(\frac{0.028}{0.02894} \right) * 0.89 = 85.16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \left(14.99 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)$$

Donde:

η = eficiencia ponderada de la superficie externa (que consiste en aletas y tubo sin aletas)

$$\eta = \emptyset * \left[\frac{A_f}{(A_f + A_o)} \right] + 1 * \left[\frac{A_o}{(A_f + A_o)} \right]$$

$$\emptyset = \text{eficiencia de la aleta pura} = \frac{[\tanh(g \psi)]}{(g \psi)}$$

$$g = \left[\frac{2 h_o}{(K_A Y_b)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\psi = \left(\frac{1}{2} \right) (2w + Y_b) \left(1 + 0.35 \ln \frac{d_R + 2w + Y_b}{d_R} \right)$$

$$K_A = \text{conductividad de aleta aluminio} = 190.389 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

Sustituyendo valores:

$$g = \left[\frac{2 * 85.16}{(190.389 * 0.00046)} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{44.1}{\text{m}}$$

$$\psi = \left(\frac{1}{2} \right) (2 * 0.0087 + 0.00046) \left\{ \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{1}{0.02108} \right) (0.02108 + 2 * 0.0087 + 0.00046) \right] \right\}$$

$$= 0.010848 \text{ m}$$

$$(g \psi) = 0.478$$

$$\emptyset = \frac{[\tanh(0.478)]}{(0.478)} = 0.93$$

$$\eta = 0.93 * \left[\frac{0.7049}{(0.7049 + 0.05303)} \right] + 1 * \left[\frac{0.05303}{(0.7049 + 0.05303)} \right] = 0.934$$

Alternativamente, se leen valores de $\emptyset$ en gráficas, por ejemplo, del AHRI Standards (44410-2001) donde:

$$\emptyset = \text{función} \left\{ w \left[\frac{2 h_o}{(K_A Y_b)} \right]^{\frac{1}{2}}, \left(\frac{d_A}{d_R} \right) \right\}$$

Sustituyendo valores para obtener los parámetros:

$$w \left[\frac{2 h_o}{(K_A Y_b)} \right]^{\frac{1}{2}} = 0.0087 \left[\left(\frac{2 * 85.16}{(190.389 * 0.00046)} \right) \right]^{\frac{1}{2}} = 0.383$$

$$\frac{d_A}{d_R} = \frac{\text{diámetro aleteado}}{\text{diámetro raíz}} = \frac{0.03848}{0.02108} = 1.83$$

$$\phi = \text{función} (0.38, 1.83) = 0.93$$

$$\eta = 0.934$$

$$h_o = 0.934 * 85.16 = 79.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \left(14.0 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2_{\text{externo}} \text{°F}} \right)$$

– **Calcular caída de presión del lado aletas (Kern), en mm columna agua**

La caída de presión final se podrá calcular con precisión solo hasta que esté finalmente dimensionado el equipo. Se puede tener un estimado previo.

$$\Delta P_S = \text{caída de presión estática}$$

p_v = caída de presión dinámica (para que el aire salga del radiador con una velocidad cercana a la velocidad de entrada al mismo)

$$\Delta P_S = 7.3356 f_S G_S^2 \left(\frac{D_{EV}}{S_T} \right)^{0.4} * \left(\frac{S_D}{S_T} \right)^{0.6} * \frac{W^\circ}{(D_{EV} * \rho)}$$

$$f_S = 0.00786 \left(\text{Re}_{\Delta P} \right)^{-0.13034} = 0.00786 \left(2857 \right)^{-0.13034} = 0.0028$$

$$\left(\frac{D_{EV}}{S_T} \right)^{0.4} = \left(\frac{0.005334}{0.0413} \right)^{0.4} = 0.44$$

$$W^{\circ} = \text{ancho aleteado para estimado de 9 hileras} = (8 * 0.0413 * 0.866 + 0.0385) = 0.325 \text{ m}$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_s = \frac{7.3356 * 0.0028 * 10.719^2 * 0.44 * 0.325}{(0.005334 * 1.0902)} = 58.03 \text{ mm agua (2.28 in)}$$

$$p_v = 0.05098 * V_s^2 * \rho = 0.05098 * 9.83^2 * 1.0902 = 5.37 \text{ mm agua (0.21 in)}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 58.03 + 5.37 = 63.4 \text{ mm agua (2.5 in agua)}$$

Aun cuando está algo alta, se prosigue con el cálculo.

– ***Cálculo lado tubos (agua de río)***

$$\text{Número tubos} = \frac{14 \text{ tubos}}{\text{hilera}} * 9 \text{ hileras} = 126$$

$$n = \text{número de pasos} = 4$$

$$\frac{\text{tubos}}{\text{paso}} = \frac{126}{4} = 31.5$$

$$a_T = \text{área transversal por paso} = \frac{31.5 * \pi * (0.01656)^2}{4} = 0.006784 \text{ m}^2 \text{ (0.073 ft}^2 \text{)}$$

$$G_T = \frac{8.333 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{0.006784 \text{ m}^2} = 1228.23 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$V_T = \frac{G_T}{\rho} = \frac{1228.23 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1.23 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(4.0 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

Nota: En los tubos se desea una velocidad del agua arriba de $0.91 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ (más de $3.0 \frac{\text{ft}}{\text{s}}$)

$$\text{Re}_T = \frac{0.01656 * 1228.23}{0.00087} = 23379$$

Ecuación de Seider-Tate de coeficiente interno para flujo turbulento ($\text{Re} \geq 10^4$)

$$h_i = \left(\frac{k}{d_I} \right) * 0.023 * \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \approx 1.0, \text{ para el agua}$$

$$h_i = \left(\frac{0.616}{0.01656} \right) 0.023 (23353)^{0.8} * 1.808 = 4836 \frac{\text{W}}{\text{m}^2_{\text{interno}} \text{K}} \left(852 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2_{\text{interno}} \text{°F}} \right)$$

– **Calcular la caída de presión en tubos (Serth) en bar**

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{sección recta}} + \Delta P_{\text{retornos}} + \Delta P_{\text{conexiones}}$$

$$\Delta P_{\text{sección recta}} = \frac{f_t G_T^2 L n}{\left[2.005 * 10^8 * d_I * s * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right]}$$

Donde:

$$s = \text{gravedad específica} = \frac{\text{densidad del fluido}}{\text{densidad del agua}} = 1.0$$

$$f_t = \text{factor fricción} = 0.4137 (\text{Re})^{-0.2585} = 0.4137 (23379)^{-0.2585} = 0.03071$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_{\text{recta}} = \frac{0.03071 * 1228.23^2 * 1 * 4}{(2.005 * 10^8 * 0.01656)} = 0.056 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{\text{retornos}} = 0.5 * 10^{-8} \left(\frac{G_T^2}{s} \right) (2n - 1.5)$$

$$\Delta P_{\text{retornos}} = 0.5 * 10^{-8} \left(\frac{1228.23^2}{1} \right) (6.5) = 0.049$$

$$\Delta P_{\text{conexiones}} = \left(\frac{G_{\text{con}}^2}{s} \right) 7.5 * 10^{-9}$$

Conexiones de 4 pulgadas nominal cédula 40 (diámetro interior 0.1023 m):

$$(G_{\text{con}}) = \frac{8.3338 * 4}{\pi * 0.1023^2} = 1014.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}}$$

$$\Delta P_{\text{conexiones}} = \frac{1014.6^2 * 7.5}{10^9} = 0.008 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0.056 + 0.049 + 0.008 = 0.11 \text{ bar (1.6 psi)}$$

El valor de ΔP es bajo.

– Cálculo de U

U_{limpia} es el valor de U sin considerar factores de obstrucción

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{h_o} + \left(\frac{1}{h_i} \right) \left(\frac{A_{o\text{total}}}{A_i} \right) + r_w$$

Donde:

$$\frac{A_{o\text{total}}}{A_i} = \frac{\text{área total externa}}{\text{área interna}} = \frac{0.7579}{(\pi * 0.01656)} = 14.57 \frac{\text{m}^2 \text{ externo}}{\text{m}^2 \text{ interno}}$$

r_w = resistencia del tubo bimetálico integral, referida al área externa $\left(\text{m}^2 \text{ externo } \frac{\text{K}}{\text{W}} \right)$

$$r_w = \frac{A_{o\text{total}}}{\pi} \left(\frac{d_E - d_I}{k_L (d_E + d_I)} + \frac{R_B}{d_E} + \frac{d_R - d_E}{k_R (d_R + d_E)} \right)$$

$$k_L = \text{conductividad tubo base (titanio)} = 22.33 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(12.9 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$k_R = \text{conductividad de la raíz (es igual a la aleta)} = 190.4 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(110 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$R_B = \text{resistencia de la unión tubo base-raíz, referida al área externa del tubo base} \\ = 0.000118 \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}} \left(0.00067 \frac{\text{h ft}^2 ^\circ\text{F}}{\text{BTU}} \right)$$

Sustituyendo valores:

$$r_w = \left(\frac{0.7579}{\pi} \right) \left\{ \left[\frac{(0.01905 - 0.01656)}{(22.33)(0.01905 + 0.01656)} \right] + \left[\frac{0.000118}{0.01905} \right] + \left[\frac{(0.02108 - 0.01905)}{(190.4)(0.02108 + 0.01905)} \right] \right\} \\ = 0.0023 \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}}$$

Nota: Para el caso de un tubo base aleteado sin raíz, si $\left(\frac{D_E}{D_I} \right) \leq 2.5$, se puede emplear el área

media aritmética y $r_w = \left(\frac{A_{o\text{total}}}{\pi k_L} \right) * \frac{(D_E - D_I)}{(D_E + D_I)}$, en caso contrario se emplea el área media

logarítmica y $r_w = \left(\frac{A_{o\text{total}}}{2\pi k_L} \right) * \ln \left(\frac{D_E}{D_I} \right)$

Sustituyendo valores en ecuación de U_{limpia} :

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{79.5} + \left(\frac{1}{4836} \right) * 14.57 + 0.0023 = 0.01788$$

$$U_{\text{limpia}} = 55.9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2_{\text{externo}} \text{K}} \left(9.8 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2_{\text{externo}} \text{°F}} \right)$$

Podemos considerar castigar la U_{limpia} en cierto porcentaje, digamos 30%. Esto equivale a considerar factores de obstrucción y obtener una U de diseño.

$$U_{\text{diseño}} = 0.70 * U_{\text{limpia}} = 0.70 * 55.9 = 39.1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2_{\text{externo}} \text{K}} \left(7.0 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2_{\text{externo}} \text{°F}} \right)$$

$$A_{\text{necesaria}} = \frac{3123.4}{39.1} = 79.8 \text{ m}^2 \left(859 \text{ ft}^2 \right)$$

$$A_{\text{propuesta}} = 9 * 10.207 = 91.86 \text{ m}^2 \left(989 \text{ ft}^2 \right)$$

Hay un exceso de área de 15.1 %. Así lo dejamos, pues debemos recordar que los valores de coeficientes peliculares pueden tener una inexactitud de hasta un 20-25 %.

El equipo es adecuado.

– **Aplicar el método $\varepsilon - NTU$ en este equipo**

Condiciones:

- Se usa el valor de $U_{\text{diseño}}$
- La temperatura inicial del agua es constante
- El calor generado en los tiristores (Q) es constante e independiente del radiador

$$(m C)_{\text{aire}} = 2.7045 * 1045.7 = 2828.1 \frac{\text{W}}{\text{K}} \text{ (el menor)}$$

$$(m C)_{\text{agua}} = 8.333 * 4182.8 = 34855.27 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Para caso de flujo cruzado, fluido con (mC) menor, mezclado, y fluido con (mC) mayor, sin mezclar, para un paso en los tubos:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{(e^{-NTU \cdot R_C} - 1)}{R_C} \right]$$

En rigor, en nuestro caso no aplica esta ecuación, pues tenemos cuatro pasos en los tubos. Sin embargo, la usaremos porque nos dará un resultado aproximado en el lado seguro.

$$R_C = \frac{2828.1}{34855.27} = 0.0811$$

$$NTU = \frac{39.1 \cdot 91.86}{2828.1} = 1.27$$

Sustituyendo valores:

$$\varepsilon = 0.70$$

Balance de calor:

$$Q = (mC)_{\text{aire}} \cdot \varepsilon \cdot ITD$$

$$ITD = \frac{Q}{(mC)_{\text{aire}} \cdot \varepsilon} = \frac{62218}{(2828.1 \cdot 0.70)} = 31.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$31.4 \text{ } ^\circ\text{C} = T_{\text{inicial aire}} - 28.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{inicial aire}} = 59.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ya que el calor Q y el (mC) del aire son constantes:

$$\Delta T_{\text{aire}} = \frac{62218}{2828.1} = 22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{final aire}} = (59.9 - 22) \text{ } ^\circ\text{C} = 37.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La diferencia de temperatura de cada fluido permanece constante, y solo cambian los niveles de temperatura de entrada y salida del aire en el radiador:

Aire: de $(62 - 40)^\circ\text{C}$ nominales, bajan a $(59.9 - 37.9)^\circ\text{C}$.

El método $\varepsilon - NTU$ nos permite saber cómo se comportará el equipo cuando es nuevo.

Se usa el valor de U_{limpia} , no el de $U_{\text{diseño}}$. Así obtenemos otra NTU .

$$NTU = \frac{55.9 * 91.86}{2828.1} = 1.81$$

$$R_C = 0.0811$$

Sustituyendo valores:

$$\varepsilon = 0.815$$

$$ITD = \frac{Q}{\left[(m C)_{\text{aire}} * \varepsilon \right]} = \frac{62218}{(2828.1 * 0.815)} = 27.0^\circ\text{C}$$

$$27.0^\circ\text{C} = T_{\text{inicial aire}} - 28.5^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{inicial aire}} = 55.5^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{aire}} = 22^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{final aire}} = (55.5 - 22)^\circ\text{C} = 33.5^\circ\text{C}$$

Aire: de $(62 - 40)^\circ\text{C}$ nominales, bajan a $(55.5 - 33.5)^\circ\text{C}$

10.4 Radiador para calentar aire con vapor de agua

Condiciones:

Se emplea tubo aleteado.

Opera en estado estable.

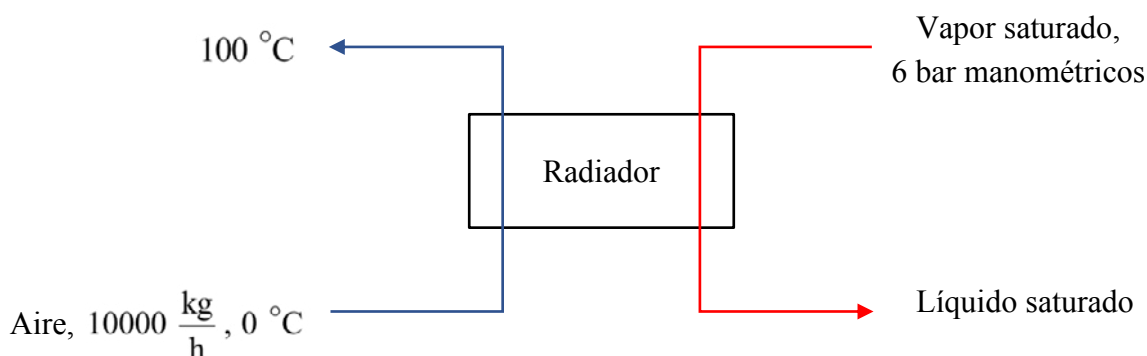
Datos del usuario:

Son $10000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$ de aire deshumidificado que se desean calentar desde 0°C hasta 100°C . Se dispone de vapor saturado de 6 bar manométricos de presión. El radiador debe alojarse en una ventana de $1.0 \text{ m} \times 0.90 \text{ m}$.

$$P_{\text{barométrica}} = 0.748 \text{ atm}$$

No se especifican factores de obstrucción ni caídas permisibles de presión para los fluidos.

Diagrama del proceso



– Balance de energía

$$m_{\text{aire}} = 10000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} = 2.7777 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(22026 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \right)$$

$$T_{\text{promedio aire}} = \left(\frac{1}{2} \right) (0 + 100) ^\circ\text{C} = 50 ^\circ\text{C} (\equiv 323 \text{ K})$$

Propiedades del aire a 50 °C :

$$\mu = 0.019 \text{ cps} = 0.000019 \frac{\text{kg}}{\text{s m}}$$

$$k = 0.0279 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(0.0161 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$C = 1046 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(0.25 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$\rho = \frac{29 \text{ kg} * 273 \text{ K} * 0.748 \text{ atm}}{(22.4 \text{ m}^3 * 323 \text{ K} * 1 \text{ atm})} = 0.818 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(0.051 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

$$\text{Pr}^{1/3} = \left(\frac{1046 * 0.000019}{0.0279} \right)^{1/3} = 0.89$$

$$Q_{\text{aire}} = 2.7777 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1046 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * (100 - 0) \text{ K} = 290556 \text{ W} \left(991170 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

Presión absoluta de vapor = $P_{\text{manométrica}} + P_{\text{barométrica}}$:

$$P_{\text{manométrica}} = 6 \text{ bar}$$

$$P_{\text{barométrica}} = 0.748 \text{ atm} * 101325 \frac{\text{Pa}}{\text{atm}} * \frac{\text{bar}}{10^5 \text{ Pa}} = 0.76 \text{ bar}$$

$$P_{\text{absoluta}} = 6 + 0.76 = 6.76 \text{ bar (98 psia)}$$

Propiedades del vapor de agua saturado a 6.76 bar:

$$T = 163 ^\circ\text{C}$$

$$\lambda = \text{calor latente} = 2068.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(890 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \right)$$

$$v = \text{volumen específico} = 0.282 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \left(4.52 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}} \right)$$

$$\mu = 0.0145 \text{ cps} \left(0.0000145 \frac{\text{kg}}{\text{s m}} \right)$$

$$m_{\text{vapor}} = 290\,556 \text{ W} * \frac{\text{J}}{\text{W s}} * \frac{\text{kJ}}{1000 \text{ J}} * \frac{\text{kg}}{2068.2 \text{ kJ}} = 0.1405 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(1114 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \right)$$

$$\Delta T_{\text{sistema}}$$

$$163 \text{ }^{\circ}\text{C} \xrightarrow{\text{red}} 163 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\frac{100 \text{ }^{\circ}\text{C}}{63} \xleftarrow{\text{blue}} \frac{0 \text{ }^{\circ}\text{C}}{163}$$

$$\Delta T_m = \frac{(163 - 63)}{\ln\left(\frac{163}{63}\right)} \text{ }^{\circ}\text{C} = 105.2 \text{ }^{\circ}\text{C} \left(189 \text{ }^{\circ}\text{F} \right)$$

$$F_T = 1.0 \text{ (ya que un fluido es isotérmico)}$$

$$\Delta T_{\text{sistema}} = \Delta T_m * F_T = 105.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ecuación de transferencia de calor del sistema:

$$Q = UA \Delta T_{\text{sistema}}$$

$$\frac{Q}{\Delta T_{\text{sistema}}} = U * A = \frac{290556}{105.2} = 2762 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Según sea el valor de U , así será el valor de A requerida.

– **Lado de las aletas (aire frío)**

Usaremos tubo base de $0.01588 \text{ m} \left(\frac{5}{8} \text{ in} \right) d_E$, cal 18 BWG, de $0.01339 \text{ m} \left(0.527 \text{ in} \right) d_I$, de acero inoxidable.

Características del aleteado:

$$d_A = \text{diámetro aleteado} = 0.0317 \text{ m } (1.249 \text{ in })$$

$$d_R = \text{diámetro raíz} = 0.0177 \text{ m } (0.695 \text{ in })$$

$$w = \text{alto aleta} = 0.00704 \text{ m } (0.277 \text{ in })$$

$$N = \text{número de aletas por metro lineal} = 433 \left(11 \frac{\text{aletas}}{\text{in}} \right)$$

$$Y_b = 0.00046 \text{ m}$$

El paso de los tubos aleteados es $0.03493 \text{ m } (1.375 \text{ in })$, en equilátero triangular ($S_T = S_D$)

$$S_T = \text{distancia vertical (transversal al flujo) entre centros de tubos} = 0.03493 \text{ m}$$

$$S_L = \text{distancia entre centros de tubos de dos hileras contiguas (paralela al flujo de aire)} \\ = 0.03493 * \cos 30^\circ = 0.03493 * 0.866 = 0.03025 \text{ m } (1.191 \text{ in }).$$

Empleando fórmulas previas:

$$A_f = \left(\frac{\pi}{2} \right) (0.0317^2 - 0.0177^2) 433 = \frac{0.4704 \text{ m}^2}{\text{m tubo}} \left(\frac{1.543 \text{ ft}^2}{\text{ft tubo}} \right)$$

$$A_o = \pi * 0.0177 (1 - 433 * 0.00046) = \frac{0.0445 \text{ m}^2}{\text{m tubo}} \left(\frac{0.146 \text{ ft}^2}{\text{ft tubo}} \right)$$

$$A_{o \text{ total}} = A_f + A_o = \frac{0.5149 \text{ m}^2}{\text{m tubo}} \left(\frac{1.689 \text{ ft}^2}{\text{ft tubo}} \right)$$

$$\frac{T}{H} = \frac{\text{tubos}}{\text{hilera}} = 28$$

$$H = \text{alto aleteado} = 27.5 * 0.03493 + 0.0317 = 0.992 \text{ m } (39.07 \text{ in })$$

$$L = \text{largo de tubos} = 0.90 \text{ m } (35.43 \text{ in })$$

$$\text{Largo aleteado} = 0.90 - 0.038 = 0.862 \text{ m } (33.94 \text{ in })$$

$$\text{Área externa de una hilera} = 0.5149 * 28 * 0.862 = 12.428 \text{ m}^2 \left(133.76 \text{ ft}^2 \right)$$

$$\text{Perímetro proyectado} = 2 \left(2 * 433 * 0.00704 + 1 - 433 * 0.00046 \right) = \frac{13.7949 \text{ m}}{\text{m tubo}}$$

$$D_{EC} = \frac{2 * 0.5149}{(\pi * 13.7949)} = 0.0238 \text{ m} \left(0.078 \text{ ft} \right)$$

Volumen libre neto

$$\begin{aligned} &= 0.9 \left\{ 0.992 * 0.03025 - (28) \left(\frac{\pi}{4} \right) \left[0.0177^2 + 433 * 0.00046 * (0.0317^2 - 0.0177^2) \right] \right\} \\ &= 0.01808 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{hilera}} \right) \end{aligned}$$

$$\text{Superficie friccional} = 0.5149 * 0.862 * 28 = \frac{12.428 \text{ m}^2}{\text{hilera}}$$

$$D_{EV} = \frac{4 * 0.01808}{12.428} = 0.00582 \text{ m} \left(0.01909 \text{ ft} \right)$$

$$a_s = 0.9 \left[0.992 - 28 \left(0.01707 + 433 * 0.00704 * 2 * 0.00046 \right) \right] = 0.392 \text{ m}^2 \left(4.219 \text{ ft}^2 \right)$$

$$G_s = \frac{m_{\text{aire}}}{a_s} = \frac{2.7778}{0.392} = 7.086 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \left(5220 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$V_s = \text{velocidad aire} = \frac{G_s}{\rho} = \frac{7.086}{0.818} = 8.66 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(28.4 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Re}_c = \frac{D_{EC} * G_s}{\mu} = \frac{0.0238 * 7.086}{(0.000019)} = 8876$$

$$\text{Re}_{\Delta P} = \frac{D_{EV} * G_s}{\mu} = \frac{0.00582 * 7.086}{(0.000019)} = 2170$$

$$J_H = 0.0896 \left(\text{Re}_c \right)^{0.7261} = 0.0896 \left(8876 \right)^{0.7261} = 65.9$$

$$\frac{h_o}{\eta} = J_H * \left(\frac{k}{D_{EC}} \right) * \text{Pr}^{1/3} = \frac{65.9 \times 0.0279 \times 0.89}{0.0238} = 68.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Donde:

η = eficiencia ponderada de la superficie externa (aletas + tubo sin aletas)

$$\eta = \emptyset * \left[\frac{A_f}{(A_f + A_o)} \right] + 1 * \left[\frac{A_o}{(A_f + A_o)} \right]$$

$$\emptyset = \text{eficiencia de la pura aleta} = \frac{[\tanh(g \psi)]}{g \psi}$$

$$g = \left[\frac{2h_o}{(K_A Y_b)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\psi = \left(\frac{1}{2} \right) (2w + Y_b) \left(1 + 0.35 \ln \frac{d_R + 2w + Y_b}{d_R} \right)$$

K_A = conductividad de aleta aluminio = 190.389 W mK

Sustituyendo valores:

$$g = \left[\frac{2 * 68.8}{(190.389 * 0.00046)} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{39.64}{\text{m}}$$

$$\psi = \left(\frac{1}{2} \right) (2 * 0.0074 + 0.00046) \left\{ 1 + 0.35 \ln \left[\left(\frac{1}{0.0177} \right) (0.0177 + 2 * 0.0074 + 0.00046) \right] \right\}$$

$$= 0.00929 \text{ m}$$

$$(g \psi) = 0.368$$

$$\emptyset = \frac{[\tanh(0.368)]}{0.368} = 0.957$$

$$\eta = 0.957 * \left[\frac{0.4704}{(0.4704 + 0.0445)} \right] + 1 * \left[\frac{0.0445}{(0.4704 + 0.0445)} \right] = 0.96$$

$$h_o = 0.96 * 68.8 = 66.0 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \left(11.6 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ externo } ^\circ\text{F}} \right)$$

– **Lado de los tubos (vapor de agua)**

El valor del coeficiente de condensación del vapor de agua es bastante alto, alrededor de $8500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$. Muy difícilmente será la resistencia controlante. Entonces tal valor lo usaremos, sin más cálculo, tanto para el interior como para el exterior de los tubos.

– **Cálculo de U**

U_{limpia} es el valor de U sin considerar factores de obstrucción

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{h_o} + \left(\frac{1}{h_i} \right) \left(\frac{A_{o \text{ total}}}{A_i} \right) + r_w$$

Donde:

$$\frac{A_{o \text{ total}}}{A_i} = \frac{\text{área total externa}}{\text{área interna}} = \frac{0.5149}{(\pi * 0.01339)} = 12.24 \frac{\text{m}^2 \text{ externo}}{\text{m}^2 \text{ interno}}$$

$$r_w = \text{resistencia del tubo bimetálico integral, referida al área externa} \left(\text{m}^2 \text{ externo } \frac{\text{K}}{\text{W}} \right)$$

$$r_w = \left(\frac{A_{o \text{ total}}}{\pi} \right) \left(\frac{d_E - d_I}{k_L (d_E + d_I)} + \frac{R_B}{d_E} + \frac{d_R - d_E}{k_R (d_R + d_E)} \right)$$

$$k_L = \text{conductividad tubo base (acero inoxidable)} = 15 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(8.7 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$k_R = \text{conductividad material de la raíz (es el de la aleta)} = 190.4 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

$$R_B = \text{resistencia de la unión tubo base-raíz, referida al área externa del tubo base}$$

$$= 0.000118 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}} \left(0.00067 \frac{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ \text{F}}{\text{BTU}} \right)$$

Sustituyendo valores:

$$r_w = \left(\frac{0.5149}{\pi} \right) \left\{ \left[\frac{(0.01588 - 0.01339)}{(15)(0.01588 + 0.01339)} \right] + \left[\frac{0.000118}{0.01588} \right] + \left[\frac{(0.0177 - 0.01588)}{(190.4)(0.0177 + 0.01588)} \right] \right\}$$

$$= 0.002194 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}}$$

Sustituyendo valores en ecuación de U_{limpia} :

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{66} + \left(\frac{1}{8500} \right) * 12.24 + 0.002194 = 0.018786$$

$$U_{\text{limpia}} = 53.23 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}} \left(9.38 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ externo } ^\circ \text{F}} \right)$$

No tenemos factores de obstrucción, por lo que de forma equivalente podemos considerar castigar la U_{limpia} en cierto porcentaje, digamos 30 %:

$$U_{\text{diseño}} = 0.70 * U_{\text{limpia}} = 0.70 * 53.23 = 37.26 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \left(6.6 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ \text{F}} \right)$$

$$A_{\text{necesaria}} = \frac{2762}{37.26} = 74.12 \text{ m}^2 \left(798 \text{ ft}^2 \right)$$

$$\text{Número de hileras} = \frac{74.12}{12.428} = 5.96$$

Por tanto, ponemos 6 hileras.

$$A_{\text{propuesta}} = 12.428 * 6 = 74.57 \text{ m}^2 \left(803 \text{ ft}^2 \right)$$

Alternativamente, para el caso de intercambio de calor entre dos fluidos, cuando uno de ellos es isotérmico (en este caso vapor de agua):

$$\ln \frac{T_V - T_1}{T_V - T_2} = \frac{UA}{mC}$$

Donde:

T_V = temperatura del fluido isotérmico

T_1 = temperatura inicial del fluido no isotérmico

T_2 = temperatura final del fluido no isotérmico

m = flujo másico del fluido no isotérmico

C = calor específico del fluido no isotérmico

Sustituyendo valores:

$$\ln \left[\frac{(163 - 0)}{(163 - 100)} \right] = \frac{37.26 * A}{(2.7777 * 1046)}$$

$A_{\text{necesaria}} = 74.13 \text{ m}^2$. El resto es igual.

– **Calcular la caída de presión en aletas (Kern), en mm de columna de agua**

ΔP_S = caída de presión estática

p_v = caída de presión dinámica (para que el aire salga del radiador con una velocidad cercana a la velocidad de entrada al mismo)

$$\Delta P_S = 7.3356 f_S G_S^2 \left(\frac{D_{EV}}{S_T} \right)^{0.4} * \left(\frac{S_D}{S_T} \right)^{0.6} * \frac{W^c}{(D_{EV} * \rho)}$$

$$f_S = 0.00786 (\text{Re}_{\Delta P})^{-0.13034} = 0.00786 (2170)^{-0.13034} = 0.0029$$

$$\left(\frac{D_{EV}}{S_T} \right)^{0.4} = \left(\frac{0.00582}{0.03493} \right)^{0.4} = 0.488$$

$$W^\circ = \text{ancho aleteado para estimado de 6 hileras} = (5 * 0.03025 + 0.0317) = 0.183 \text{ m}$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_S = \frac{7.3356 * 0.0029 * 7.086^2 * 0.488 * 0.183}{(0.00582 * 0.818)} = 20.0 \text{ mm agua (0.79 in)}$$

$$p_v = 0.05098 * V_S^2 * \rho = 0.05098 * 8.66^2 * 0.818 = 3.13 \text{ mm agua (0.12 in)}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 20.0 + 3.13 = 23.1 \text{ mm agua (0.91 in agua)}$$

– **Calcular caída de presión en tubos (Kern), en bar**

Serán dos pasos en los tubos. Esto es suficiente para el vapor de agua.

Empleando un número par de pasos (dos en este caso) nos permite tener un cabezal flotante, para absorber diferencias de expansión térmica entre tubos y espejos.

$$\frac{a_T}{\text{paso}} = \frac{28 \text{ tubos}}{\text{hilera}} * \frac{6 \text{ hileras}}{2 \text{ pasos}} * \pi * \frac{0.01339^2}{4} = 0.01183 \text{ m}^2$$

$$G_T = \frac{0.1405}{0.01183} = 11.876 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \left(8748 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$\text{Re}_T = 0.01339 * \frac{11.876}{0.0000145} = 10967$$

$$\Delta P = \frac{\left(\frac{1}{2} \right) f_t G_T^2 L n}{\left[2.005 * 10^8 * d_I * s * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right]}$$

Donde:

$$s = \text{gravedad específica} = \frac{\rho_{\text{vapor}}}{\rho_{\text{agua}}} = \frac{(1 \text{ kg}/0.282 \text{ m}^3)}{(1000 \text{ kg}/\text{m}^3)} = 0.00355$$

$$f_t = \text{factor fricción} = 0.4137 (\text{Re})^{-0.2585} = 0.4137 (10967)^{-0.2585} = 0.0374$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P = \frac{\left(\frac{1}{2}\right) * 0.0374 * 11.876^2 * 0.9 * 2}{(2.005 * 10^8 * 0.01339 * 0.00355)} = 0.0005 \text{ bar } (0.0073 \text{ psi})$$

Por tanto, el valor de ΔP es despreciable.

Conexión de 0.051 m (2 in) diámetro nominal para la entrada del vapor, nos dará una velocidad del vapor de aproximadamente $18.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(60 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$. Por tanto, este valor es adecuado.

Para la salida del condensado, es suficiente una conexión de una pulgada de diámetro nominal.

– ***El equipo es adecuado***

Aplicar el método $\varepsilon - NTU$ en este equipo.

El fluido no isotérmico es el que tiene el valor menor de (mC) .

$$(mC)_{\text{aire}} = (mC)_{\text{menor}} = 2.7778 * 1046 = 2905.56 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$NTU = \frac{U_{\text{diseño}} A}{(mC)_{\text{menor}}} = \frac{37.26 * 74.57}{2905.56} = 0.956$$

Para caso de intercambio de calor con un fluido isotérmico:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}$$

...

Sustituyendo valores:

$$\varepsilon = 1 - e^{-0.956} = 0.616$$

Balance de calor:

$$Q = (mC)_{\text{aire}} * \varepsilon * ITD$$

En este caso, las temperaturas iniciales de cada fluido permanecen constantes, originando una ITD constante.

En la ecuación anterior, las únicas variables son ε y Q , y el valor de esta última se calcula a continuación:

$$Q = (mC)_{\text{aire}} * \varepsilon * ITD = 2905.56 * 0.616 * (163 - 0) = 291741 \text{ W} \left(995422 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

$$\Delta T_{\text{aire}} = \frac{291741}{2905.56} = 100.4 \text{ K}$$

$$T_{\text{final aire}} = (0 + 100.4) ^\circ\text{C} = 100.4 ^\circ\text{C} \text{ (mayor que } 100 ^\circ\text{C requerida)}$$

El método $\varepsilon - NTU$ nos permite saber cómo se comportará el equipo cuando nuevo, es decir, conocer que valores de temperatura del aire esperar al hacerle mediciones en ese estado limpio.

Se usa el valor de U_{limpia} y así obtenemos otra NTU .

$$NTU = \frac{53.23 * 74.57}{2905.56} = 1.366$$

Sustituyendo valores:

$$\varepsilon = 1 - e^{-1.366} = 0.745$$

$$Q = 2905.56 * 0.745 * (163 - 0) = 352777 \text{ W} \left(1203676 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

$$\Delta T_{\text{aire}} = \frac{352777}{2905.56} = 121.4 ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{final aire}} = (0 + 121.4) ^\circ\text{C} = 121.4 ^\circ\text{C} (> 100 ^\circ\text{C requerida})$$

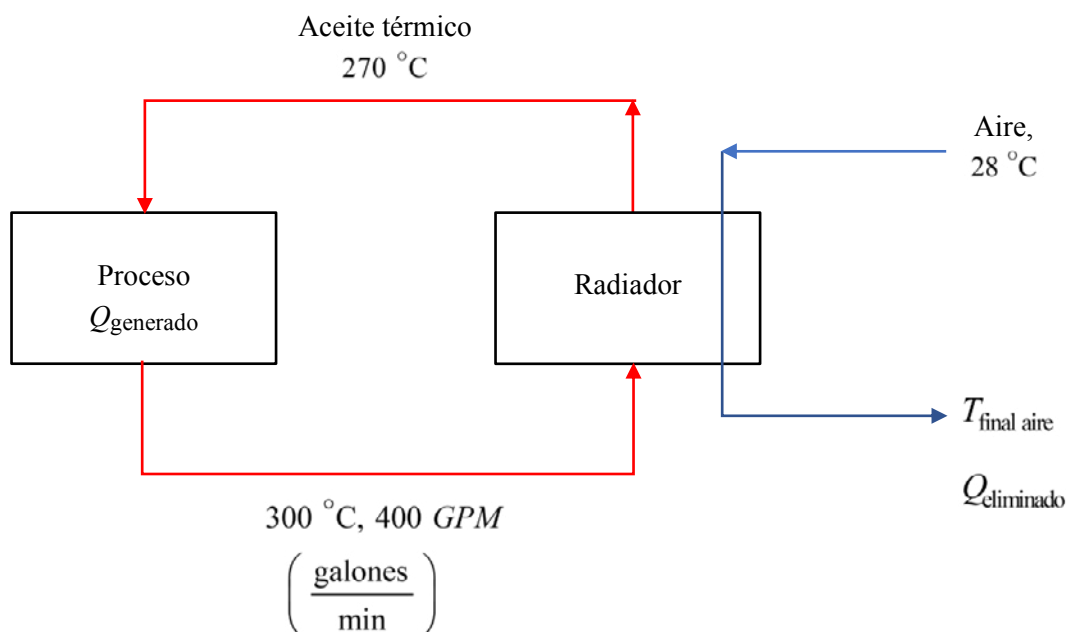
10.5 Radiador para enfriar aceite térmico mediante aire ambiente

Condiciones:

Se emplea tubo aleteado

Opera en estado estable

Diagrama con datos del usuario



Aceite térmico: Therminol 66

No se dan factores de obstrucción.

Se deben diseñar los ventiladores adecuados al trabajo.

– Cálculo del calor a transferir requerido

Se consultan tablas de propiedades de los aceites térmicos.

$$\text{Temperatura promedio del aceite} = \left(\frac{1}{2} \right) (300 + 270) \text{ °C} = 285 \text{ °C}$$

Propiedades del aceite a T promedio:

$$\mu = 0.45 \text{ cps} = 0.00045 \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$$

$$k = 0.0964 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(0.0557 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$C = 2509.9 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(0.60 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$\rho = 821.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(51.24 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

$$s = \text{gravedad específica} = \frac{821.5}{1000} = 0.82$$

$$\text{Pr}^{1/3} = \left(\frac{C\mu}{k} \right)^{1/3} = 2.27$$

$$m_{\text{aceite}} = 400 \frac{\text{gal}}{\text{min}} * \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} * 3.785 \frac{\text{l}}{\text{gal}} * 0.8215 \frac{\text{kg}}{\text{l}} = 20.729 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_{\text{aceite}} = 20.729 * 2509.9 * 30 = 1560831 \text{ W} \left(5325557 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

Para el aire deseamos aproximadamente 56°C de aumento de temperatura:

$$T_{\text{final aire}} \approx 28 + 56 = 84^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{promedio aire}} = \frac{28 + 84}{2} = 56^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{aire}} = 1054 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(0.252 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$m_{\text{aire}} = \frac{Q}{(C \Delta T)_{\text{aire}}} = \frac{1\,560\,831.5}{(1054 * 56)} = 26.444 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$MCSM = 26.444 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * \frac{60 \text{ s}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ m}^3}{1.2025 \text{ kg}} = 1319 \frac{\text{m}^3 \text{ estándar}}{\text{min}} \left(46595 \text{ SCFM} \right)$$

Colocar $1331 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$ (47000 SCFM), que representa un aumento menor al 1%.

Dimensionado preliminar:

$$VC = \text{Velocidad en la cara} \left(\frac{\text{m}}{\text{min}} \right) = \frac{MCSM}{AC}$$

$$AC = \text{Área de la cara} \left(\text{m}^2 \right) = H * L$$

La VC normalmente estará entre $150 - 300 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ $\left(492 - 984 \frac{\text{ft}}{\text{min}} \right)$. Así se obtienen coeficientes peliculares y caídas de presión razonables.

Seleccionamos $VC = 274 \frac{\text{m}}{\text{min}}$ $\left(899 \frac{\text{ft}}{\text{min}} \right)$

$$AC = \frac{MCSM}{VC} = \frac{1331}{274} = 4.86 \text{ m}^2 \left(52.29 \text{ ft}^2 \right)$$

Colocar $L = 3.048 \text{ m}$ (10 ft)

$$H = \frac{4.86}{3.048} = 1.59 \text{ m} \left(5.2 \text{ ft} \right)$$

La altura H se determinará con mayor precisión más adelante.

Falta definir su ancho W° , que depende del número de hileras de tubos:

Propiedades promedio del aire a T_{promedio} :

$$\mu = 0.000019 \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

$$k = 0.0284 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(0.0164 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^\circ\text{F}} \right)$$

$$\rho = \left(\frac{29}{22.4} \right) * \left[\frac{273}{(56 + 273)} \right] = 1.074 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(0.067 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

$$s = \text{gravedad específica} = \frac{1.074}{1000}$$

$$\text{Pr}^{1/3} = \left(\frac{C\mu}{k} \right)^{1/3} = 0.89$$

 $\Delta T_{\text{sistema}}$

$$300 \text{ } ^\circ\text{C} \xrightarrow{\text{red}} 270 \text{ } ^\circ\text{C} \quad R = \frac{-\Delta T_{\text{caliente}}}{\Delta T_{\text{frío}}} = \frac{(300 - 270)}{(84 - 28)} = 0.54$$

$$\frac{84 \text{ } ^\circ\text{C}}{216} \xleftarrow{\text{blue}} \frac{28 \text{ } ^\circ\text{C}}{242} \quad P = \frac{\Delta T_{\text{frío}}}{ITD} = \frac{(84 - 28)}{(300 - 28)} = 0.206$$

$$\Delta T_m = \frac{(242 - 216)}{\ln \left(\frac{242}{216} \right)} = 228.75 \text{ } ^\circ\text{C} \left(411.76 \text{ } ^\circ\text{F} \right)$$

$$F_T = f(0.54, 0.206, \text{flujo cruzado}) \approx 0.998 \text{ (Se lee en gráficas)}$$

$$\Delta T_{\text{sistema}} = \Delta T_m * F_T = 228.75 * 0.998 = 228.3 \text{ } ^\circ\text{C} \left(411 \text{ } ^\circ\text{F} \right)$$

$$Q = UA \Delta T_{\text{sistema}}$$

$$\frac{Q}{\Delta T_{\text{sistema}}} = UA = \frac{1560831}{228.3} = 6837 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Aproximación de U y A :

$$\text{Si } U \text{ estimada es } 39.7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}} \left(7.0 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ externo } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$A \text{ requerida sería} = \frac{6837}{39.7} = 172.2 \text{ m}^2 \left(1854 \text{ ft}^2 \right)$$

Proponemos tubo aleteado con aletas de aluminio, con tubo base de acero al carbón, de calibre 14 *BWG*:

$$d_E = 0.0254 \text{ m (1 in)}$$

$$d_I = 0.0212 \text{ m (0.834 in)}$$

$$d_A = 0.0460 \text{ m (1.8125 in)}$$

$$d_R = 0.02718 \text{ m (1.07 in)}$$

$$w = 0.0094 \text{ m (0.3713 in)}$$

$$Y_b = 0.00046 \text{ (0.018 in)}$$

$$N = \frac{433 \text{ aletas}}{\text{m}} \left(\frac{11 \text{ aletas}}{\text{in}} \right)$$

$$P_T = \text{paso de los tubos es } 0.0476 \text{ m} \left(1 \frac{7}{8} \text{ in} \right) \text{ triangular equilátero} = S_T = S_D$$

$$S_L = 0.0476 * 0.866 = 0.0412 \text{ m (1.624 in)}$$

$$\text{Poner } \frac{T}{H} = 31$$

$$H = 0.0476 * 30.5 + 0.046 = 1.498 \text{ m (59 in)}$$

$$AC_{\text{propuesta}} = 1.5 * 3.048 = 4.57 \text{ m}^2 \left(49.14 \text{ ft}^2 \right)$$

$$VC_{\text{resultante}} = \frac{1331}{4.57} = 291 \frac{\text{m}}{\text{min}} \left(956 \frac{\text{ft}}{\text{min}} \right). \text{ Está bien.}$$

– **Características del aleteado**

Aplicando las fórmulas:

$$A_f = \left(\frac{\pi}{2} \right) \left(0.046^2 - 0.02718^2 \right) 433 = 0.937 \frac{\text{m}^2}{\text{m tubo}} \left(3.07 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft tubo}} \right)$$

$$A_o = \pi * 0.02718 \left(1 - 433 * 0.00046 \right) = 0.0684 \frac{\text{m}^2}{\text{m tubo}} \left(0.224 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft tubo}} \right)$$

$$A_{o \text{ total}} = A_f + A_o = 1.0054 \frac{\text{m}^2}{\text{m tubo}} \left(3.29 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft tubo}} \right)$$

$$\text{Largo aleteado} = 3.048 - 0.038 = 3.01 \text{ m } (9.875 \text{ ft })$$

$$\text{Área externa de una hilera} = 1.0054 * 31 * 3.01 = 93.81 \text{ m}^2 (1009.8 \text{ ft}^2)$$

$$\text{Número de hileras requeridas} = \frac{172.2}{93.81} = 1.83$$

Probar con 2 hileras y determinar la velocidad del aceite y la caída de presión

$$\text{Perímetro proyectado} = 2 \left(2 * 433 * 0.0094 + 1 - 433 * 0.00046 \right) = 17.882 \frac{\text{m}}{\text{m tubo}}$$

$$D_{EC} = \frac{2 * 1.0054}{\left(\pi * 17.882 \right)} = 0.0358 \text{ m } (0.1174 \text{ ft })$$

Volumen libre neto

$$= 3.048 \left\{ 1.5 * 0.0412 - (31) \left(\frac{\pi}{4} \right) \left[0.02718^2 + 433 * 0.00046 * (0.0460^2 - 0.02718^2) \right] \right\}$$

$$= 0.11318 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{hilera}} \right)$$

$$\text{Superficie friccional} = 1.0054 * 3.048 * 31 = 95.0 \frac{\text{m}^2}{\text{hilera}}$$

$$D_{EV} = \frac{4 * 0.11318}{95.0} = 0.00477 \text{ m (0.188 in)}$$

– **Cálculo del lado aletas (aire frío)**

$$a_s = 3.048 \left[1.5 - 31 (0.02718 + 433 * 0.0094 * 2 * 0.00046) \right] = 1.65 \text{ m}^2 (17.76 \text{ ft}^2)$$

$$G_s = \frac{m_{\text{aire}}}{a_s} = \frac{26.595}{1.65} = 16.118 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \left(11874 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$V_s = \text{velocidad aire} = \frac{G_s}{\rho} = \frac{16.118}{1.074} = 15.0 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(49.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Re}_c = \frac{D_{EC} * G_s}{\mu} = \frac{0.0358 * 16.118}{(0.000019)} = 30370$$

$$\text{Re}_{\Delta P} = \frac{D_{EV} * G_s}{\mu} = \frac{0.00477 * 16.118}{(0.000019)} = 4046$$

$$J_H = 0.0896 (\text{Re}_c)^{0.7261} = 0.0896 (30370)^{0.7261} = 161.07$$

$$\frac{h_o}{\eta} = J_H * \left(\frac{k}{D_{EC}} \right) * \text{Pr}^{1/3} = \frac{161.07 * 0.0284 * 0.89}{0.0358} = 113.7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

η = eficiencia ponderada de la superficie externa (aletas + tubo sin aletas)

$$\eta = \emptyset * \left[\frac{A_f}{(A_f + A_o)} \right] + 1 * \left[\frac{A_o}{(A_f + A_o)} \right]$$

$$\emptyset = \text{eficiencia de la pura aleta} = \frac{[\tanh(g \psi)]}{(g \psi)}$$

$$g = \left[\frac{2 h_o}{(K_A Y_b)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\psi = \left(\frac{1}{2} \right) (2w + Y_b) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{d_R + 2w + Y_b}{d_R} \right) \right]$$

K_A = conductividad de aleta aluminio = 190.389 W m K

Sustituyendo valores:

$$g = \left[\frac{2 * 113.7}{(190.389 * 0.00046)} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{50.96}{m}$$

$$\psi = \left(\frac{1}{2} \right) (2 * 0.0094 + 0.00046) \left\{ 1 + 0.35 \ln \left[\frac{(0.02718 + 2 * 0.0074 + 0.00046)}{0.02718} \right] \right\} = 0.0111 m$$

$$(g\psi) = 0.567$$

$$\phi = \frac{[\tanh(0.567)]}{(0.567)} = 0.905$$

$$\eta = 0.905 * \left(\frac{0.937}{1.0054} \right) + 1 * \left(\frac{0.0684}{1.0054} \right) = 0.91$$

$$h_o = 0.91 * 113.7 = 103.6 \frac{W}{m^2 \text{ externo K}} \left(18.2 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ externo } ^\circ F} \right)$$

– *Caída de presión en aletas (Kern), en mm columna de agua*

ΔP_s = caída de presión estática

p_v = caída de presión dinámica (para que el aire salga del radiador con una velocidad cercana a la velocidad de entrada al mismo)

$$\Delta P_S = 7.3356 f_S G_S^2 \left(\frac{D_{EV}}{S_T} \right)^{0.4} * \left(\frac{S_D}{S_T} \right)^{0.6} * \frac{W^\circ}{(D_{EV} * \rho)}$$

$$f_S = 0.00786 \left(\text{Re}_{\Delta P} \right)^{-0.13034} = 0.00786 (4046)^{-0.13034} = 0.0027$$

$$\left(\frac{D_{EV}}{S_T} \right)^{0.4} = \left(\frac{0.0047}{0.0476} \right)^{0.4} = 0.4$$

$$W^\circ = \text{ancho aleteado para 2 hileras} = (1 * 0.0412 + 0.0460) = 0.0872 \text{ m}$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_S = \frac{7.3356 * 0.0027 * 16.118^2 * 0.4 * 0.0872}{(0.00477 * 1.074)} = 35.0 \text{ mm agua (1.38 in)}$$

$$p_v = 0.05098 * V_S^2 * \rho = 0.05098 * 15.0^2 * 1.074 = 12.31 \text{ mm agua (0.49 in)}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 35.0 + 12.31 = 47.31 \text{ mm (1.86 in agua)}$$

– **Cálculo del lado de los tubos (aceite térmico)**

$$\text{Número de tubos} = \frac{31 \text{ tubos}}{\text{hilera}} * 2 \text{ hileras} = 62$$

Probar número de pasos = 2. Revisar más tarde que ΔP no sea excesiva.

$$\frac{\text{tubos}}{\text{paso}} = \frac{62}{2} = 31$$

$$a_T = \text{área transversal por paso} = 31 * \pi \left(\frac{0.0212^2}{4} \right) = 0.01094 \text{ m}^2 (0.1176 \text{ ft}^2)$$

$$G_T = \text{masa velocidad} = \frac{m_{\text{aceite}}}{a_T} = \frac{20.729}{0.01094} = 1895 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \left(1395846 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$V_T = \frac{G_T}{\rho} = \frac{1895}{821.5} = 2.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(7.57 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Re}_t = \text{Reynolds} = \frac{d_I * G_T}{\mu} = \frac{0.0212 * 1895}{0.00045} = 89276$$

Por lo tanto, es flujo turbulento ($\text{Re} \geq 10^4$)

Ecuación de Seider-Tate de coeficiente interno para flujo turbulento ($\text{Re} \geq 10^4$):

$$h_i = \left(\frac{k}{d_I} \right) * 0.023 * \text{Re}^{0.8} * \text{Pr}^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Sustituyendo valores:

$$\frac{h_i}{\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}} = \left(\frac{0.0964}{0.0212} \right) * 0.023 * 89276^{0.8} * 2.27 = 2168 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ interno K}} \left(382 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ interno } ^\circ\text{F}} \right)$$

– Cálculo de la temperatura de la pared del tubo

Fluido caliente dentro de tubos:

$$t_W = T_F + \frac{r_o}{r_{io} + r_o} (T_C - T_F) = T_C - \frac{r_{io}}{r_{io} + r_o} (T_C - T_F)$$

Donde:

T_C = temperatura promedio del fluido caliente = $285 ^\circ\text{C}$

T_F = temperatura promedio del fluido frío = $56 ^\circ\text{C}$

$$\frac{A_{o \text{ total}}}{A_i} = \frac{1.0054}{\pi * 0.0212} = 15.09 \frac{\text{m}^2 \text{ externo}}{\text{m}^2 \text{ interno}}$$

$$r_o = \frac{1}{h_o} = \frac{1}{103.6} = 0.00965$$

$$r_{io} = \left(\frac{1}{h_i} \right) * \left(\frac{A_{o \text{ total}}}{A_i} \right) = \left(\frac{1}{2168} \right) (15.09) = 0.00696$$

Sustituyendo valores:

$$t_w = 56 + \left[\frac{0.00965}{(0.00965 + 0.00696)} \right] (285 - 56) = 189 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mu_w = 0.95 \text{ cps}$$

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = \left(\frac{0.45}{0.95} \right)^{0.14} = 0.9$$

$$h_i = 0.9 * 2168 = 1951 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ interno K}}$$

– **Calcular la caída de presión en tubos (Serth), en bar**

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{sección recta}} + \Delta P_{\text{retornos}} + \Delta P_{\text{conexiones}}$$

$$\Delta P_{\text{sección recta}} = \frac{f_t G_T^2 L n}{\left[2.005 * 10^8 * d_I * s * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right]}$$

Donde:

$$f_t = \text{factor fricción} = 0.4137 (\text{Re})^{-0.2585} = 0.4137 (89276)^{-0.2585} = 0.0217$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_{\text{recta}} = \frac{0.0217 * 1895^2 * 3.048 * 2}{(2.005 * 10^8 * 0.0212 * 0.82 * 0.9)} = 0.15$$

$$\Delta P_{\text{retornos}} = 0.5 * 10^{-8} \left(\frac{G_T^2}{s} \right) (2n - 1.5)$$

$$\Delta P_{\text{retornos}} = 0.5 * 10^{-8} \left(\frac{1895^2}{0.82} \right) (2.5) = 0.055$$

$$\Delta P_{\text{conexiones}} = \left(\frac{G_{\text{con}}^2}{s} \right) 7.5 * 10^{-9}$$

Conexiones de 4 pulgadas nominal cédula 40 (diámetro interior 0.1023 m):

$$(G_{\text{con}}) = \frac{20.729 * 4}{\pi * 0.1023^2} = 2522 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$\Delta P_{\text{conexiones}} = \left(\frac{2522^2}{0.82} \right) * \frac{7.5}{10^9} = 0.058$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0.12 + 0.055 + 0.058 = 0.23 \text{ bar. Es baja.}$$

La ΔP_{total} es baja. Podría ser mayor si aumentáramos el número de pasos en los tubos, pero recordemos que la velocidad del fluido ya está en el rango alto. Además, no siendo el fluido de coeficiente controlante, prácticamente no mejoraríamos el coeficiente total de transferencia de calor. Entonces, es mejor dejar los dos pasos en los tubos.

– Cálculo de U

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{h_o} + \left(\frac{1}{h_i} \right) \left(\frac{A_{o \text{ total}}}{A_i} \right) + r_w$$

U_{limpia} es el valor de U sin considerar factores de obstrucción

Donde:

r_w = resistencia del tubo bimetálico integral, referida al área externa $\left(\text{m}^2 \text{ externo } \frac{\text{K}}{\text{W}} \right)$

$$r_w = \frac{A_{o \text{ total}}}{\pi} \left(\frac{d_E - d_I}{k_L (d_E + d_I)} + \frac{R_B}{d_E} + \frac{d_R - d_E}{k_R (d_R + d_E)} \right)$$

k_L = conductividad tubo base (acero al carbón) = $45 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(26.0 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$

k_R = conductividad material de la raíz (es de la aleta) = $190.4 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(110 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$

R_B = resistencia de la unión tubo base-raíz, referida al área externa del tubo base
 $= 0.000118 \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}} \left(0.00067 \frac{\text{h ft } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}} \right)$

Sustituyendo valores:

$$r_w = \left(\frac{1.0054}{\pi} \right) \left\{ \left[\frac{(0.0254 - 0.0212)}{(45)(0.0254 + 0.0212)} \right] + \left[\frac{0.000118}{0.0254} \right] + \left[\frac{(0.02718 - 0.0254)}{(190.4)(0.02718 + 0.0254)} \right] \right\}$$

$$= 0.002165 \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}}$$

Sustituyendo valores en ecuación de U_{limpia} :

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{103.6} + \left(\frac{15.09}{1951} \right) + 0.002165 = 0.01955$$

$$U_{\text{limpia}} = 51.1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}} \left(9.0 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ externo } ^\circ\text{F}} \right)$$

No empleamos factores de obstrucción que prevean que el equipo cumpla con la carga requerida, aun cuando haya cierta obstrucción con el paso del tiempo.

Para compensar tal imprevisión, castigamos la U_{limpia} en un 21 %:

$$U_{diseño} = 0.79 * U_{limpia} = 0.79 * 51.1 = 40.4$$

$$A_{necesaria} = \frac{6837}{40.4} = 169.4 \text{ m}^2 \left(1823 \text{ ft}^2 \right)$$

$$A_{propuesta} = 2 * 93.81 = 187.6 \text{ m}^2 \left(2020 \text{ ft}^2 \right)$$

Hay un exceso de área de 10.7 %. Es un valor adecuado.

– *Cálculo de potencia del ventilador*

$$HP_{aire} = 2.19 * 10^{-4} * \left(\frac{\text{m}^3 \text{ reales}}{\text{min}} \right) * \Delta P \left(\text{mm agua} \right)$$

$$\frac{\text{m}^3 \text{ reales}}{\text{min}} = \frac{MCSM * \rho_{estándar}}{\rho_{promedio \text{ aire}}} = \frac{1327 * 1.202}{1.074} = 1485$$

$$HP_{aire} = 2.19 * 10^{-4} * 485 * 47.31 = 15.4$$

Eficiencia del ventilador ≈ 0.77

$$BHP = \frac{HP_{aire}}{\text{eficiencia del ventilador}} = \frac{15.4}{0.77} = 20.0$$

Por tanto, emplear 20 HP.

Colocar dos ventiladores, cada uno de $665 \frac{\text{m}^3 \text{ estándar}}{\text{min}}$ (23500 SCFM), y cada uno con motor de 10 HP. El diámetro de cada ventilador axial debe ser por lo menos unos 51 mm menor que el alto del radiador.

- El equipo es satisfactorio
- Aplicar el método $\epsilon - NTU$ en este equipo

Condiciones:

La temperatura inicial del aire es constante

El calor generado en el proceso a enfriar es constante, independiente del radiador

$$(mC)_{\text{aire}} = 26.595 * 1054 = 28031.1 \text{ (el menor)}$$

$$(mC)_{\text{aceite}} = 20.729 * 2509.9 = 52027.7$$

Para caso del fluido con (mC) menor, mezclado, y fluido con (mC) mayor, sin mezclar, para un paso en los tubos:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{\left(e^{-NTU * R_C} - 1 \right)}{R_C} \right]$$

En rigor, en nuestro caso no aplica esta ecuación, pues tenemos cuatro pasos en los tubos. Sin embargo, la usaremos porque nos dará un resultado aproximado en el lado seguro.

$$R_C = \frac{28031.1}{52027.7} = 0.539$$

$$NTU = \frac{U_{\text{diseño}} * A}{(mC)_{\text{menor}}} = \frac{40.4 * 187.6}{28031.1} = 0.27$$

Sustituyendo valores:

$$\varepsilon = 0.22$$

Balance de calor:

$$Q_{\text{aceite}} = Q_{\text{aire}} = (mC)_{\text{aire}} * \varepsilon * ITD = 1560831 \text{ W}$$

En la ecuación anterior, las únicas variables son ε y la ITD :

$$ITD = \frac{Q}{(mC)_{\text{aire}} * \varepsilon} = \frac{1560831}{(28031.1 * 0.22)} = 253 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$253 \text{ } ^\circ\text{C} = T_{\text{inicial aceite}} - 28.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Despejando:

$$T_{\text{inicial aceite}} = 281 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ya que el calor Q es constante:

$$\Delta T_{\text{aire}} = \text{constante} = \frac{1560831}{28031.1} = 55.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{final aire}} = 28 + 55.7 = 83.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{aceite}} = \text{constante} = \frac{1560831}{52027.7} = 30.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{final aceite}} = 281 - 30 = 251 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

La diferencia de temperatura de cada fluido permanece constante, y solo cambian los niveles de temperatura de entrada y salida del aceite en el radiador:

$$\text{Aceite: de } (300 - 270) \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ baja a } (281 - 251) \text{ }^{\circ}\text{C}$$

El método $\varepsilon - NTU$ nos permite saber cómo se comportará el equipo cuando nuevo, es decir, conocer que valores de temperatura esperar en el aceite al hacerle mediciones en ese estado limpio.

Se usa el valor de U_{limpia} . Así obtenemos otra NTU .

$$NTU = \frac{U_{\text{limpia}} * A}{(mC)_{\text{menor}}} = \frac{51.1 * 187.6}{28031.1} = 0.34$$

Sustituyendo valores:

$$\varepsilon = 0.267$$

Balance de calor:

$$ITD = \frac{Q}{[(mC)_{\text{aire}} * \varepsilon]} = \frac{1560831}{(28031.1 * 0.267)} = 208.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$208.5 \text{ }^{\circ}\text{C} = T_{\text{inicial aceite}} - 28.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Despejando:

$$T_{\text{inicial aceite}} = 236.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{aire}} = \text{constante} = 55.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{final aire}} = 28 + 55.7 = 83.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{aceite}} = \text{constante} = 30.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{final aceite}} = 236.5 - 30 = 206.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Aceite: de } (300 - 270) \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ baja a } (236.5 - 206.5) \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Comentario: Tal vez quedó algo sobrado, pero recordemos que la siguiente menor área sería para una hilera, que correspondería a la mitad del área propuesta. En tal caso, quedaría corto. Además, recordemos que los coeficientes peliculares de convección se calculan con una incertidumbre de más o menos 20 - 25 %.

10.6 Radiador de vapor de agua para baño turco

Condiciones:

Se emplea tubo aleteado

Opera en estado estable

Un cuarto de baño turco, de volumen 120 m^3 y para 36 personas, se desea mantener a $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

El medio de calentamiento es vapor de $\frac{1 \text{ kg}}{\text{m}^2}$ manométrico, empleado en un radiador (tubos aleteados) de convección natural.

Datos:

$$\text{Temperatura inicial del cuarto} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\rho = \text{densidad del aire} = 1.215 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(0.0758 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

$$C = \text{calor específico del aire} = 1046 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(0.25 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$\text{Temperatura ambiente} = 18 \text{ } ^\circ\text{C} \left(64 \text{ } ^\circ\text{F} \right)$$

$$\text{Medidas del cuarto} = 7.4 \text{ m} * 7.4 \text{ m} * 2.2 \text{ m}$$

Material del cuarto es concreto, de

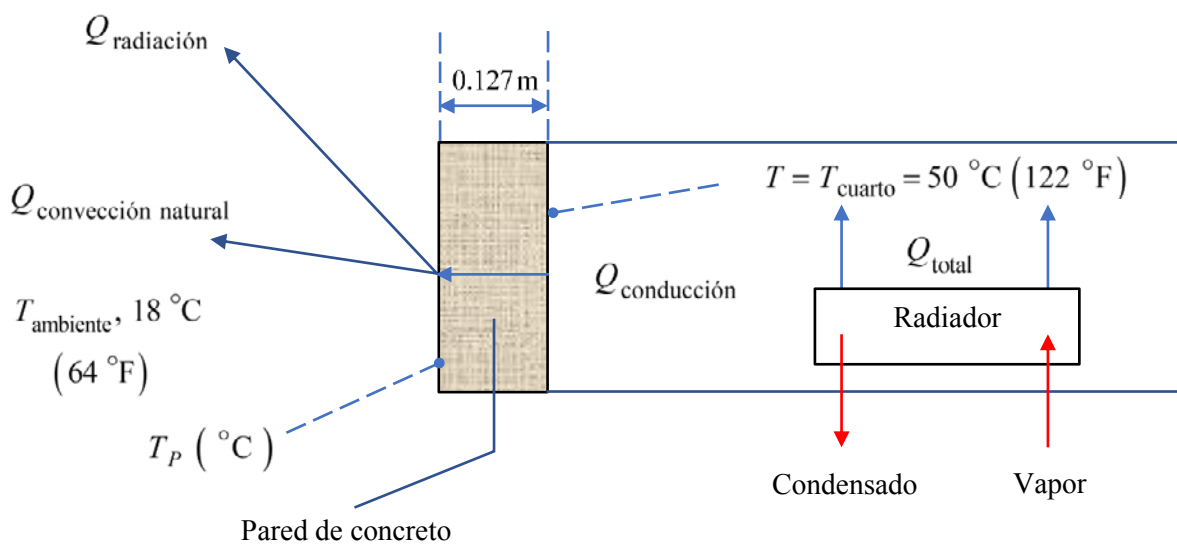
$$k = \text{conductividad} = 0.692 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(0.4 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$\varepsilon = \text{emisividad} = 0.85$$

$$\text{Espesor} = 0.127 \text{ m} \left(5 \text{ in} \right)$$

– **Balance de energía (ver diagrama)**

En el diagrama que muestra la ruta del calor transferido, se entiende que interviene toda el área del cuarto.



$$Q \rightarrow W$$

Q_{total} = (Rapidez de calor que debe proveer el radiador de vapor) = (1) Q para calentar el aire del cuarto + (2) Q perdido por el cuarto + (3) Q de las personas.

(1) Q para calentar el aire del cuarto:

Se tienen aproximadamente $\frac{4 \text{ cambios de aire}}{h}$

$$\text{Masa del aire} = \frac{4}{h} * \frac{120 \text{ m}^3 * 1.215 \text{ kg}}{\text{m}^3} = 583.2 \frac{\text{kg}}{h} \left(1285 \frac{\text{lb}}{h} \right)$$

$$Q_{\text{calentar aire}} = 583.2 \frac{\text{kg}}{h} * 1046 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * (50 - 18)^\circ\text{C} * \frac{h}{3600 \text{ s}} = 5422 \text{ W} \left(18501 \frac{\text{BTU}}{h} \right)$$

(2) Q perdido en el cuarto = $Q_{\text{conducción}} = Q_{\text{convección}} + Q_{\text{radiación}}$

Balance de calor en flux:

$$q \rightarrow \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$q_{\text{conducción}} = \frac{\Delta T}{\left(\frac{L}{k} \right)} = \frac{(50 - T_p)}{\left(\frac{0.127}{0.692} \right)} = 5.45 (50 - T_p)$$

$$q_{\text{radiación}} = \varepsilon * \sigma \left[(T_p + 273)^4 - (18 + 273)^4 \right] = 0.85 * 5.67 * 10^{-8} \left[(T_p + 273)^4 - 7.17 * 10^9 \right]$$

$$q_{\text{convección natural}} = 1.973 (T_p - 18)^{1.25}$$

Sustituyendo valores en (2):

$$5.45 (50 - T_p) = 1.973 (T_p - 18)^{1.25} + 0.85 * 5.67 * 10^{-8} \left[(T_p + 273)^4 - 7.17 * 10^9 \right]$$

Por tanteos, $T_p \approx 30.3^\circ\text{C}$

$$q_{\text{perdido por el cuarto}} = q_{\text{conducción}} = 107.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \left(34.15 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$A = \text{área externa del cuarto} = 7.4 * 7.4 * 2 + 7.4 * 2.2 * 4 = 175 \text{ m}^2 \left(1880 \text{ ft}^2 \right)$$

$$Q_{\text{perdido en el cuarto}} = 107.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} * 175 \text{ m}^2 = 18830 \text{ W} \left(64248 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

$$(3) \quad Q_{\text{de personas}} = 36 \text{ personas} * 161.19 \frac{\text{W}}{\text{persona}} = 5803 \text{ W} \left(19800 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

$$Q_{\text{total}} \text{ que debe proveer el radiador de vapor} = 5422 + 18830 + 5803 = 30055 \text{ W} \left(102548 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

Vapor saturado: presión de $1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ manométrico, temperatura de 116°C , calor latente de $2212 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(952 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \right)$, volumen específico de $1.017 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \left(16.303 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}} \right)$, viscosidad de $0.000013 \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$.

$$U = U_{\text{diseño}} \text{ en convección natural (incluyendo radiación)} \approx 9.0 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \left(1.6 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 ^\circ\text{F}} \right)$$

Aproximación de la ΔT del sistema:

$$\Delta T_{\text{mínima}} = (116 - 50) ^\circ\text{C} = 66 ^\circ\text{C} (118.8 ^\circ\text{F})$$

Con tales aproximaciones, consideramos no necesario calcular eficiencia ponderada del área aleteada.

$$A_{\text{necesaria}} = \frac{Q}{(U \Delta T)} = \frac{30055}{(9 * 66)} = 50.6 \text{ m}^2 (545 \text{ ft}^2)$$

Los tubos base son de $0.01905 \text{ m} \left(3/4 \text{ in} \right) d_E$, calibre 16 BWG, de $0.01575 \text{ m} \left(0.62 \text{ in} \right) d_I$, aleteados con $\frac{433 \text{ aletas}}{\text{m}} \left(\frac{11 \text{ aletas}}{\text{in}} \right)$, para dar $0.0385 \text{ m} \left(1.515 \text{ in} \right) d_A$, con $0.02108 \text{ m} \left(0.83 \text{ in} \right) d_R$, con alto de aleta (w) de $0.0087 \text{ m} \left(0.3425 \text{ in} \right)$, y espesor de aleta (Y_b) de $0.00046 \text{ m} \left(0.018 \text{ in} \right)$.

$$N = \frac{433 \text{ aletas}}{m}$$

El área externa total de tubos es $0.7579 \frac{m^2}{m \text{ tubo}} \left(2.49 \frac{ft^2}{ft \text{ tubo}} \right)$

El área es provista por 4 hileras de tubos aleteados, con 12 tubos cada hilera, cada tubo de 1.473 m (58 in) de largo (largo aleteado es 1.435 m).

Número total de tubos = 48

$$A_{\text{propuesta}} = 48 \text{ tubos} * 0.7579 \frac{m^2}{m \text{ tubo}} * 1.435 m = 52.2 m^2 (562 ft^2)$$

El exceso es 3.2 %

Para convección natural, conviene una buena separación entre tubos.

Los tubos están desplegados en arreglo triangular equilátero de $0.051 m = S_D = S_T (2 \text{ in})$

Esto significa que hay 0.051 m entre centros de tubos de la misma hilera y 0.044 m (1.732 in) entre centros de tubos de hileras contiguas.

Tamaño del radiador:

$$H = \text{alto aleteado} = \left(12 - \frac{1}{2} \right) 0.051 + 0.0385 = 0.625 m$$

$$L = \text{largo} = 1.473 m$$

$$W^\circ = \text{ancho aleteado} = (4 - 1) (0.044) + 0.0385 = 0.1705 m$$

El radiador puede ser colocado con los tubos orientados horizontalmente, respecto al piso.

– **Calcular la caída de presión del lado tubos (Kern), en bar**

Serán dos pasos en los tubos. Esto es suficiente para el vapor de agua.

Empleando un número par de pasos nos permite tener un cabezal flotante, para absorber diferencias de expansión térmica entre tubos y espejos.

$$\frac{a_T}{\text{paso}} = \left(\frac{48}{2} \right) * \pi * \frac{0.0157^2}{4} = 0.00465 \text{ m}^2$$

$$\text{Flujo de vapor} = 30055 \text{ W} \times \frac{\text{kg}}{2212000 \text{ J}} \times \frac{\text{J}}{\text{Ws}} = 0.01359 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(\equiv 48.9 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right)$$

$$G_t = \frac{0.01359}{0.00465} = 2.92 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$\text{Re}_T = \frac{0.01575 * 2.92}{0.000013} = 3537$$

$$f_t = \text{factor fricción} = 0.4137 (\text{Re})^{-0.2585} = 0.4137 (3537)^{-0.2585} = 0.05$$

$$s = \text{gravedad específica} = \left(\frac{1 \text{ kg}}{1.017 \text{ m}^3} \right) * \left(\frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ kg}} \right) = 0.00098$$

$$\Delta P = \frac{\left(\frac{1}{2} \right) f_t G_T^2 \text{Ln}}{\left[2.005 * 10^8 * d_I * s * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right]}$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P = \frac{\left(\frac{1}{2} \right) * 0.05 * 2.92^2 * 1.473 * 2}{\left(2.005 * 10^8 * 0.01575 * 0.00098 \right)} = 0.0002 \text{ bar (0.0029 psi)}. \text{ Es despreciable.}$$

Para la entrada del vapor es suficiente una conexión de 0.0254 m (1 in) de diámetro, para dar

una velocidad del vapor de $20 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(66 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$

Para la salida del condensado bastará una conexión de $0.0127 \text{ m} \left(\frac{1}{2} \text{ in} \right)$

El vapor entra por la mitad de los tubos (superiores) y regresa por la otra mitad de los tubos (inferiores), para dar dos pasos.

10.7 Sistema de dos radiadores para acondicionar aire usado para secar azúcar

Condiciones:

Se emplea tubo aleteado

Opera en estado estable

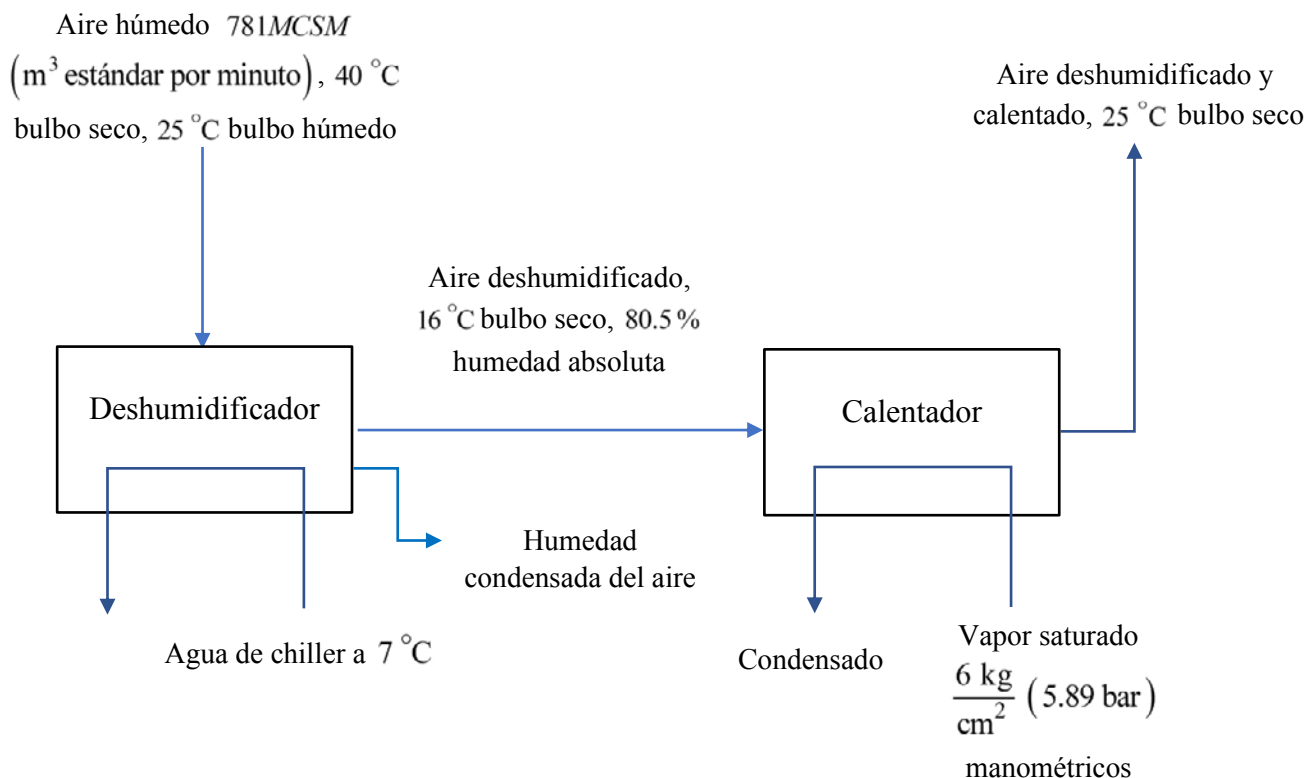
Para el secado de azúcar se emplea aire deshumidificado y calentado hasta una temperatura moderada, evitando así el apelmazamiento (formación de grumos) de la misma.

El acondicionamiento del aire consiste en deshumidificarlo mediante enfriamiento con agua refrigerada y, posteriormente, calentarlo mediante vapor de agua.

Para el deshumidificador del aire del ambiente, emplearemos un radiador de tubos aleteados, con agua de enfriamiento (refrigerada en chiller) por dentro de los tubos y aire húmedo pasando sobre las aletas.

Para el calentador del aire deshumidificado, también emplearemos un radiador de tubos aleteados, con vapor de agua por dentro de los tubos y el aire pasando sobre las aletas.

Diagrama del proceso



1. Cálculo del deshumidificador

1.1 Datos preliminares para el deshumidificador:

Aire inicial:

$$\text{Temperatura bulbo seco} = T_{bs} = 40\text{ }^{\circ}\text{C} \left(104\text{ }^{\circ}\text{F} \right)$$

$$\text{Temperatura bulbo húmedo} = T_{bh} = 25\text{ }^{\circ}\text{C} \left(77\text{ }^{\circ}\text{F} \right)$$

$$\text{Flujo} = 781.0\text{ } MCSM \text{ (27581 pies cúbicos standard por minuto)}$$

Aire final:

$$\text{Temperatura bulbo seco} = 16\text{ }^{\circ}\text{C} \left(60.8\text{ }^{\circ}\text{F} \right)$$

$$0.805 = \frac{X_{\text{final}}}{X_{\text{saturación a } T_{bs}}}$$

1.2 Datos complementarios para el aire inicial

Normalmente se usaría la carta psicrométrica. Aquí usaremos las ecuaciones que originan dicha carta, empleando adicionalmente solo las tablas de vapor de agua. Usamos la ecuación de depresión de bulbo húmedo para calcular la humedad X (kg agua/kg aire seco) del aire inicial:

$$T_{bs} - T_{bh} = \left(\frac{\lambda_{bh}}{\frac{h_g}{k_y}} \right) (X^{\circ} - X)$$

Donde:

λ_{bh} = calor latente del vapor de agua (entalpía del vapor – entalpía del líquido) a

$$T_{bh} = 2.44 * 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \left(1050.3 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \right)$$

$\frac{h_g}{k_y} =$ relación psicrométrica para el sistema aire-agua = coeficiente de transferencia de

$$\text{calor/coeficiente de transferencia de masa} = 949.5 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(0.227 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$X = \text{humedad del aire} \left(\frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire seco}} \right)$$

$$X^\circ = \text{humedad del aire saturado a } T_{bh}$$

De la igualdad entre fracción presión y fracción mol, a una temperatura dada:

$$X = \left[\frac{p_w}{(p_t - p_w)} \right] \frac{M_w}{M_a}$$

Sustituyendo valores a T_{bh} :

$$p_w = \text{presión de vapor del agua a } T_{bh} = 0.032 \text{ bar (0.4637 psi)}$$

$$p_t = \text{presión total} = 1.013 \text{ bar (14.696 psi)}$$

$$M_w = \text{peso molecular del agua} = 18 \frac{\text{kg}}{\text{mol}} \left(\frac{\text{lb}}{\text{lb mol}} \right)$$

$$M_a = \text{peso molecular del aire} = 29 \frac{\text{kg}}{\text{mol}} \left(\frac{\text{lb}}{\text{lb mol}} \right)$$

$$X^\circ = \left[\frac{0.032}{(1.013 - 0.032)} \right] \frac{18}{29} = 0.0202$$

Aplicando valores en ecuación de depresión de bulbo húmedo y despejando X :

$$40 - 25 = \left(\frac{2.44 \cdot 10^6}{949.5} \right) (0.0202 - X)$$

$$X = 0.0144$$

Ecuación de entalpía $H \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}} \text{ aire seco} \right)$ del aire húmedo, no saturado, tomando como referencia una temperatura de 0°C :

$$H = (1005 + 1884 X) T_{bs} + 2.5 \cdot 10^6 X$$

Sustituyendo valores:

$$H_{\text{inicial}} = (1005 + 1884 \cdot 0.0144) 40 + 2.5 \cdot 10^6 \cdot 0.0144 = 77285.2$$

1.2.1 Datos complementarios para el aire final

$$0.805 = \frac{X_{\text{final}}}{X_{\text{saturación a } T_{bs}}}$$

$$p_w = \text{presión de vapor del agua a } T_{bs} = 0.01826 \text{ bar (0.2648 psi)}$$

Sustituyendo en ecuación de humedad X :

$$X_{\text{saturación a } T_{bs}} = \left[\frac{0.01826}{(1.013 - 0.01826)} \right] \frac{18}{29} = 0.01139$$

$$X_{\text{final}} = 0.805 \cdot 0.01139 = 0.00917$$

Cálculo de T_{dp} (punto de rocío). Enfriamiento isobárico.

$$0.00917 = \left[\frac{p_w}{(1.013 - p_w)} \right] \frac{18}{29}$$

$$p_w = 0.0147 \text{ bar (0.2137 psi)}$$

En tablas de vapor, tal presión de vapor corresponde a $T_{dp} = 12.5^\circ\text{C}$ (54.5°F)

$$\lambda_{bh} = 2.4709 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \left(1063.2 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \right)$$

$$H_{\text{final}} = (1005 + 1884 \cdot 0.00917) 16 + 2.5 \cdot 10^6 \cdot 0.00917 = 39281.4$$

$$\Delta H_{\text{aire}} = (39281.4 - 77285.2) = -38004.0 \frac{\text{J}}{\text{kg aire seco}}$$

1.3 Balance de energía del sistema deshumidificador

$$\text{Densidad estándar del aire} = 1.202 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(0.075 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

Flujo másico de aire húmedo

$$= \left(781 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \right) \left(1.202 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(\frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \right) = 15.646 \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{s}} \left(124065 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \right)$$

Flujo másico de aire seco

$$= (15.646) \frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{s}} * \left(\frac{1 \text{ kg aire seco}}{1.0144 \text{ kg aire húmedo}} \right) = 15.424 \frac{\text{kg aire seco}}{\text{s}} \left(122304 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \right)$$

Q calor transferido en deshumidificador

$$= \text{flujo másico aire seco} * \Delta H_{\text{aire}} = 15.424 * 38004.0 = 586170 \text{ W} \left(2.0 * 10^6 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

$$Q \text{ en toneladas refrigeración (TR)} = \frac{586170}{3516.66} = 167$$

es la capacidad del enfriador (Chiller) o calor tomado por el agua de enfriamiento.

Proponemos T inicial agua de refrigeración = 7°C

Seleccionamos una ΔT del agua de 6.0°C .

$$T_{\text{final del agua}} = 13^\circ \text{C}$$

$$\text{Flujo másico requerido de agua} = \frac{586170 \text{ W}}{(4182.8 * 6)} = 23.36 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(185205 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \right) \equiv 370 \text{ GPM}$$

Del Q del deshumidificador, una parte es Q de condensación y la otra es Q sensible (sin cambio de fase).

El λ promedio de condensación

$$= \left(\frac{1}{2} \right) (2.4407 + 2.4709) 10^6 = 2.4558 * 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \left(1056.8 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \right)$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{condensación}} &= 15.424 \frac{\text{kg aire seco}}{\text{s}} * (0.0144 - 0.00917) \frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire seco}} * 2.4558 * 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\ &= 198103 \text{ W (es el 33.8\% de } Q_{\text{total}}) \end{aligned}$$

$$\Delta T \text{ del agua de enfriamiento para condensación} = 0.338 * 6 = 2.03 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{sensible}} = Q_{\text{total}} - Q_{\text{condensación}} = 388067 \text{ W (66.2\% de } Q_{\text{total}})$$

$$\Delta T \text{ del agua de enfriamiento sensible} = 6 - 2.03 = 3.97 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Consideramos una zona de condensación (comprendida entre temperaturas de bulbo húmedo) y una zona de enfriamiento sensible (comprendida entre temperaturas de bulbo seco), con la primera zona en contacto con el agua más fría.

1.4 ΔT de cada zona

ΔT latente (condensación)

ΔT sensible (Donde $F_T \approx 1.0$)

$$25.00 \xrightarrow{\text{red}} 12.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$40 \xrightarrow{\text{red}} 16.00 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{9.03}{15.97} \xleftarrow{\text{blue}} \frac{7.0}{5.5}$$

$$\frac{13}{27} \xleftarrow{\text{blue}} \frac{9.03}{6.97}$$

$$\Delta T_m \text{ latente} = \frac{(15.97 - 5.5)}{\ln(15.97/5.5)} = 9.82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m \text{ sensible} = \frac{(27 - 6.97)}{\ln(27/6.97)} = 14.79 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para zona de condensación:

$$\frac{Q_c}{\Delta T_c} = U_c * A_c = \frac{198103}{9.82} = 20173 \frac{W}{K}$$

Para zona sensible:

$$\frac{Q_s}{\Delta T_s} = U_s * A_s = \frac{388067}{14.79} = 26238 \frac{W}{K}$$

Para calcular para cada zona, el valor de U (coeficiente de transferencia total de calor) y la correspondiente área de transferencia A , debemos suponer un equipo de ciertas dimensiones y partir de allí para hacer nuestras iteraciones.

– *Aproximación del tamaño del radiador por medio de su área transversal*

El objetivo del deshumidificador es condensar y separar parte de la humedad del aire. La separación requiere una velocidad moderada del aire para evitar el arrastre de la humedad condensada.

Asimismo, requiere, en el extremo de salida del ducto del aire deshumidificado, la colocación en la parte inferior de un céscol (trampa de agua) en la tubería para sacar el agua de condensación proveniente de la deshumidificación del aire.

Flujo de condensado

$$= (0.0144 - 0.00917) \frac{kg}{kg \text{ aire seco}} * 15.424 \frac{kg \text{ aire seco}}{s} = 0.081 \frac{kg}{s} \left(640.0 \frac{lb}{h} \right)$$

Usaremos una velocidad de la cara del aire (VC) $\leq 195 \frac{m}{min}$

$$MCSM = 781 \left(27581 \frac{ft^3 \text{ estándar}}{min} \right)$$

$$VC = 195 \frac{m}{min}$$

$$AC = \text{área de la cara transversal} = \frac{MCSM}{VC} = \frac{781}{195} = 4.0 \text{ m}^2 (43.11 \text{ ft}^2) = H * L$$

$$L = 3.0 \text{ m, entonces } H = 1.333 \text{ m}$$

$$L_A = \text{largo aleteado} = 3.0 - 0.038 = 2.962 \text{ m}$$

Usaremos tubos aleteados con las siguientes características:

Tubo base de acero inoxidable de $0.00925 \text{ m} \left(\frac{3}{8} \text{ in} \right)$ diámetro exterior (d_E), calibre 18 *BWG*, de $0.00704 \text{ m} (0.277 \text{ in})$ diámetro interior (d_I).

Tubos aleteados con $0.0108 \text{ m} (0.425 \text{ in})$ de diámetro de la raíz (d_R), $0.0223 \text{ m} (0.88 \text{ in})$ de diámetro aleteado (d_A), $0.0058 \text{ m} (0.2275 \text{ in})$ de alto aleta de aluminio (w) de $0.00046 \text{ m} (0.018 \text{ in})$ de espesor (Y_b), y con $N = \frac{433 \text{ aletas}}{\text{m}} \left(\frac{11 \text{ aletas}}{\text{in}} \right)$.

Paso de los tubos = $0.0254 \text{ m} (1.0 \text{ in})$ equilátero triangular.

$$S_T = S_D = 0.0254 \text{ m}$$

$$S_L = 0.0254 * 0.866 = 0.022 \text{ m}$$

En el alto de 1.333 m , caben $\frac{52 \text{ tubos}}{\text{hilera}} \left(\frac{T}{H} \right)$

$$\text{Alto aleteado} = 51.5 * 0.0254 + 0.0223 = 1.330 \text{ m}$$

Aplicando valores en fórmulas, obtenemos:

$$A_f = \left(\frac{\pi}{2} \right) (0.0223^2 - 0.0108^2) 433 = 0.2589 \frac{\text{m}^2}{\text{m tubo}} \left(0.849 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft tubo}} \right)$$

$$A_o = \pi * 0.0108 (1 - 433 * 0.00046) = 0.0272 \frac{\text{m}^2}{\text{m tubo}} \left(0.0891 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft tubo}} \right)$$

$$A_{o \text{ total}} = A_f + A_o = 0.2861 \frac{\text{m}^2}{\text{m tubo}} \left(0.939 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft tubo}} \right)$$

$$\text{Perímetro proyectado} = 2 (2 * 433 * 0.0058 + 1 - 433 * 0.00046) = 11.647 \frac{\text{m}}{\text{m tubo}}$$

$$D_{EC} = \frac{2 * 0.2861}{(\pi * 11.647)} = 0.0156 \text{ m } (0.051 \text{ ft})$$

Volumen libre neto

$$= 3.0 \left\{ 1.333 * 0.022 - (52) \left(\frac{\pi}{4} \right) \left[0.0108^2 + 433 * 0.00046 (0.0223^2 - 0.0108^2) \right] \right\}$$

$$= 0.0644 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{hilera}} \right)$$

$$\text{Superficie friccional} = 0.2861 * 3.0 * 52 = 44.63 \frac{\text{m}^2}{\text{hilera}}$$

$$D_{EV} = \frac{4 * 0.0644}{44.63} = 0.0058 \text{ m } (0.0189 \text{ ft})$$

$$a_S = 3.0 \left[1.333 - 52 (0.0108 + 2 * 433 * 0.00575 * 0.00046) \right] = 1.96 \text{ m}^2 (21.06 \text{ ft}^2)$$

A externa de una hilera

$$= 0.2861 \frac{\text{m}^2}{\text{m tubo}} * 2.962 \frac{\text{m}}{\text{m aleteado}} * \frac{52 \text{ tubos}}{\text{hilera}} = 44.07 \frac{\text{m}^2}{\text{hilera}} \left(474.3 \frac{\text{ft}^2}{\text{hilera}} \right)$$

1.5 Cálculo de U en la zona de calor sensible

1.5.1 Cálculo h_o (coeficiente pelicular externo) del aire (lado de las aletas)

$$T_{\text{promedio aire}} = \frac{1}{2} (40 + 16) ^\circ\text{C} = 28 ^\circ\text{C} (82.4 ^\circ\text{F})$$

Propiedades del aire a T_{promedio} :

$$\mu = 0.000018 \frac{\text{kg}}{\text{ms}} (0.018 \text{ cps})$$

$$k = 0.0263 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(0.0152 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$C = 1046 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(0.25 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$\rho = \frac{29 * 273}{[22.4 * (28 + 273)]} = 1.174 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(0.0732 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

$$\text{Pr}^{1/3} = \left(\frac{1046 * 0.000018}{0.0263} \right)^{1/3} = 0.89$$

$$G_S = \frac{m}{a_S} = \frac{15.646}{1.96} = 7.983 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \left(5881 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$V_S = \text{velocidad aire} = \frac{G_S}{\rho} = \frac{7.983}{1.174} = 6.8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(22.3 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Re}_c = \frac{D_{EC} * G_S}{\mu} = \frac{0.0156 * 7.983}{(0.000018)} = 6920$$

$$\text{Re}_{\Delta P} = \frac{D_{EV} * G_S}{\mu} = \frac{0.0058 * 7.983}{(0.000018)} = 2572$$

$$J_H = 0.0896 (\text{Re}_c)^{0.7261} = 0.0896 (6920)^{0.7261} = 55.0$$

$$\frac{h_o}{\eta} = J_H * \left(\frac{k}{D_{EC}} \right) * \text{Pr}^{1/3} = 55.0 * \left(\frac{0.0263}{0.0156} \right) * 0.89 = 82.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Donde:

$$\eta = \emptyset * \left[\frac{A_f}{(A_f + A_o)} \right] + 1 * \left[\frac{A_o}{(A_f + A_o)} \right]$$

$$\emptyset = \left[\frac{\tanh(g\psi)}{(g\psi)} \right]$$

$$g = \left[\frac{2 h_o}{(K_A Y_b)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\psi = \left(\frac{1}{2} \right) (2w + Y_b) \left(1 + 0.35 \ln \frac{d_R + 2w + Y_b}{d_R} \right)$$

$$K_A = \text{conductividad de aleta aluminio} = 190.389 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

Sustituyendo valores:

$$g = \left[\frac{2 * 82.5}{(190.389 * 0.00046)} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{43.4}{\text{m}}$$

$$\psi = \left(\frac{1}{2} \right) (2 * 0.0058 + 0.00046) \left(1 + 0.35 \ln \frac{0.0108 + 2 * 0.0058 + 0.00046}{0.0108} \right) = 0.00761 \text{ m}$$

$$(g \psi) = 0.330$$

$$\emptyset = \frac{[\tanh(0.330)]}{(0.330)} = 0.965$$

$$\eta = 0.965 * \left(\frac{0.2589}{0.2861} \right) + 1 * \left(\frac{0.0272}{0.2861} \right) = 0.968$$

$$h_o = 0.968 * 82.5 = 79.9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}} \left(14.1 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ externo } ^\circ\text{F}} \right)$$

La caída de presión solo se podrá calcular hasta que esté dimensionado por completo el equipo. Nos falta el ancho aleteado del radiador (w°), que es la distancia en metros recorrida por el aire.

1.5.2 Cálculo de la resistencia metálica r_w

$$\frac{A_{o \text{ total}}}{A_i} = \frac{\text{área total externa}}{\text{área interna}} = \frac{0.2861}{(\pi * 0.00704)} = 12.9 \frac{\text{m}^2 \text{ externo}}{\text{m}^2 \text{ interno}}$$

$$r_w = \text{resistencia del tubo bimetálico integral, referida al área externa} \left(\text{m}^2 \text{ externo} \frac{\text{K}}{\text{W}} \right)$$

$$r_w = \frac{A_{o \text{ total}}}{\pi} \left(\frac{d_E - d_I}{k_L (d_E + d_I)} + \frac{R_B}{d_E} + \frac{d_R - d_E}{k_R (d_R + d_E)} \right)$$

$$k_L = \text{conductividad tubo base (acero inoxidable)} = \frac{15 \text{ W}}{\text{m K}} \left(8.7 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$k_R = \text{conductividad material de la raíz (es el de la aleta)} = \frac{190.4 \text{ W}}{\text{m K}} \left(110 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$R_B = \text{resistencia de la unión tubo base-raíz, referida al área externa del tubo base}$$

$$= 0.000118 \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}} \left(0.00067 \frac{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}} \right)$$

Sustituyendo valores:

$$r_w = \left(\frac{0.2861}{\pi} \right) \left\{ \left[\frac{(0.00925 - 0.00704)}{(15)(0.00925 + 0.00704)} \right] + \left[\frac{0.000118}{0.00925} \right] + \left[\frac{(0.0108 - 0.00925)}{(190.4)(0.0108 + 0.00925)} \right] \right\}$$

$$= 0.00202 \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}}$$

1.5.3 Aproximación del área del equipo

Donald Kern nos menciona que el rendimiento de inter - enfriadores comerciales de gases permanentemente saturados a presión atmosférica con agua a 38 °C o menos, puede ser aproximadamente predicho mediante rápidas reglas empíricas:

- 1) Se usa el calor total Q (sensible más latente) a transferir y se calcula una U correspondiente al gas húmedo como si fuera seco, sin condensación.
- 2) Se calcula la ΔT del sistema como si fuera solo calor sensible, empleando las temperaturas de entrada y salida del gas y las del agua de enfriamiento.

Estas reglas tienden a contrarrestarse una con la otra, dando un resultado aproximado al real: La primera nos da una U menor al valor real, pues no considera la condensación. La segunda, nos da una ΔT mayor a la real, por la misma razón de no considerar la condensación.

Empleando tales reglas:

ΔT sistema deshumidificador

$$\begin{array}{ccc} 40.0 & \xrightarrow{\text{red}} & 16.0 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \frac{13.0}{27.0} & \xleftarrow{\text{blue}} & \frac{7.0}{9.0} \end{array}$$

$$\Delta T_m = \frac{(27 - 9)}{\ln \left(\frac{27}{9} \right)} = 16.38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Supondremos el valor del h_i (Sabemos que no es el coeficiente controlante y que su valor preciso no importa mucho):

$$h_i \approx 5678 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ interno K}} \left(1000 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ interno } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$h_o = 79.9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}} \left(14.1 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ externo } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$U \approx \left(\frac{1}{79.9} + \frac{12.9}{5678} + 0.00202 \right)^{-1} = 59.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}}$$

$$A = \frac{Q_{\text{total}}}{(U^* \Delta T_m)} = \frac{586170}{(59.5 \times 16.38)} = 601.4 \text{ m}^2 \left(6473 \text{ ft}^2 \right)$$

$$\text{Número de hileras requeridas} = \frac{601.4}{44.07} \approx 13.65$$

1.5.4 Probar 13 hileras para el deshumidificador y calcular h_i (coeficiente pelicular interno del agua)

El h_i servirá para ambas zonas: sensible y de condensación.

$$\text{El número de tubos} = 13 \text{ hileras} \times 52 \frac{\text{tubos}}{\text{hilera}} = 676$$

Número de pasos en los tubos = 2

$$\frac{\text{Tubos}}{\text{paso}} = \frac{676}{2} = 338$$

$$a_T = \text{área transversal por paso} = 338 * \pi * \frac{0.00704^2}{4} = 0.01316 \text{ m}^2 \left(0.141 \text{ ft}^2 \right)$$

$$G_T = \frac{m}{a_T} = \frac{23.36}{0.01316} = 1775.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{K}} \left(1307690 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$V_T = \frac{G_T}{\rho} = 1775.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} * \left(\frac{\text{m}^3}{1000 \text{ kg}} \right) = 1.78 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(5.8 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

Propiedades del agua a 10 °C:

$$\mu = 1.3 \text{ cps} = 0.0013 \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$$

$$k = 0.587 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(0.339 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$C = 4183 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(1.0 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$\text{Pr} = \frac{4183 * 0.0013}{0.587} = 9.26$$

$$\text{Re}_T = \frac{0.00704 * 1775.1}{0.0013} = 9613$$

Ecuación de Hausen de coeficiente interno para flujo de transición ($2100 < \text{Re} \leq 10^4$):

$$h_i = \left(\frac{k}{d_I} \right) * 0.116 \left(\text{Re}^{2/3} - 125 \right) \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \left[1 + \left(\frac{d_I}{L} \right)^{2/3} \right] \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ interno K}}$$

Sustituyendo valores:

$$h_i = \left(\frac{0.587}{0.00704} \right) * 0.116 \left(9613^{2/3} - 125 \right) 9.26^{1/3} \left[1 + \left(\frac{0.00704}{3.0} \right)^{2/3} \right] = 6765 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ interno K}}$$

Calculando la U_{limpia} y el A correspondiente a la zona de calor sensible:

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{79.9} + \frac{12.9}{6765} + 0.00202 = 0.01644$$

$$U_{\text{limpia}} = 60.82 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}} \left(10.7 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ externo } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$A_{\text{sensible}} = \frac{26238}{60.82} = 431.4 \text{ m}^2 \left(4644 \text{ ft}^2 \right)$$

1.6 Cálculo U de zona de condensación

1.6.1 Cálculo h_o (coeficiente pelicular externo) de zona de condensación (zona de calor latente)

Requiere iteraciones, ya que las propiedades del condensado empleadas en el cálculo de h_o se consideran a la temperatura de la película (T_f), para cuyo cálculo se requiere saber la temperatura de la pared (T_w), misma que es función de h_o .

$$\text{Suponer } h_o = 1577 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}} \left(278 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ externo } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$h_{io} = \text{coeficiente interno del agua referido al área externa} = \frac{6765}{12.9} = 524.4$$

Para el caso de fluido caliente fuera de los tubos (fluido frío dentro de tubos):

$$t_w = T_F + \frac{r_{io}}{r_{io} + r_o} (T_C - T_F) = T_F + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_C - T_F)$$

$$T_C = T_{\text{caliente}} = T \text{ promedio del vapor a condensar} = \left(\frac{1}{2} \right) (25 + 12.5) ^\circ\text{C} = 18.7 ^\circ\text{C}$$

$$T_F = T_{\text{frío}} = T \text{ promedio del agua fría} = \left(\frac{1}{2} \right) (7 + 9.03) ^\circ\text{C} = 8 ^\circ\text{C}$$

Sustituyendo valores:

$$T_w = 8 + \left[\frac{1577}{(524.4 + 1577)} \right] (18.7 - 8) = 16.0 ^\circ\text{C}$$

$$T_f = T \text{ de la película} = \left(\frac{1}{2} \right) (T_C + T_w) = \left(\frac{1}{2} \right) (18.7 + 16.0) = 17.4 ^\circ\text{C}$$

Propiedades del condensado a 17.4°C :

$$k_f = 0.597 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(0.345 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft }^{\circ}\text{F}} \right)$$

$$\mu_f = 0.0011 \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

$$\rho_f = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(62.4 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

Calculando la longitud L correspondiente a la zona de condensación

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{i o}} + r_w = \frac{1}{1577} + \frac{1}{524.4} + 0.00202 = 0.00456$$

$$U_{\text{limpia}} = 219.2$$

$$A_{\text{condensación}} = \frac{20173}{219.2} = 92.0 \text{ m}^2$$

$$L_{\text{condensación}} = \frac{92.0 \text{ m}^2}{\left(676 \text{ tubos} * 0.2861 \frac{\text{m}^2}{\text{m} * \text{tubo}} \right)} = 0.48 \text{ m} (1.6 \text{ ft})$$

Ecuación para obtener h_o de zona de condensación:

$$h_o = 2.02 * k_f (Nt)^{2/9} \left[\frac{(L * \rho_f^2)}{(FH * \mu_f)} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$Nt = \text{número de tubos} = 676$$

$$FH = \text{flujo de aire húmedo} = 15.646 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Sustituyendo valores:

$$h_o = 2.02 * 0.597 (676)^{2/9} \left[\frac{(0.48 * 1000^2)}{(15.646 * 0.0011)} \right]^{\frac{1}{3}} = 1557 \frac{W}{m^2 \text{ externo } K}$$

El valor resultante casi coincide con el valor supuesto inicialmente. Es el valor de h_o .

$$A \text{ total ambas zonas} = 431.4 + 92.0 = 523.4 \text{ m}^2 \left(5634 \text{ ft}^2 \right)$$

$$\text{Número de hileras} = \frac{523.4}{44.07} = 11.9 \approx 12 \text{ hileras}$$

Esto significa que 12 hileras son suficientes, pues prácticamente se mantienen los valores de las U sensible y de condensación al pasar de 13 hileras a 12 hileras.

También podemos constatar una buena aproximación del método de cálculo usado para inter enfriadores comerciales.

1.7 U de diseño y la correspondiente área de diseño A

No tenemos factores de obstrucción. Sin embargo, equivalentemente podemos considerar una $U_{\text{diseño}}$ menor a la U_{limpia} (para ambas zonas):

$$U_{\text{diseño}} = 0.75 * U_{\text{limpia}}$$

$$\text{Número requerido de hileras es } \frac{12}{0.75} = 16$$

Colocar 16 hileras

Recalcular h_i del agua (dentro de tubos)

$$\text{Número de tubos} = 16 \text{ hileras} \times 52 \frac{\text{tubos}}{\text{hilera}} = 832$$

Número de pasos en los tubos = 2

$$\frac{\text{Tubos}}{\text{paso}} = \frac{832}{2} = 416$$

$$a_T = \text{área transversal por paso} = \frac{416 * \pi * 0.00704^2}{4} = 0.01619 \text{ m}^2 (0.174 \text{ ft}^2)$$

$$G_T = \frac{m}{a_T} = \frac{23.36}{0.01619} = 1443 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \left(1062872 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$V_T = \frac{G_T}{\rho} = 1443 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \times \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ kg}} = 1.44 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(4.7 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

Con propiedades del agua a 10 °C:

$$\text{Re}_T = \frac{0.00704 * 1443}{0.0013} = 7814$$

Ecuación de Hausen de coeficiente interno para flujo de transición ($2100 < \text{Re} \leq 10^4$):

$$h_i = \left(\frac{k}{d_I} \right) * 0.116 \left(\text{Re}^{2/3} - 125 \right) \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \left[1 + \left(\frac{d_I}{L} \right)^{2/3} \right] \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Sustituyendo valores:

$$\begin{aligned} h_i &= \left(\frac{0.587}{0.00704} \right) * 0.116 \left(7814^{2/3} - 125 \right) 9.26^{1/3} \left[1 + \left(\frac{0.00704}{3.0} \right)^{2/3} \right] \\ &= 5603 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ interno K}} \left(987 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ interno } ^\circ\text{F}} \right) \end{aligned}$$

– **Cálculo de caída de presión lado tubos (Serth) en bar**

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{sección recta}} + \Delta P_{\text{retornos}} + \Delta P_{\text{conexiones}}$$

$$\Delta P_{\text{sección recta}} = \frac{f_t G_T^2 L n}{\left[2.005 * 10^8 * d_I * s * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right]}$$

Donde:

s = gravedad específica = densidad del fluido/densidad del agua = 1.0

f_t = factor fricción = $0.4137 (\text{Re})^{-0.2585} = 0.4137 (7814)^{-0.2585} = 0.0407$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_{\text{recta}} = \frac{0.0407 * 1443^2 * 3.0 * 2}{(2.005 * 10^8 * 0.00704)} = 0.36$$

$$\Delta P_{\text{retornos}} = 0.5 * 10^{-8} \left(\frac{G_T^2}{s} \right) (2n - 1.5)$$

$$\Delta P_{\text{retornos}} = 0.5 * 10^{-8} \left(\frac{1443^2}{1} \right) (2.5) = 0.026$$

$$\Delta P_{\text{conexiones}} = \left(\frac{G_{\text{con}}^2}{s} \right) 7.5 * 10^{-9}$$

Conexiones de 0.0762 m (3 in) nominal cédula 40 (diámetro interior 0.0779 m):

$$(G_{\text{con}}) = \frac{23.36 * 4}{(\pi * 0.0779^2)} = 4901 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}}$$

$$\Delta P_{\text{conexiones}} = \frac{4901^2 * 7.5}{10^9} = 0.18$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0.36 + 0.026 + 0.18 = 0.57 \text{ bar}$$

Recalculando la U de zona calor sensible:

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{79.9} + \frac{12.9}{5603} + 0.00202 = 0.01684$$

$$U_{\text{limpia}} = 59.4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}} \left(10.45 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ externo } ^\circ\text{F}} \right)$$

Este valor corresponde a la zona de calor sensible.

Recordando que, $(U * A)_{\text{sensible}} = 26238$

$$A_{\text{sensible}} = \frac{26238}{59.4} = 442.0 \text{ m}^2 (4758 \text{ ft}^2)$$

Recalculando la U de zona calor latente:

Consideramos constante el valor de h_o de condensación

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} + r_w = \frac{1}{1577} + \frac{12.9}{5603} + 0.00202 = 0.004956$$

$$U_{\text{limpia}} = 201.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}} \left(35.5 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ externo } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$A_{\text{latente}} = \frac{20173}{201.8} = 100.0 \text{ m}^2 (1076 \text{ ft}^2)$$

$$A_{\text{total ambas zonas}} = 442.0 + 100.0 = 542.0 \text{ m}^2 (5834 \text{ ft}^2)$$

$$\text{Número de hileras} = \frac{542.0}{44.07} = 12.3$$

$$\% \text{ Exceso área} = \left[\left(\frac{16}{12.3} \right) - 1 \right] 100 = 30.0$$

1.8 Cálculo caída de presión lado aletas (Kern), en milímetros columna agua

ΔP_s = caída de presión estática

p_v = caída de presión dinámica (para que el aire salga del radiador con una velocidad cercana a la velocidad de entrada al mismo)

$$\Delta P_s = 7.3356 f_s G_s^2 \left(\frac{D_{EV}}{S_T} \right)^{0.4} * \left(\frac{S_D}{S_T} \right)^{0.6} * \frac{W^\circ}{(D_{EV} * \rho)}$$

$$f_s = 0.00786 \left(\text{Re}_{\Delta P} \right)^{-0.13034} = 0.00786 (2572)^{-0.13034} = 0.00282$$

$$\left(\frac{D_{EV}}{S_T} \right)^{0.4} = \left(\frac{0.00585}{0.0254} \right)^{0.4} = 0.56$$

$$W^\circ = \text{ancho aleteado} = (15 * 0.022 + 0.0224) = 0.352 \text{ m}$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_s = \frac{7.3356 * 0.00282 * 7.983^2 * 0.56 * 0.352}{(0.00585 * 1.174)} = 37.8 \text{ mm agua (1.49 in)}$$

$$p_v = 0.05098 * V_s^2 * \rho = 0.05098 * 6.8^2 * 1.174 = 2.77 \text{ mm agua (0.109 in)}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 37.8 + 2.77 = 40.6 \text{ mm agua (1.6 in agua)}$$

2. Cálculo del radiador calentador de aire

Aire inicial:

Temperatura bulbo seco 16°C

Flujo másico de aire húmedo final = flujo másico aire seco

$$\left(\frac{\text{kg aire seco}}{\text{s}} \right) * (1 + X_{\text{final}}) \left(\frac{\text{kg aire húmedo}}{\text{kg aire seco}} \right)$$

Sustituyendo valores:

$$\text{Flujo másico aire húmedo} = 15.424 (1 + 0.00917) = 15.433 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(122378 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \right)$$

Al calentar el aire no hay condensación, la humedad absoluta del mismo permanece constante.

Aire final:

Temperatura bulbo seco 25°C

Propiedades del aire a T promedio de 20.5°C :

$$\mu = 0.018 \text{ cps} \left(0.000018 \frac{\text{kg}}{\text{ms}} \right)$$

$$k = 0.026 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(0.015 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft }^{\circ}\text{F}} \right)$$

$$C = 1046 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(0.25 \frac{\text{BTU}}{\text{lb }^{\circ}\text{F}} \right)$$

$$\rho = \frac{29 * 273}{22.4 * (20.5 + 273)} = 1.204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(0.0751 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

$$\text{Pr}^{1/3} = 0.89$$

Medio de calentamiento: Vapor de agua saturado

$$P = \frac{6 \text{ kg}}{\text{cm}^2} \text{ manométricos}$$

$$T = 164 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Calor latente} = 2068.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(890 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \right)$$

$$\text{Volumen específico} = 0.2788 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \left(4.47 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}} \right)$$

$$\mu = 0.0145 \text{ cps} \left(0.0000145 \frac{\text{kg}}{\text{ms}} \right)$$

2.1 Características del radiador

Para el radiador calentador de aire usaremos los mismos tubos aleteados, con el mismo alto y largo del radiador deshumidificador. Solo cambiaremos el paso de los tubos, haciéndolo más holgado:

$$S_T = 0.0794 \text{ m} (3.125 \text{ in})$$

$$S_L = 0.0254 \text{ m} (1.0 \text{ in})$$

$$S_D = 0.0471 \text{ m} (1.855 \text{ in})$$

En el alto de 1.333 m, caben $17 \frac{\text{tubos}}{\text{hilera}}$

$$\text{Alto aleteado} = 16.5 * 0.0794 + 0.0224 = 1.332 \text{ m}$$

El D_{EC} es el mismo.

Volumen libre neto

$$= 3.0 \left\{ 1.333 * 0.0254 - (17) \left(\frac{\pi}{4} \right) \left[0.0108^2 + 433 * 0.00046 \left(0.0223^2 - 0.0108^2 \right) \right] \right\}$$

$$= 0.09387 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{hilera}} \right)$$

$$\text{Superficie friccional} = 3.0 \times 0.2861 \times 17 = 14.59 \frac{\text{m}^2}{\text{hilera}}$$

$$D_{EV} = \frac{4 * 0.09387}{14.59} = 0.026 \text{ m } (0.0844 \text{ ft })$$

$$a_s = 3.0 \left[1.333 - 17 \left(0.0108 + 2 * 433 * 0.00575 * 0.00046 \right) \right] = 3.331 \text{ m}^2 \left(35.86 \text{ ft}^2 \right)$$

$$A_{\text{externa de una hilera}} = 2.962 * 0.2861 * 17 = 14.406 \frac{\text{m}^2}{\text{hilera}}$$

2.2 Cálculo de h_o (coeficiente pelicular externo), lado de las aletas

$$G_s = \frac{m}{a_s} = \frac{15.433}{3.331} = 4.633 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \left(3413 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$V_s = \text{velocidad aire} = \frac{G_s}{\rho} = \frac{4.633}{1.204} = 3.85 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(12.6 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Re}_c = \frac{D_{EC} * G_s}{\mu} = \frac{0.0156 * 4.633}{0.000018} = 4015$$

$$\text{Re}_{\Delta P} = \frac{D_{EV} * G_s}{\mu} = \frac{0.02606 * 4.633}{0.000018} = 6708$$

$$f_s = 0.00786 \left(\text{Re}_{\Delta P} \right)^{-0.13034} = 0.00786 \left(6708 \right)^{-0.13034} = 0.0025$$

$$J_H = 0.0896 \left(\text{Re}_c \right)^{0.7261} = 0.0896 \left(4015 \right)^{0.7261} = 37.1$$

$$\frac{h_o}{\eta} = J_H * \left(\frac{k}{D_{EC}} \right) * \text{Pr}^{1/3} = 37.1 * \left(\frac{0.026}{0.0156} \right) * 0.89 = 55.0 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Donde:

η = eficiencia ponderada de la superficie externa (que consiste en aletas y tubo sin aletas)

$$\eta = \emptyset * \left[\frac{A_f}{(A_f + A_o)} \right] + 1 * \left[\frac{A_o}{(A_f + A_o)} \right]$$

$$\emptyset = \frac{[\tanh (g \psi)]}{(g \psi)}$$

$$g = \left[\frac{2 h_o}{(K_A Y_b)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\psi = \left(\frac{1}{2} \right) (2w + Y_b) \left(1 + 0.35 \ln \frac{d_R + 2w + Y_b}{d_R} \right)$$

K_A = conductividad de aleta aluminio = 190.389 W m K

Sustituyendo valores:

$$g = \left[\frac{(2 * 55.0)}{(190.389 * 0.00046)} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{35.54}{\text{m}}$$

$$\psi = \left(\frac{1}{2} \right) (2 * 0.0058 + 0.00046) \left(1 + 0.35 \ln \frac{0.0108 + 2 * 0.0058 + 0.00046}{0.0108} \right) = 0.00761 \text{ m}$$

$$(g \psi) = 0.2705$$

$$\emptyset = \frac{[\tanh (0.2705)]}{(0.2705)} = 0.976$$

$$\eta = 0.976 * \left(\frac{0.2589}{0.2861} \right) + 1 * \left(\frac{0.0272}{0.2861} \right) = 0.978$$

$$h_o = 0.978 * 55.0 = 53.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

2.3 Cálculo de h_i (coeficiente pelicular interno) para vapor de agua por dentro de los tubos

El valor del coeficiente de condensación del vapor de agua es bastante alto, alrededor de $8500 \text{ W m}^2 \text{ K}$. Muy difícilmente será la resistencia controlante.

Tal valor lo usaremos, sin más cálculo, tanto para el interior como para el exterior de los tubos.

– Cálculo de U

U_{limpia} es el valor de U sin considerar factores de obstrucción

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{h_o} + \left(\frac{1}{h_i} \right) \left(\frac{A_o \text{ total}}{A_i} \right) + r_w$$

Sustituyendo valores en ecuación de U_{limpia} :

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{53.8} + \left(\frac{12.9}{8500} \right) + 0.00202 = 0.0221$$

$$U_{\text{limpia}} = 45.1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}} \left(7.9 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ externo } ^\circ \text{F}} \right)$$

No tenemos factores de obstrucción, por lo que equivalentemente podemos considerar castigar la U_{limpia} en cierto porcentaje, digamos 20 %:

$$U_{\text{diseño}} = 0.80 * U_{\text{limpia}} = 0.80 * 45.1 = 36.1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \left(6.35 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 ^\circ \text{F}} \right)$$

$$\Delta T_{\text{sistema}}$$

$$164 \xrightarrow{\text{red}} 164\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\frac{25}{139} \xleftarrow{\text{blue}} \frac{16}{148}$$

$$\Delta T_m = \frac{148 - 139}{\ln \frac{148}{139}} = 143.45\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Para caso de un fluido isotérmico, $F_T = 1$

$$\Delta T_{\text{sistema}} = \Delta T_m$$

$$Q_{\text{aire}} = 15.433 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1046 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} * 9 \text{ K} = 145286 \text{ W}$$

$$\frac{Q}{\Delta T_{\text{sistema}}} = UA = \frac{145286}{143.45} = 1012.8 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$A_{\text{diseño}} = \frac{1012.8}{36.1} = 28.1 \text{ m}^2 \left(302 \text{ ft}^2 \right)$$

$$\text{Número de hileras} = \frac{28.1}{14.406} = 1.95 \rightarrow \text{colocar 2.0 hileras}$$

Alternativamente:

$$\ln \frac{T_V - T_1}{T_V - T_2} = \frac{UA}{m C}$$

Donde:

$$T_V = 164\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_1 = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_2 = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$m = 15.433 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$C = 1046 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

Sustituyendo valores:

$$\ln \left[\frac{(164 - 16)}{(164 - 25)} \right] = \frac{36.1 * A}{(15.433 * 1046)}$$

$$A = 28.1 \text{ m}^2$$

– ***Caída de presión en aletas (Kern), en milímetros columna agua***

ΔP_S = caída de presión estática

p_v = caída de presión dinámica (para que el aire salga del radiador con una velocidad cercana a la velocidad de entrada al mismo)

$$\Delta P_S = 7.3356 f_S G_S^2 \left(\frac{D_{EV}}{S_T} \right)^{0.4} * \left(\frac{S_D}{S_T} \right)^{0.6} * \frac{W^{\circ}}{(D_{EV} * \rho)}$$

$$f_S = 0.00786 \left(\text{Re}_{\Delta P} \right)^{-0.13034} = 0.00786 \left(6708 \right)^{-0.13034} = 0.0025$$

$$\left(\frac{S_D}{S_T} \right)^{0.6} = \left(\frac{0.0471}{0.0794} \right)^{0.6} = 0.73$$

$$\left(\frac{D_{EV}}{S_T} \right)^{0.4} = \left(\frac{0.02606}{0.0794} \right)^{0.4} = 0.64$$

$$W^{\circ} = \text{ancho aleteado para 2 hileras} = (1 * 0.0254 + 0.0223) = 0.0477 \text{ m}$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_S = \frac{7.3356 * 0.0025 * 4.633^2 * 0.64 * 0.73 * 0.0477}{(0.02606 * 1.204)} = 0.28 \text{ mm agua (0.011 in)}$$

$$p_v = 0.05098 * V_S^2 * \rho = 0.05098 * 3.85^2 * 1.204 = 0.91 \text{ mm agua (0.036 in)}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0.28 + 0.91 = 1.19 \text{ mm agua (0.047 in agua)}$$

– **Calcular la caída de presión en tubos (Kern), en bar**

Serán dos pasos en los tubos. Esto es suficiente para el vapor de agua.

Empleando un número par de pasos nos permite tener un cabezal flotante que pueda absorber diferencias de expansión térmica en la unión entre tubos y espejos.

$$\Delta P \text{ (bar)} = \frac{\left(\frac{1}{2} \right) f_t G_T^2 L n}{\left[2.005 * 10^8 * d_I * s * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right]}$$

$$\frac{a_T}{\text{paso}} = \frac{17 \text{ tubos}}{\text{hilera}} * \frac{2 \text{ hileras}}{2 \text{ pasos}} * \pi \left(\frac{0.00704^2}{4} \right) \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}} = 0.000662 \text{ m}^2$$

$$m \text{ vapor} = 145286 \text{ W} * \left(\frac{\text{J}}{\text{Ws}} \right) * \left(\frac{\text{kJ}}{1000 \text{ J}} \right) * \left(\frac{\text{kg}}{2068.2 \text{ kJ}} \right) = 0.07025 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(557 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \right)$$

$$G_T = \frac{0.07025}{0.000662} = 106.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \left(78174 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$\text{Re}_T = \frac{0.00704 * 106.1}{0.0000145} = 51513$$

Donde:

$$s = \text{gravedad específica} = \left(\frac{1 \text{ kg}}{0.2788 \text{ m}^3} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ kg}} \right) = 0.00359$$

$$f_t = \text{factor fricción} = 0.4137 (\text{Re})^{-0.2585} = 0.4137 (51513)^{-0.2585} = 0.025$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_{\text{recta}} = \frac{\left(\frac{1}{2} \right) * 0.025 * 106.1^2 * 3.0 * 2}{\left(2.005 * 10^8 * 0.00704 * 0.00359 \right)} = 0.166 \text{ bar (2.4 psi)}$$

Por tanto, la caída de presión en tubos es el 2.8 % de la presión de entrada. El resultado es apropiado.

La conexión de $0.0381 \text{ m} \left(1 \frac{1}{2} \text{ in} \right)$ diámetro nominal para la entrada del vapor, nos dará una velocidad del vapor de aproximadamente $15 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(49 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$. El valor es adecuado.

Para la salida del condensado, es suficiente una conexión de $0.019 \text{ m} \left(\frac{3}{4} \text{ in} \right)$ de diámetro nominal.

CAPÍTULO 11

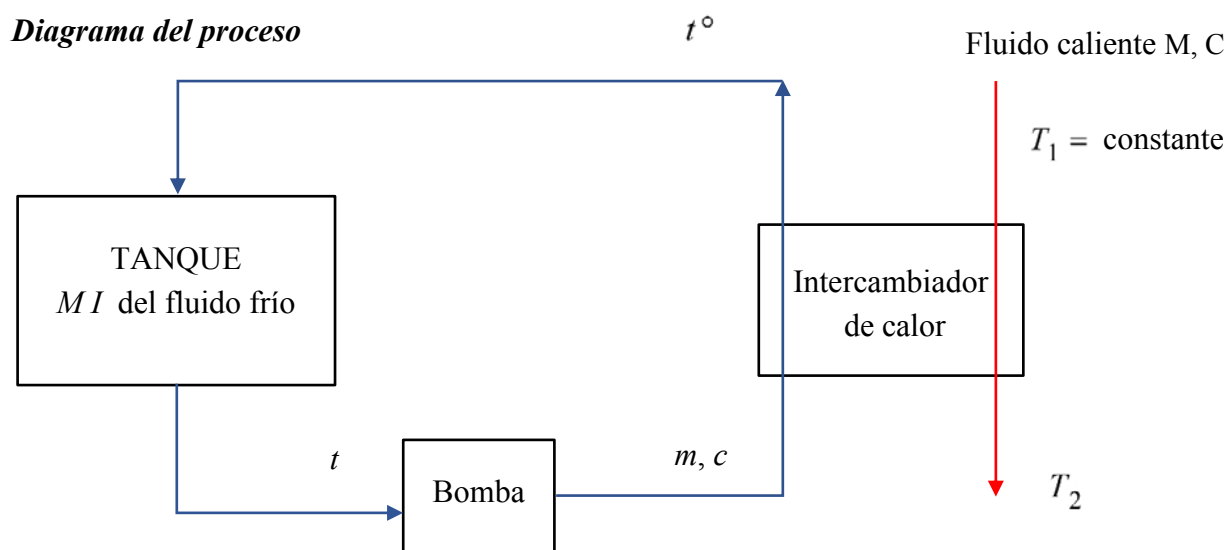
Procesos de transferencia de calor en estado inestable

11.1 Deducción de ecuaciones de operación para procesos de transferencia de calor en estado inestable o transitorio

A continuación, presentamos la deducción de ecuaciones de funcionamiento de cuatro procesos en estado inestable o transitorio. Los tres primeros, en algunas fuentes (por ejemplo, Kern, Perry) aparecen erróneamente resueltos.

Adicionalmente, veremos dos ejemplos de aplicación, uno del tipo radiador y otro del tipo regenerador de calor

11.2 Calentamiento de una masa de fluido en un tanque, mediante fluido caliente no isotérmico en un intercambiador de calor externo



Donde:

MI = masa inicial de fluido a calentar, contenida en el tanque (kg)

Las mayúsculas M, C, T corresponden a flujo másico, calor específico y temperatura del fluido caliente. Las correspondientes minúsculas m, c, t corresponden al fluido frío.

A saber:

$$C = \text{calor específico del fluido caliente} \left(\frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right)$$

$$T = \text{temperatura del fluido caliente} (^{\circ}\text{C})$$

$$M = \text{flujo másico del fluido caliente} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$c = \text{calor específico del fluido frío} \left(\frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right)$$

$$t = \text{temperatura del fluido frío} (^{\circ}\text{C})$$

$$m = \text{flujo másico del fluido frío} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$Q^{\circ} = \text{calor transferido (Joules)}$$

$$\theta = \text{tiempo transcurrido (segundos)}$$

Balance de energía (watts):

$$\frac{dQ^{\circ}}{d\theta} = \frac{MI c dt}{d\theta} = m c (t^{\circ} - t) = MC (T_1 - T_2) = UA \Delta T_{\text{sistema}}$$

(a)
(b)
(c)
(d)

Estableciendo las temperaturas finales de los fluidos en el intercambiador, en función de las temperaturas iniciales:

De la igualdad entre (a) y (b):

$$\left(\frac{MI c}{m c} \right) \frac{dt}{d\theta} + t = t^{\circ}$$

De la igualdad entre (a) y (c):

$$-\left(\frac{MI c}{MC} \right) \frac{dt}{d\theta} + T_1 = T_2$$

En el sistema intercambiador:

$$\Delta T_{\text{sistema}} = F_T * \Delta T_m$$

$$\begin{array}{ccc} T_1 & \xrightarrow{\text{red}} & T_2 \\ t^\circ & \xleftarrow{\text{blue}} & t \end{array} \quad \Delta T_m = \frac{(T_1 - t^\circ - T_2 + t)}{\ln \frac{[T_1 - t^\circ]}{(T_2 - t)}}$$

En ΔT_m , sustituyendo t° y T_2 :

$$\Delta T_m = \frac{\left[T_1 - t - \left(\frac{M I c}{m c} \right) \frac{dt}{d\theta} + t - T_1 + \left(\frac{M I c}{M C} \right) \frac{dt}{d\theta} \right]}{\ln \left\{ \frac{\left[T_1 - t - \left(\frac{M I c}{m c} \right) \frac{dt}{d\theta} \right]}{\left[T_1 - t - \left(\frac{M I c}{M C} \right) \frac{dt}{d\theta} \right]} \right\}}$$

Re-arreglando:

$$\Delta T_m = \frac{M I c \left(\frac{dt}{d\theta} \right) \left[\frac{1}{(M C)} - \frac{1}{(m c)} \right]}{\ln \left\{ \frac{\left[T_1 - t - \left(\frac{M I c}{m c} \right) \left(\frac{dt}{d\theta} \right) \right]}{\left[T_1 - t - \left(\frac{M I c}{M C} \right) \left(\frac{dt}{d\theta} \right) \right]} \right\}}$$

De la igualdad entre (a) y (d):

$$M I c \frac{dt}{d\theta} = \frac{U A F_T M I c \left(\frac{dt}{d\theta} \right) \left[\frac{1}{(M C)} - \frac{1}{(m c)} \right]}{\ln \left\{ \frac{T_1 - t - \left(\frac{M I c}{m c} \right) \frac{dt}{d\theta}}{T_1 - t - \left(\frac{M I c}{M C} \right) \frac{dt}{d\theta}} \right\}}$$

Re-arreglando:

$$U A F_T \left[\frac{1}{(M C)} - \frac{1}{(m c)} \right] = \ln \left\{ \frac{\left[T_1 - t - \left(\frac{M I c}{m c} \right) \frac{dt}{d\theta} \right]}{\left[T_1 - t - \left(\frac{M I c}{M C} \right) \frac{dt}{d\theta} \right]} \right\}$$

$$\exp \left\{ U A F_T \left[\frac{1}{(M C)} - \frac{1}{(m c)} \right] \right\} = \frac{\left[T_1 - t - \left(\frac{M I c}{m c} \right) \frac{dt}{d\theta} \right]}{\left[T_1 - t - \left(\frac{M I c}{M C} \right) \frac{dt}{d\theta} \right]}$$

Definiendo:

$$K_3 = \exp \left\{ U A F_T \left[\frac{1}{(m c)} - \frac{1}{(M C)} \right] \right\}$$

$$\frac{1}{K_3} = \exp \left\{ U A F_T \left[\frac{1}{(M C)} - \frac{1}{(m c)} \right] \right\}$$

Sustituyendo:

$$\frac{1}{K_3} = \frac{\left[\left(T_1 - t - \left(\frac{M I c}{m c} \right) \frac{dt}{d\theta} \right) \right]}{\left[T_1 - t - \left(\frac{M I c}{M C} \right) \frac{dt}{d\theta} \right]}$$

Re-arreglando:

$$\left(\frac{dt}{d\theta} \right) \left[(K_3) \left(\frac{M I c}{m c} \right) - \left(\frac{M I c}{M C} \right) \right] = (T_1 - t) (K_3 - 1)$$

$$\frac{dt}{(T_1 - t)} = \frac{d\theta (K_3 - 1)}{\left\{ (M I c) \left[\left(\frac{K_3}{m c} - \frac{1}{M C} \right) \right] \right\}} = \frac{d\theta (K_3 - 1) m M C}{\left[(M I) (K_3 M C - m c) \right]}$$

Integrando entre 0 y θ , y entre t_1 (inicial) y t_2 (final):

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{\theta (K_3 - 1) m M C}{M I (K_3 M C - m c)}$$

Si el intercambiador de calor externo es un intercambiador tubular 1/2 (un paso en la coraza, dos pasos en los tubos), procede la siguiente simplificación:

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{\theta S m}{M I}$$

Donde:

$$S = \frac{2 (K_7 - 1)}{(K_7) \left[R + 1 + \sqrt{R^2 + 1} \right] - \left[R + 1 - \sqrt{R^2 + 1} \right]}$$

$$K_7 = \exp \left[\frac{U A \sqrt{R^2 + 1}}{m c} \right]$$

$$R = \frac{m c}{M C}$$

Si el intercambiador de calor externo es un intercambiador tubular 2/4 (dos pasos en la coraza, cuatro pasos en los tubos), procede la anterior simplificación del intercambiador 1/2, con la siguiente modificación:

$$S = \frac{2 (K_8 - 1) \left[1 + \sqrt{(1 - S)(1 - RS)} \right]}{(K_8 - 1)(R + 1) + (K_8 + 1) \sqrt{R^2 + 1}}$$

Donde:

$$K_8 = \exp \left[\frac{U A \sqrt{R^2 + 1}}{2 m c} \right]$$

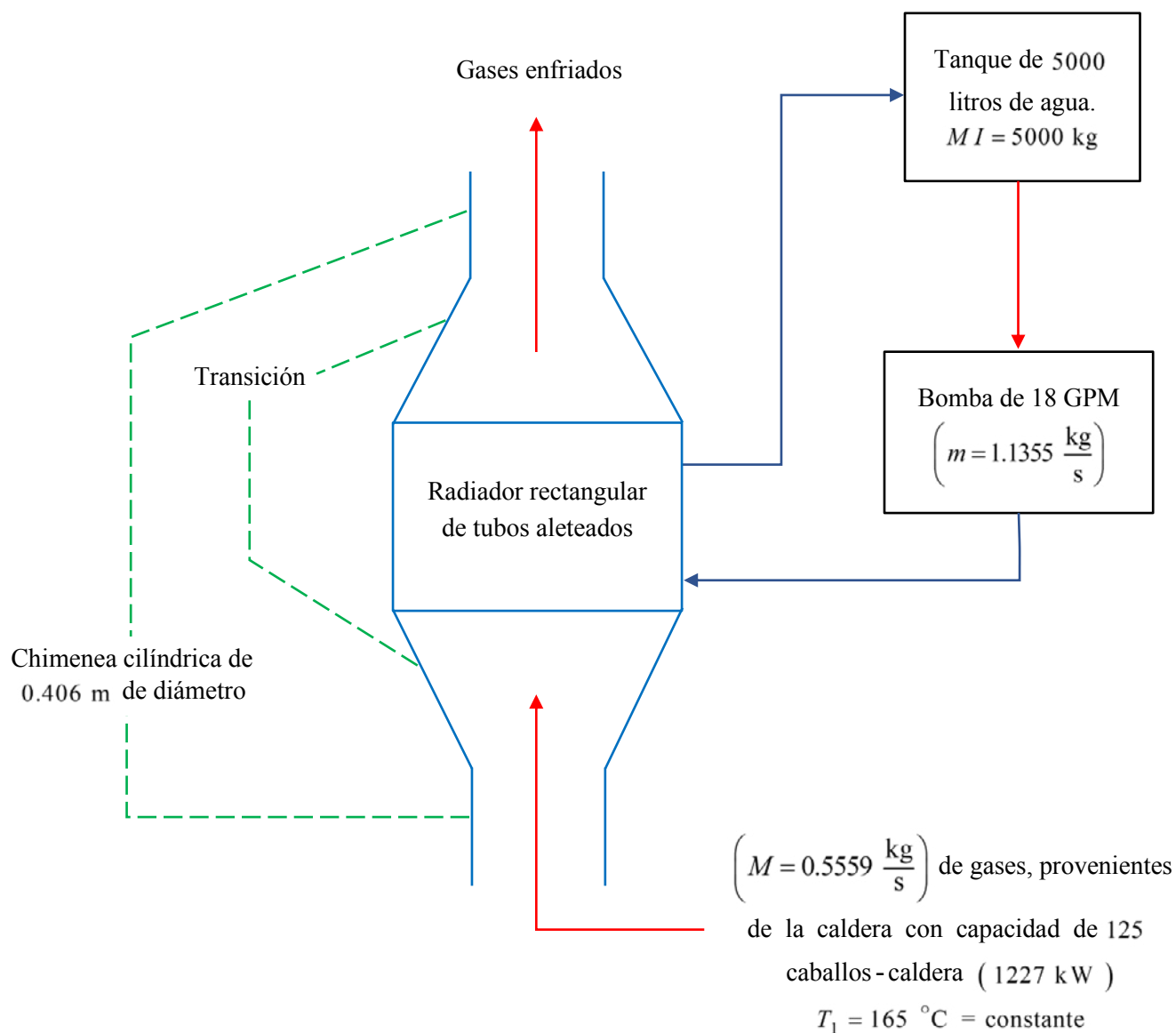
11.3 Ejemplo de aplicación de un recuperador de calor de los gases de combustión de caldera, mediante calentamiento de agua fría recirculada de un tanque

Es un proceso en estado transitorio, que corresponde al caso (11.2) previamente presentado:

Calentamiento de una masa de fluido en tanque, mediante fluido caliente no isotérmico, en un intercambiador de calor externo.

La única temperatura que permanece constante en el tiempo es la de la entrada de los gases de combustión.

Diagrama



La finalidad es recuperar algo del calor que llevan los gases de combustión antes de ser descargados a la atmósfera. Por un radiador de tubos aleteados pasan los gases por las aletas, calentando el agua que fluye por el interior de los tubos y que se recircula desde el tanque.

El agua del tanque inicialmente está a temperatura de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, y se desea calentarla hasta $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, para usarse en los baños.

Se calculará el radiador y el tiempo que tarda en calentarse el agua del tanque.

Condiciones:

- Se desea una temperatura final de salida de los gases calientes arriba de $120\text{--}125\text{ }^{\circ}\text{C}$, para evitar posible condensación de ácidos sulfúrico y nítrico, que se formarían a partir de los óxidos de azufre y nitrógeno que pudieran estar presentes.
- Se desea una muy baja caída de presión de modo que, por simplicidad, no se requiera ventilador para empujar los gases de combustión.
- El área total transversal al flujo del radiador no debe ser mucho más grande que la correspondiente a la chimenea, de modo que el flujo de gases sea homogéneo- no se canalice- al emplear una transición pequeña.
- No emplearemos factores de obstrucción.
- Se desea un tiempo de calentamiento del agua, alrededor de 8 horas, que es la duración de un turno de trabajo.

- ***Dimensionamiento preliminar del radiador***

$$H = 0.61\text{ m } (24\text{ in})$$

$$L = 0.635\text{ m } (25\text{ in})$$

$$L_A = \text{largo aleteado} = 0.635 - 0.038 = 0.60\text{ m}$$

Tubo base de acero inoxidable de $0.00925\text{ m } (3/8\text{ in})$ diámetro exterior (d_E), calibre 18 BWG, de $0.00704\text{ m } (0.277\text{ in})$ diámetro interior (d_I).

Tubos aleteados con 0.0108 m (0.425 in) de diámetro de la raíz (d_R), con 0.0223 m (0.88 in) de diámetro aleteado (d_A), con 0.0058 m (0.2275 in) alto aleta de aluminio (w), 0.00046 m (0.018 in) de espesor (Y_b), y con $N = 433$ aletas/m (11 aletas/in).

Para obtener una baja caída de presión emplearemos un paso de los tubos más holgado de lo normal.

Paso de los tubos = 0.0318 m (1.25 in) equilátero triangular.

$$S_T = S_D = 0.0318 \text{ m}$$

$$S_L = 0.0318 * 0.866 = 0.0275 \text{ m (1.082 in)}$$

En el alto de 0.61 m, caben $\frac{19 \text{ tubos}}{\text{hilera}} \left(\frac{T}{H} \right)$

$$\text{Alto aleteado} = 18.5 * 0.0318 + 0.0223 = 0.61 \text{ m}$$

Aplicando valores en fórmulas, obtenemos:

$$A_f = \left(\frac{\pi}{2} \right) (0.0223^2 - 0.0108^2) 433 = 0.2589 \frac{\text{m}^2}{\text{m tubo}} \left(0.849 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft tubo}} \right)$$

$$A_o = \pi * 0.0108 (1 - 433 * 0.00046) = 0.0272 \frac{\text{m}^2}{\text{m tubo}} \left(0.0891 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft tubo}} \right)$$

$$A_{o \text{ total}} = A_f + A_o = 0.2861 \frac{\text{m}^2}{\text{m tubo}} \left(0.939 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft tubo}} \right)$$

$$\text{Perímetro proyectado} = 2 (2 * 433 * 0.0058 + 1 - 433 * 0.00046) = 11.647 \frac{\text{m}}{\text{m tubo}}$$

$$D_{EC} = \frac{2 * 0.2861}{(\pi * 11.647)} = 0.0156 \text{ m (0.051 ft)}$$

Volumen libre neto

$$= 0.635 \left\{ 0.61 * 0.0275 - (19) \left(\frac{\pi}{4} \right) \left[0.0108^2 + 433 * 0.00046 \left(0.0223^2 - 0.0108^2 \right) \right] \right\}$$

$$= 0.008828 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{hilera}} \right)$$

$$\text{Superficie friccional} = 0.2861 * 0.635 * 19 = 3.452 \frac{\text{m}^2}{\text{hilera}}$$

$$D_{EV} = \frac{4 * 0.008828}{3.452} = 0.01023 \text{ m } (0.403 \text{ in})$$

$$a_s = 0.635 \left[0.61 - 19 \left(0.0108 + 2 * 433 * 0.00575 * 0.00046 \right) \right] = 0.2294 \text{ m}^2 (2.47 \text{ ft}^2)$$

A externa de una hilera

$$= 0.2861 \frac{\text{m}^2}{\text{m tubo}} * 0.60 \text{ m aleteado} * 19 \frac{\text{tubos}}{\text{hilera}} = 3.26 \frac{\text{m}^2}{\text{hilera}} \left(35.1 \frac{\text{ft}^2}{\text{hilera}} \right)$$

Probar con 2 hileras

Cálculo lado aletas (gases de combustión)

T aproximada salida gases del radiador = 129°C (se verificará más tarde).

$$T_{\text{promedio gases}} = \left(\frac{1}{2} \right) (165 + 129) = 147^\circ\text{C} (297^\circ\text{F})$$

Propiedades de gases (aire) a T_{promedio} :

$$\mu = 0.000023 \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$$

$$k = 0.03518 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(0.02033 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$C = 1066.6 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(0.255 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$\rho = \frac{29 * 273}{\left[22.4 * (147 + 273) \right]} = 0.841 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(0.0525 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

$$\text{Pr}^{1/3} = \left(\frac{1066.6 * 0.000023}{0.03518} \right)^{1/3} = 0.89$$

$$G_S = \text{masa} - \text{velocidad} = \frac{M}{a_S} = \frac{0.5559 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)}{0.2294 \text{ m}^2} = 2.423 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \right)$$

$$V_S = \text{velocidad gases} = \frac{G_S}{\rho} = \frac{2.423}{0.841} = 2.88 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(9.45 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Re}_c = \frac{D_{EC} * G_S}{\mu} = \frac{0.0156 * 2.423}{0.000023} = 1643$$

$$\text{Re}_{\Delta P} = \frac{D_{EV} * G_S}{\mu} = \frac{0.01023 * 2.423}{0.000023} = 1078$$

$$J_H = 0.0896 \left(\text{Re}_c \right)^{0.7261} = 0.0896 \left(1643 \right)^{0.7261} = 19.4$$

$$\frac{h_o}{\eta} = J_H * \left(\frac{k}{D_{EC}} \right) * \text{Pr}^{1/3} = 19.4 * \left(\frac{0.03518}{0.0156} \right) * 0.89 = 38.9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \left(6.85 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 ^\circ\text{F}} \right)$$

η = eficiencia ponderada de la superficie externa (que consiste en aletas y tubo sin aletas)

$$\eta = \emptyset * \left[\frac{A_f}{(A_f + A_o)} \right] + 1 * \left[\frac{A_o}{(A_f + A_o)} \right]$$

$$\varnothing = \frac{\tanh (g \psi)}{(g \psi)}$$

$$g = \left[\frac{2 h_o}{K_A Y_b} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\psi = \frac{1}{2} (2 w + Y_b) \left[1 + 0.35 \ln \frac{d_R + 2 w + Y_b}{d_R} \right]$$

K_A = conductividad de la aleta de aluminio = 190.389 W m K

Sustituyendo valores:

$$g = \left[\frac{2 * 38.9}{(190.389 * 0.00046)} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{29.81}{\text{m}}$$

$$\psi = \left(\frac{1}{2} \right) (2 * 0.0058 + 0.00046) \left[1 + 0.35 \ln \frac{0.0108 + 2 * 0.0058 + 0.00046}{0.0108} \right] = 0.00761 \text{ m}$$

$$(g \psi) = 0.2269$$

$$\varnothing = \frac{[\tanh (0.2269)]}{(0.2269)} = 0.983$$

$$\eta = 0.983 * \left(\frac{0.2589}{0.2861} \right) + 1 * \left(\frac{0.0272}{0.2861} \right) = 0.985$$

$$h_o = 38.9 * 0.985 = 38.3$$

Alternativamente, se leen valores de $\varnothing$ en gráficas, por ejemplo, del AHRI Standards (44410 – 2001), donde:

$$\varnothing = f \left[w \left[\frac{2 h_o}{(K_A Y_b)} \right]^{\frac{1}{2}}, \left(\frac{d_A}{d_R} \right) \right]$$

Sustituyendo valores para obtener los parámetros:

$$w \left[\frac{2 h_o}{(K_A Y_b)} \right]^{\frac{1}{2}} = 0.0058 \left[\frac{2 * 38.9}{(190.389 * 0.00046)} \right]^{\frac{1}{2}} = 0.173$$

$$\frac{\text{Diámetro aleteado}}{\text{Diámetro raíz}} = \frac{0.0223}{0.0108} = 2.06$$

$$\emptyset = f(0.173, 2.06) = 0.983$$

El valor obtenido es el mismo que el calculado previamente.

- **Caída de presión en aletas (Kern) en mm de columna de agua**

ΔP_S = caída de presión estática

$$\Delta P_S = 7.3356 f_S G_S^2 \left(\frac{D_{EV}}{S_T} \right)^{0.4} * \left(\frac{S_D}{S_T} \right)^{0.6} * \frac{W^\circ}{(D_{EV} * \rho)}$$

$$f_S = 0.00786 (\text{Re}_{\Delta P})^{-0.13034} = 0.00786 (1078)^{-0.13034} = 0.0032$$

$$\left(\frac{D_{EV}}{S_T} \right)^{0.4} = \left(\frac{0.01023}{0.0318} \right)^{0.4} = 0.635$$

$$W^\circ = \text{ancho aleteado} = (2 - 1) 0.0275 + 0.0223 = 0.0498 \text{ m } (0.163 \text{ ft})$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_S = \frac{7.3356 * 0.0032 * 2.423^2 * 0.635 * 0.0498}{(0.01023 * 0.841)} = 0.51 \text{ mm agua } (0.0199 \text{ in})$$

Es una baja caída de presión. Posteriormente veremos cuánto se frenan los gases.

- **Cálculo lado de tubos (agua fría)**

$$T_{\text{promedio agua}} = \left(\frac{1}{2} \right) (20 + 50) ^\circ\text{C} = 35 ^\circ\text{C} \left(95 ^\circ\text{F} \right)$$

Propiedades del agua a T_{promedio} :

$$\mu = 0.00077 \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

$$k = 0.623 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(0.36 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$c = 4183 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \left(1.0 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$\text{Pr} = \frac{4183 * 0.00077}{0.623} = 5.17$$

Número de pasos = 2

$$\text{Número de tubos por paso} = \frac{38}{2} = 19$$

$$a_T = \text{área transversal por paso} = 19 * \left(\frac{\pi * 0.00704^2}{4} \right) = 0.0007396 \text{ m}^2 \left(0.00796 \text{ ft}^2 \right)$$

$$G_T = \frac{m}{a_T} = \frac{1.1355}{0.0007396} = 1535.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \left(1131011 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$V_T = \frac{G_T}{\rho} = \frac{1535.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1.54 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(5.0 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Re}_T = \text{Reynolds en tubos} = \frac{0.00704 * 1535.3}{0.00077} = 14037$$

Es flujo turbulento $(\text{Re} \geq 10^4)$

Ecuación de Seider-Tate de coeficiente interno para flujo turbulento ($Re \geq 10^4$)

$$h_i = \left(\frac{k}{d_I} \right) 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Sustituyendo valores:

$$h_i = \left(\frac{0.623}{0.00704} \right) 0.023 (14037)^{0.8} (5.17)^{1/3} = 7316 \frac{W}{m^2 \text{ interno } K} \left(1289 \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ interno } ^\circ F} \right)$$

- **Caída de presión en los tubos (Serth) en bar**

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{sección recta}} + \Delta P_{\text{retornos}} + \Delta P_{\text{conexiones}}$$

$$\Delta P_{\text{sección recta}} = \frac{f_t G_T^2 L n}{\left[2.005 * 10^8 * d_I * s * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right]}$$

Donde:

$$s = \text{gravedad específica} = \frac{\text{densidad del fluido}}{\text{densidad del agua}} = 1.0$$

$$f_t = \text{factor fricción} = 0.4137 (Re)^{-0.2585} = 0.4137 (14037)^{-0.2585} = 0.035$$

Sustituyendo valores:

$$\Delta P_{\text{recta}} = \frac{0.035 * 1535.3^2 * 0.635 * 2}{(2.005 * 10^8 * 0.00704)} = 0.074 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{\text{retornos}} = 0.5 * 10^{-8} \left(\frac{G_T^2}{s} \right) (2n - 1.5)$$

$$\Delta P_{\text{retornos}} = 0.5 * 10^{-8} \left(\frac{1535.3^2}{1} \right) (2.5) = 0.03 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{\text{conexiones}} = \left(\frac{G_{\text{con}}^2}{s} \right) 7.5 * 10^{-9}$$

Conexiones de 0.0381 m (1 ½ in) diámetro nominal cédula 40 (diámetro interior 0.0409 m):

$$(G_{\text{con}}) = \frac{1.1355 * 4}{(\pi * 0.0409^2)} = 864.7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}}$$

$$\Delta P_{\text{conexiones}} = \frac{864.7^2 * 7.5}{10^9} = 0.0056 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0.074 + 0.03 + 0.0056 = 0.11 \text{ bar (1.6 psi)}. \text{ Es baja.}$$

- Cálculo de U

U_{limpia} es el valor de U sin considerar factores de obstrucción

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{h_o} + \left(\frac{1}{h_i} \right) \left(\frac{A_{o \text{ total}}}{A_i} \right) + r_w$$

Donde:

$$\frac{A_{o \text{ total}}}{A_i} = \frac{\text{área total externa}}{\text{área interna}} = \frac{0.2861}{(\pi * 0.00704)} = 12.9 \frac{\text{m}^2 \text{ externo}}{\text{m}^2 \text{ interno}}$$

$$r_w = \text{resistencia del tubo bimetálico integral, referida al área externa} \left(\frac{\text{m}^2 \text{ externo K}}{\text{W}} \right)$$

$$r_w = \frac{A_{o \text{ total}}}{\pi} \left(\frac{d_E - d_I}{k_L (d_E + d_I)} + \frac{R_B}{d_E} + \frac{d_R - d_E}{k_R (d_R + d_E)} \right)$$

$$k_L = \text{conductividad tubo base (acero inoxidable)} = 15 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(8.7 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^\circ \text{F}} \right)$$

$$k_R = \text{conductividad material de la raíz (es el de la aleta)} = 190.4 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \left(110 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)$$

$$R_B = \text{resistencia de la unión tubo base-raíz, referida al área externa del tubo base}$$

$$= 0.000118 \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}} \left(0.00067 \frac{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}} \right)$$

Sustituyendo valores:

$$r_w = \left(\frac{0.2861}{\pi} \right) \left\{ \left[\frac{(0.00925 - 0.00704)}{(15)(0.00925 + 0.00704)} \right] + \left[\frac{0.000118}{0.00925} \right] + \left[\frac{(0.0108 - 0.00925)}{(190.4)(0.0108 + 0.00925)} \right] \right\}$$

$$= 0.00202 \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}}$$

Sustituyendo valores en ecuación de U_{limpia} :

$$\frac{1}{U_{\text{limpia}}} = \frac{1}{38.3} + \left(\frac{12.9}{7316} \right) + 0.00202 = 0.0299$$

$$U_{\text{limpia}} = 33.40 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ externo K}} \left(5.89 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ externo } ^\circ\text{F}} \right)$$

Podemos considerar castigar la U_{limpia} en cierto porcentaje, digamos un 21.5 %:

$$U_{\text{diseño}} = 0.785 * U_{\text{limpia}} = 0.785 * 33.4 = 26.2 \text{ W m}^2 \text{ K}$$

$$A_{\text{propuesta}} = 3.26 \frac{\text{m}^2}{\text{hilera}} \times 2 \text{ hileras} = 6.52 \text{ m}^2 \left(70.2 \text{ ft}^2 \text{ externo} \right)$$

$$K_3 = \exp \left\{ U A F_T \left[\frac{1}{(m c)} - \frac{1}{(M C)} \right] \right\}$$

Obtención de F_T :

Supongamos $\theta = 9$ horas (Lo comprobaremos más tarde)

$$MI = 5000 \text{ kg}$$

$$Q_{\text{promedio agua}} = 5000 \text{ kg} \left(4183 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right) \frac{(50 - 20) \text{ K}}{(9 * 3600 \text{ s})} = 19366 \text{ W} \left(66076 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

$$\Delta T_{\text{promedio gases}} = \frac{Q_{\text{promedio}}}{(MC)_{\text{gases}}} = \frac{19366 \text{ W}}{0.5559 \times 1066.6 \frac{\text{W}}{\text{K}}} = 32.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{salida promedio gases}} = 165 - 32.7 = 132 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

En el sistema intercambiador:

$\Delta T_{\text{sistema}}$

$$165 \text{ }^{\circ}\text{C} \xrightarrow{\text{rojo}} 132 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$50 \text{ }^{\circ}\text{C} \xleftarrow{\text{azul}} 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$R = \frac{-\Delta T_{\text{fluido caliente}}}{\Delta T_{\text{fluido frío}}} = \frac{(165 - 132)}{(50 - 20)} = 1.1$$

$$P = \frac{\Delta T_{\text{fluido frío}}}{ITD} = \frac{(50 - 20)}{(165 - 20)} = 0.2$$

$$F_T = f(1.1, 0.2, \text{flujo cruzado}) = 1.0$$

$$(MC)_{\text{gases}} = 0.5559 * 1066.6 = 592.9 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$(mc)_{\text{agua}} = 1.1355 * 4183 = 4750 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Sustituyendo valores en la ecuación de K_3 :

$$K_3 = \exp \left[26.25 * 6.52 \left(\frac{1}{4750} - \frac{1}{592.9} \right) \right] = 0.777$$

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$\ln \frac{(165 - 20)}{(165 - 50)} = \frac{\theta (0.777 - 1) 1.1355 * 592.9}{5000 (0.777 * 592.9 - 4750)}$$

$\theta = 33113 \text{ s}$ (9.2 horas) vs. 9.0 horas supuestas. El valor es adecuado.

- **Frenado de los gases**

Condiciones antes del radiador:

Diámetro de la chimenea = 0.406 m (16 in)

Diámetro interno de chimenea $\approx$ 0.40 m (15.75 in)

Área transversal chimenea = 0.1257 m^2 (1.353 ft^2)

$$G_{\text{original}} = \frac{0.5559}{0.1257} = 4.42 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \left(3258 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2} \right)$$

$$\rho_{\text{original gases}} = \frac{29 * 273}{(22.4)(165 + 273)} = 0.807 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(0.0503 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

$$V_{\text{original gases}} = \frac{4.42}{0.807} = 5.48 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(18.0 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

$$(pv)_{\text{original}} = 0.05098 V^2 \rho = 0.05098 * 5.48^2 * 0.807 = 1.2355 \text{ mm agua}$$

Condiciones después del radiador:

$$(pv)_{\text{disponible después del radiador}} = (pv)_{\text{original}} - \Delta P_{\text{estática}} = 1.2355 - 0.51$$

$$= 0.7255 \text{ mm agua} (0.0286 \text{ in})$$

$$\rho_{\text{después del radiador}} = \frac{29 * 273}{[(22.4)(132 + 273)]} = 0.873 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(0.0544 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)$$

V_{final} después del radiador :

$$(pv)_{\text{disponible}} = 0.7255 = 0.05098 V_{\text{final}}^2 * 0.873$$

$$V_{\text{final}} = 4.038 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(13.2 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Reducción en velocidad} = \frac{(5.48 - 4.038) * 100}{5.48} = 26.3 \% . \text{ Es adecuado este valor.}$$

- **Comprobación temperatura promedio de gases**

$$Q = \frac{19366 \text{ W} * 9.0 \text{ horas}}{9.2 \text{ horas}} = 18945 \text{ W} \left(64640 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

$$-\Delta T_{\text{promedio gases}} = \frac{18945}{(592.9)} = 32 \text{ }^{\circ}\text{C} \left(57.5 \text{ }^{\circ}\text{F} \right)$$

$$T_{\text{final promedio gases}} = 165 - 32 = 133 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{promedio gases}} (\text{entre inicial y final}) = \frac{165 + 133}{2} \text{ }^{\circ}\text{C} = 149 \text{ }^{\circ}\text{C} \left(\text{vs. } 147 \text{ }^{\circ}\text{C supuesta} \right)$$

El equipo es funcional y ahorra 18 945 W , de modo que se paga en aproximadamente 7 meses.

- **Funcionamiento empleando U limpia, no castigada**

$$U_{\text{limpia}} = 33.45$$

$$K_3 = \exp \left[33.45 * 6.52 * \left(\frac{1}{4750} - \frac{1}{592.9} \right) \right] = 0.725$$

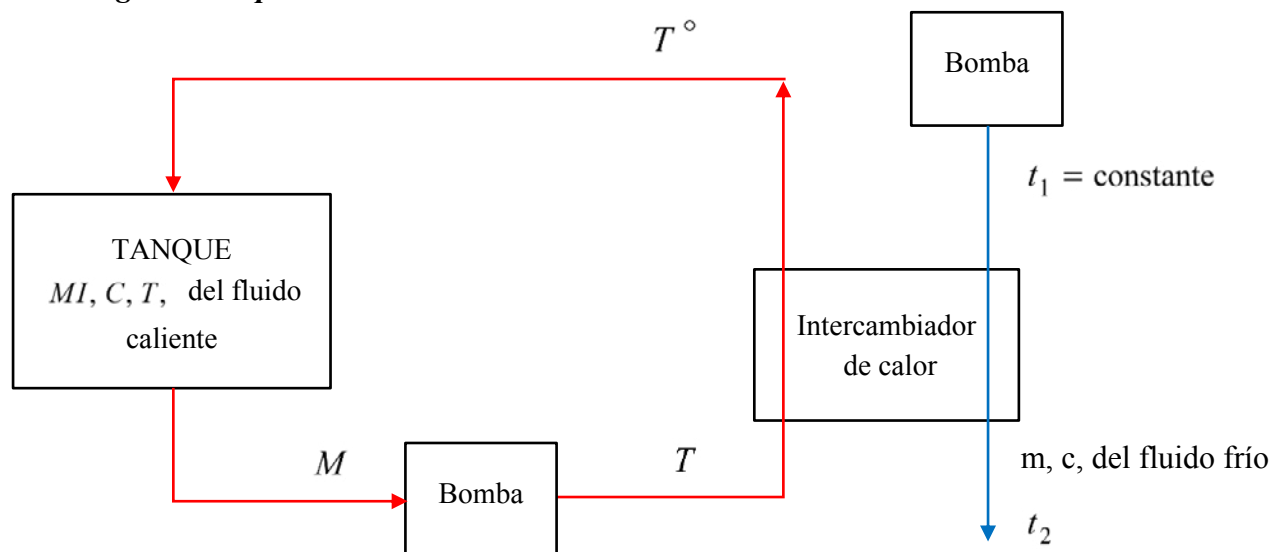
Sustituyendo valores en ecuación gobernante:

$$\ln \frac{(165 - 20)}{(165 - 50)} = \frac{\theta (0.725 - 1) 1.1355 * 592.9}{5000 (0.725 * 592.9 - 4750)}$$

$$\theta = 27045 \text{ s } (7.5 \text{ horas})$$

11.4 Enfriamiento de una masa de fluido en un tanque mediante fluido frío no isotérmico en un intercambiador de calor externo

Diagrama del proceso



Donde:

MI = masa inicial de fluido a enfriar, contenida en el tanque (kg)

Igual que en el caso anterior, las mayúsculas M, C, T corresponden a flujo másico, calor específico y temperatura del fluido caliente. Las correspondientes minúsculas corresponden a flujo másico, calor específico y temperatura del fluido frío.

Q° = Calor transferido (joules)

θ = tiempo transcurrido (segundos)

- **Balance de energía**

$$\frac{dQ^{\circ}}{d\theta} = - \frac{MI C dT}{d\theta} = MC (T - T^{\circ}) = mc (t_2 - t_1) = U A \Delta T_{\text{sistema}}$$

(a) (b) (c) (d)

Estableciendo las temperaturas finales de los fluidos en el intercambiador, en función de las temperaturas iniciales:

De la igualdad entre (a) y (b):

$$\left(\frac{MI C}{MC} \right) \frac{dT}{d\theta} + T = T^{\circ}$$

De la igualdad entre (a) y (c):

$$-\left(\frac{MI C}{mc} \right) \frac{dT}{d\theta} + t_1 = t_2$$

En el sistema intercambiador:

$\Delta T_{\text{sistema}}$

$T \xrightarrow{\text{red}} T^{\circ}$

$t_2 \xleftarrow{\text{blue}} t_1$

$$\Delta T_m = \frac{(T - t_2 - T^{\circ} + t_1)}{\ln \left[\frac{(T - t_2)}{(T^{\circ} - t_1)} \right]}$$

$$\Delta T_{\text{sistema}} = F_T * \Delta T_m$$

Sustituyendo T° y t_2 :

$$\Delta T_m = \frac{\left[T + \frac{M I C}{m c} \frac{dT}{d\theta} - t_1 - T - \frac{M I C}{M C} \frac{dT}{d\theta} + t_1 \right]}{\ln \left\{ \frac{T + \left(\frac{M I C}{m c} \right) \frac{dT}{d\theta} - t_1}{T + \left(\frac{M I C}{M C} \right) \left(\frac{dT}{d\theta} \right) - t_1} \right\}}$$

Re-arreglando:

$$\Delta T_m = \frac{M I C \left(\frac{dT}{d\theta} \right) \left[\left(\frac{-1}{(M C)} + \frac{1}{(m c)} \right) \right]}{\ln \left\{ \frac{T - t_1 + \left(\frac{M I C}{m c} \right) \frac{dT}{d\theta}}{T - t_1 + \left(\frac{M I C}{M C} \right) \frac{dT}{d\theta}} \right\}}$$

De la igualdad entre (a) y (d):

$$-M I C \frac{dT}{d\theta} = U A F_T M I C \frac{dT}{d\theta} \frac{\left[\frac{-1}{(M C)} + \frac{1}{(m c)} \right]}{\ln \left\{ \frac{T - t_1 + \left(\frac{M I C}{m c} \right) \frac{dT}{d\theta}}{T - t_1 + \left(\frac{M I C}{M C} \right) \frac{dT}{d\theta}} \right\}}$$

Re-arreglando:

$$U A F_T \left[\frac{1}{(M C)} - \frac{1}{(m c)} \right] = \ln \left\{ \frac{T - t_1 + \left(\frac{M I C}{m c} \right) \frac{dT}{d\theta}}{T - t_1 + \left(\frac{M I C}{M C} \right) \frac{dT}{d\theta}} \right\}$$

$$\exp \left\{ U A F_T \left[\frac{1}{(M C)} - \frac{1}{(m c)} \right] \right\} = \frac{\left[(T - t_1) + \left(\frac{M I C}{m c} \right) \frac{dT}{d\theta} \right]}{\left[T - t_1 + \left(\frac{M I C}{M C} \right) \frac{dT}{d\theta} \right]}$$

Definiendo:

$$K_4 = \exp \left\{ U A F_T \left[\frac{1}{(M C)} - \frac{1}{(m c)} \right] \right\}$$

Sustituyendo:

$$K_4 = \frac{\left(T - t_1 \right) + \left(\frac{M I C}{m c} \right) \frac{dT}{d\theta}}{\left(T - t_1 \right) + \left(\frac{M I C}{M C} \right) \frac{dT}{d\theta}}$$

Re-arreglando:

$$K_4 \left(T - t_1 \right) + K_4 \left(\frac{M I C}{M C} \right) \frac{dT}{d\theta} = \left(T - t_1 \right) + \frac{M I C}{m c} \frac{dT}{d\theta}$$

$$\left(\frac{dT}{d\theta} \right) \left(- \frac{M I C}{m c} + \frac{K_4 M I C}{M C} \right) = \left(T - t_1 \right) (1 - K_4)$$

$$\frac{dT}{(T - t_1)} = \frac{d\theta (1 - K_4)}{M I C \left[\frac{K_4}{M C} - \frac{1}{(m c)} \right]}$$

$$= \frac{d\theta (1 - K_4) M m c}{(M I) (K_4 m c - M C)}$$

Integrando entre 0 y θ , y entre T_1 (inicial) y T_2 (final):

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} = \frac{\theta (K_4 - 1) m c M}{M I (K_4 m c - M C)}$$

Si el intercambiador de calor externo es un intercambiador tubular 1 / 2 (un paso en la coraza, dos pasos en los tubos) procede la siguiente simplificación:

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} = \frac{\theta S m c}{M I C}$$

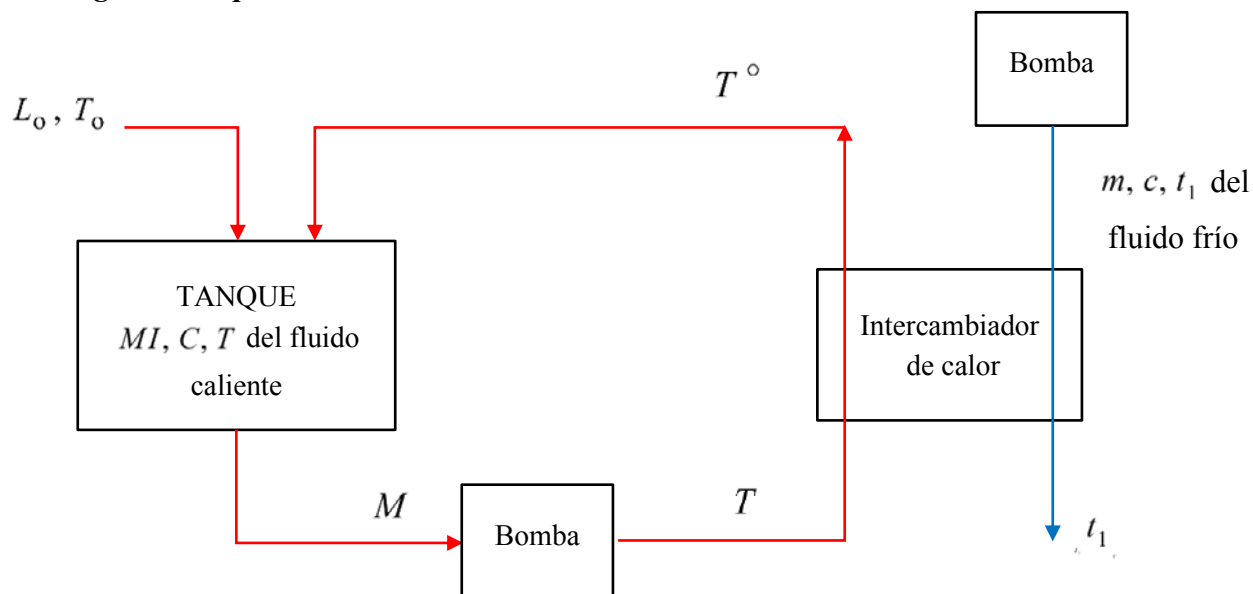
Donde S , K_7 y R , son los del caso (11.2) anterior, para el intercambiador tubular externo 1 / 2.

Si el intercambiador de calor externo es un intercambiador tubular 2 / 4 (dos pasos en la coraza, cuatro pasos en los tubos), procede la misma simplificación del intercambiador 1 / 2, con la siguiente modificación:

Donde S , K_8 y R son los del caso (11.2) anterior, para el intercambiador tubular externo 2 / 4.

11.5 Enfriamiento de una masa de fluido en un tanque, que continuamente está recibiendo fluido, mediante fluido frío isotérmico en un intercambiador de calor externo

Diagrama del proceso



Donde:

MI = masa inicial contenida en el tanque de fluido a enfriar (kg)

Igual que en el caso anterior, los valores de M , C , T , corresponden al fluido caliente, y los valores de m , c , t , corresponden al fluido frío.

L_o = flujo másico de líquido agregado $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$

T_o = temperatura del líquido continuamente añadido (°C)

Q° = Calor transferido (Joules)

θ = tiempo transcurrido (segundos)

- **Balance de energía (watts)**

$$- \left(MI + L_o \theta \right) C \frac{dT}{d\theta} + L_o C \left(T_o - T \right) = M C \left(T - T^\circ \right)$$

Re-arreglando:

$$\left(MI + L_o \theta \right) C \frac{dT}{d\theta} + M C \left(T - T^\circ \right) = L_o C \left(T_o - T \right) \quad (a)$$

En el sistema intercambiador:

$\Delta T_{\text{sistema}}$

$T \xrightarrow{\text{red}} T^\circ$

$t_1 \xleftarrow{\text{blue}} t_1$

$F_T = 1$ (un fluido es isotérmico)

$$\Delta T_{\text{sistema}} = \frac{(T - t_1 - T^{\circ} + t_1)}{\ln \left[\frac{(T - t_1)}{(T^{\circ} - t_1)} \right]} = \frac{(T - T^{\circ})}{\ln \left[\frac{(T - t_1)}{(T^{\circ} - t_1)} \right]}$$

En intercambiador de calor:

$$MC (T - T^{\circ}) = \frac{UA (T - T^{\circ})}{\ln \left[\frac{(T - t_1)}{(T^{\circ} - t_1)} \right]}$$

$$\ln \left[\frac{(T - t_1)}{(T^{\circ} - t_1)} \right] = \frac{UA}{MC}$$

$$\exp \left(\frac{UA}{MC} \right) = \frac{(T - t_1)}{(T^{\circ} - t_1)} = K_1$$

Expresando la temperatura final en función de la temperatura inicial, en el intercambiador:

$$T^{\circ} = \frac{[t_1 (K_1 - 1) + T]}{K_1}$$

Sustituyendo en ecuación de balance de energía (a):

$$C (MI + L_o \theta) \frac{dT}{d\theta} - CL_o (T_o - T) = \left(\frac{MC}{K_1} \right) [t_1 (K_1 - 1) + T - T K_1] = \left(\frac{MC}{K_1} \right) (K_1 - 1) (t_1 - T)$$

Re-arreglando:

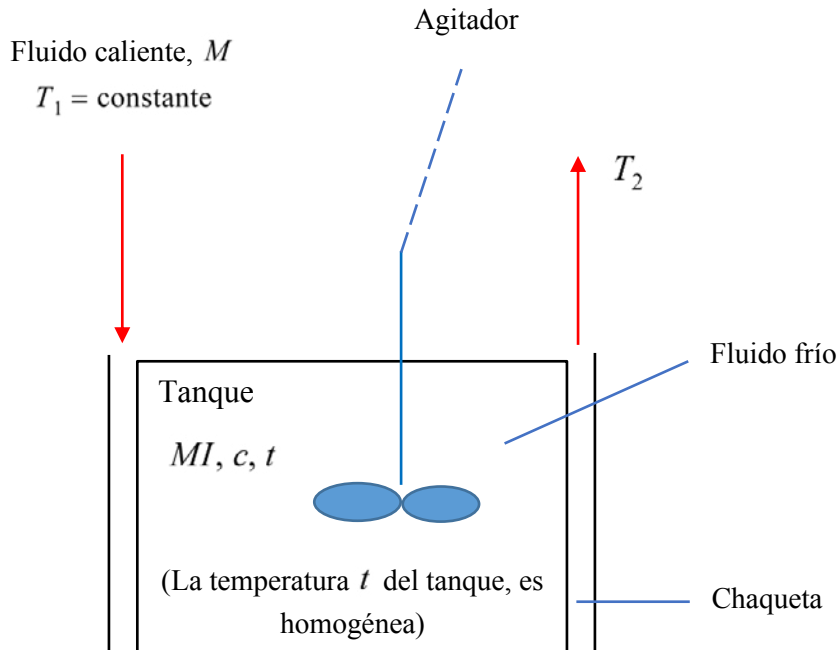
$$(MI + L_o \theta) \frac{dT}{d\theta} = - \left(\frac{M}{K_1} \right) * (K_1 - 1) (T - t_1) + L_o (T_o - T)$$

$$\frac{dT}{\left[-\left(\frac{M}{K_1} \right) (K_1 - 1) (T - t_1) + L_o (T_o - T) \right]} = \frac{d\theta}{(MI + L_o \theta)}$$

Integrando de 0 a θ , y de T_1 a T_2 :

$$\ln \frac{T_o - T_1 - \left(\frac{M}{L_o} \right) (T_1 - t_1) \frac{(K_1 - 1)}{K_1}}{T_o - T_2 - \left(\frac{M}{L_o} \right) (T_2 - t_1) \frac{(K_1 - 1)}{K_1}} = \left[1 + \frac{(M)(K_1 - 1)}{L_o K_1} \right] \ln \frac{MI + L_o \theta}{MI}$$

11.6 Calentamiento de fluido agitado en un tanque mediante fluido caliente no isotérmico que pasa por el interior de un serpentín sumergido en el tanque o por el enchaquetado del mismo



Donde:

MI = masa de fluido a calentar, contenida en el tanque (kg)

Q° = Calor transferido (joules)

θ = tiempo transcurrido (segundos)

Los valores de M , C , T , corresponden al fluido caliente

Los valores de m , c , t , corresponden al fluido frío

- **Balance de energía**

$$\frac{dQ^{\circ}}{d\theta} = MIc \frac{dt}{d\theta} = MC (T_1 - T_2) = U A \Delta T_{\text{sistema}} \quad \begin{matrix} (a) & (b) & (c) \end{matrix}$$

En el sistema intercambiador:

$\Delta T_{\text{sistema}}$

$T_1 \xrightarrow{\text{red}} T_2$

$\frac{t}{T_1 - t} \xleftarrow{\text{blue}} \frac{t}{T_2 - t}$

$F_T = 1$ (un fluido es isotérmico en el intercambiador)

$$\Delta T_{\text{sistema}} = F_T * \Delta T_m = \frac{1 * (T_1 - T_2)}{\ln \left[\frac{(T_1 - t)}{(T_2 - t)} \right]}$$

Igualando (b) y (c):

$$MC (T_1 - T_2) = \frac{UA (T_1 - T_2)}{\ln \left[\frac{(T_1 - t)}{(T_2 - t)} \right]}$$

$$\ln \left[\frac{(T_1 - t)}{(T_2 - t)} \right] = \frac{UA}{(MC)}$$

$$K_1 = \exp \left[\frac{U A}{(M C)} \right] = \frac{(T_1 - t)}{(T_2 - t)}$$

$$T_2 = t + \frac{(T_1 - t)}{K_1}$$

Igualando (a) y (b), y sustituyendo T_2 :

$$M I c \frac{dt}{d\theta} = M C \left[T_1 - t - \frac{(T_1 - t)}{K_1} \right] = M C (T_1 - t) \left[\frac{(K_1 - 1)}{K_1} \right]$$

Re-arreglando:

$$\frac{dt}{(T_1 - t)} = d\theta \left(\frac{M C}{M I c} \right) \frac{(K_1 - 1)}{K_1}$$

Integrando de 0 a θ , y de t_1 a t_2 :

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{\theta (K_1 - 1) M C}{M I c K_1}$$

CAPÍTULO 12

Regeneradores de calor

12.1 Generalidades de los regeneradores de calor

Una breve descripción

Los regeneradores de calor son equipos que usan sólidos como intermediarios en la transferencia de calor de un fluido gaseoso a otro, aprovechando su gran capacidad calorífica volumétrica en comparación con la de los gases.

Los sólidos pueden ser cualquier material adecuado para soportar las temperaturas de operación del regenerador: metales, arcilla, alúmina, etc.

Operan en estado transitorio, no estable, lo que significa que la temperatura de los sólidos varía con el tiempo, además de hacerlo con la posición que ocupen en el regenerador.

Esto requiere una operación en dos etapas: en la primera etapa, el gas caliente cede su calor a los sólidos fríos, los sólidos se calientan; en la segunda etapa, los sólidos ceden este calor al gas frío.

Los regeneradores pueden ser de lecho fijo o rotatorios. En el presente trabajo se realiza el análisis de enfriamiento de gases de combustión, empleando los de lecho fijo por las siguientes consideraciones:

- son compactos
- no presentan gran riesgo de mezclado entre gases
- están destinados a instalaciones fijas

Los regeneradores de lecho fijo en operación continua se usan duplicados (ver figura 1).

– Métodos de cálculo de regeneradores

El dimensionado de los regeneradores será basado en los métodos de Levenspiel y de Mills, mediante los cuales se obtiene una cierta eficiencia en el regenerador después de considerar las dimensiones del cuerpo cilíndrico (d_C , L), más el tipo de material, diámetro y cantidad total de esferas que constituyen el empaque (d_p , W_s) y las características de la operación (t_A y ΔP de cada fluido).

1. Método de Mills

El método de Mills ejemplifica el enfoque dominante en la solución de las ecuaciones que gobiernan la operación de regeneradores.

Las ecuaciones gobernantes para regeneradores son ecuaciones diferenciales parciales, ya que las temperaturas en el intercambiador son función de la posición y del tiempo. En general, estas ecuaciones se resuelven usando métodos numéricos más que analíticos.

El enfoque en el método de Mills consiste en deducir las ecuaciones gobernantes y hacerlas adimensionales para identificar los grupos pertinentes, solucionar numéricamente dichas ecuaciones y presentar los resultados en una gráfica en términos de los mencionados grupos adimensionales.

Enseguida se muestra un diagrama de precalentamiento de aire mediante regeneradores de calor operando continuamente.

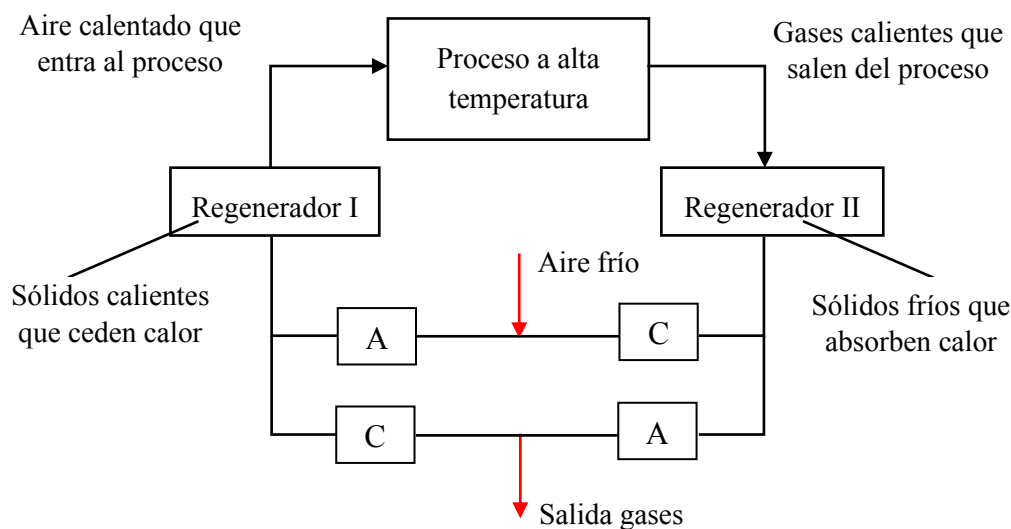


FIGURA 1

Donde:

A = abierto

C = cerrado

Después de un cierto tiempo (tiempo de alternancia, t_A) se invierten las posiciones de las válvulas y los fluidos intercambian trayectorias.

Algunas particularidades del método son:

1. Calcula la eficiencia del regenerador mediante la solución periódica simultánea, con métodos numéricos, de dos ecuaciones diferenciales parciales obtenidas realizando un balance energético en un elemento diferencial del sólido de la matriz.
2. Presenta una gráfica de eficiencia en función de NTU , con R_R como parámetro (figura 3).
3. Supone operación simétrica en el regenerador, $(m C)_{gas_1} = (m C)_{gas_2}$, lo que para una combustión es muy razonable, pues los flujos másicos de oxidante y gases de combustión son similares, así como las temperaturas promedio cuando hay una buena eficiencia del regenerador.
4. Para la transferencia de calor, aplica con valores de Re entre 20 y 10000.
5. Para la caída de presión de los fluidos, usa la ecuación de Ergun, con valores de Re entre 1 y 10000.
6. En su gráfica considera eficiencia con valores entre 0.50 y 0.95, con valores de $NTU \leq 20$ y valores de R_R entre 1 e ∞ .

$$\text{Para } NTU = 20 \text{ y } R_R = \infty \text{ (} t_A \text{ es muy pequeño), } \eta \text{ máxima} = \frac{(NTU)}{(NTU + 1)} = 0.95$$

7. Considera conductividad infinita dentro del sólido de la matriz, es decir, toda la resistencia térmica está en la superficie del sólido.
8. Supone que no hay conducción de calor entre las partículas, tanto en la dirección del flujo de gases como en la dirección perpendicular a este (algo razonable para partículas, pero no para una estructura metálica monolítica).

2. Método de Levenspiel

Se basa en el modelo de dispersión del frente de temperatura que avanza, causada por dispersión axial del flujo de gas, dispersión por resistencia de la película sólido-gas y dispersión por resistencia a la conducción dentro de la partícula.

Describe cada uno de los tres factores de dispersión mediante un fenómeno tipo difusión.

Esto conlleva para los sólidos curvas simétricas de temperatura-distancia en forma de S , integrales de la curva de distribución gaussiana que se pueden caracterizar por su varianza σ^2 .

Si se supone independencia de los tres fenómenos de dispersión se pueden sumar las varianzas para dar:

$$\sigma_{\text{total}}^2 = \sigma_{\text{dispersión axial del gas}}^2 + \sigma_{\text{resistencia de la película}}^2 + \sigma_{\text{conducción en la partícula}}^2$$

Este enfoque debe semejar razonablemente bien la distribución real de temperatura en un regenerador suficientemente largo.

Algunas particularidades del método son:

1. En el regenerador la operación no es necesariamente simétrica, pero en caso de asimetría su solución está condicionada a una asimetría grande. Para casos intermedios no hay solución.
2. Presenta una gráfica de la eficiencia en función de dos parámetros adimensionales: P y Q (figura 2).
3. No hay límite del valor de Re .
4. Calcula la caída de presión de los fluidos mediante una derivación de la ecuación de Ergun que considera la variación de la densidad de un gas ideal con la presión.
5. Aplica para regeneradores largos, con valor de $M \geq 2.5$ (tal vez desde $M \geq 1.8$ sin gran pérdida de exactitud). M se define más adelante en la secuencia de aplicación del método.
6. Supone no hay conducción de calor entre las partículas en la direcciones perpendicular y axial al flujo de gases.

7. Evalúa desde la eficiencia mínima de 0.84 (aunque puede ser desde 0.80 con extrapolación) hasta la eficiencia máxima de 1.0.
8. Considera la resistencia térmica por conductividad finita dentro del sólido de la matriz.

– **Condiciones**

La aplicación de regeneradores estará enfocada a precalentar el oxidante necesario para la combustión, mediante los gases de combustión mismos que salen de un proceso dado. Es decir, se trata de recuperar calor de los gases de combustión, antes de que sean descargados a la atmósfera, aprovechándolo para precalentar el oxidante necesario para la combustión.

Se usarán ambos métodos donde ambos puedan ser aplicados y se tomará la eficiencia promedio $\left(\eta_{\text{regenerador}} \right)$ de las eficiencias resultantes, lo que permitirá saber la diferencia de temperatura (ΔT) del fluido en el regenerador y, consecuentemente, el calor recuperado.

Se considerarán flujos simétricos, tomando como flujo másico del fluido (m) el promedio de los flujos másicos de los gases de combustión y de oxidante.

Se tomará la temperatura del regenerador (T) como el promedio de las de entrada y salida del oxidante y de los gases.

En lo referente a la transferencia de calor, se considerarán las propiedades de los gases como pertenecientes al aire.

Se diferenciará entre caídas de presión del oxidante y de los gases, con sus respectivos promedios de temperaturas, densidades, viscosidades, pesos moleculares y flujos másicos.

Serán operaciones periódicas en contra-corriente, pues dan mayor eficiencia y tienden a evitar obstrucciones en el lecho.

Se empleará empaque en forma de esferas y se considerará una fracción hueca (ε) en el lecho de 0.4 y un valor de Pr de 0.705, tanto para gases como para el aire oxidante.

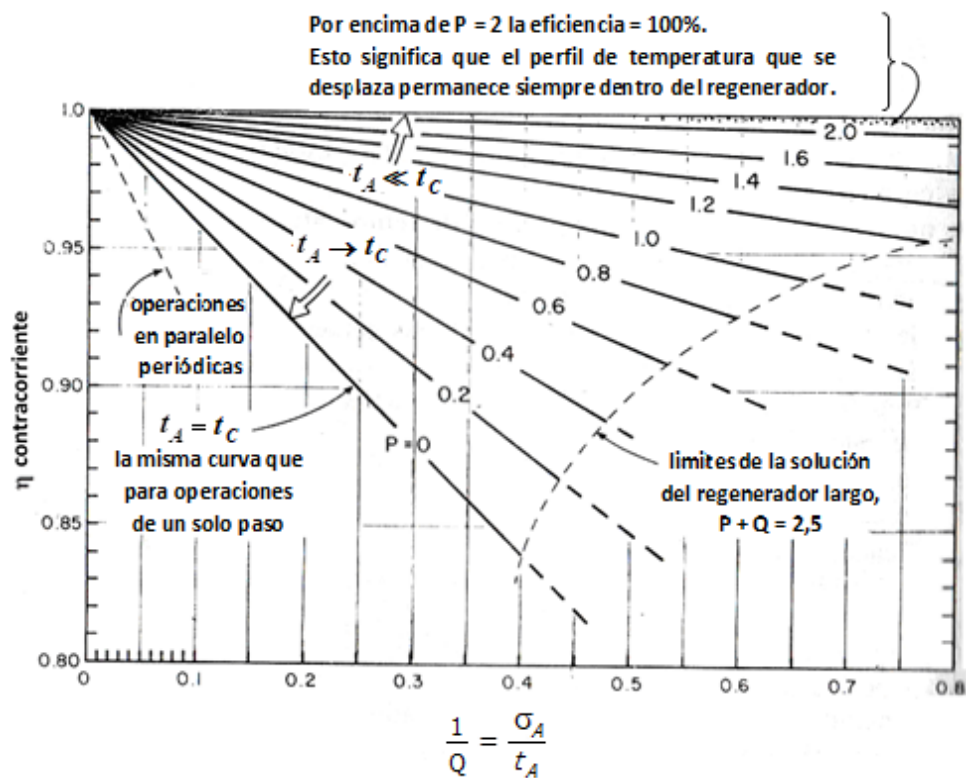


FIGURA 2. Diagrama de eficiencia de Levenspiel

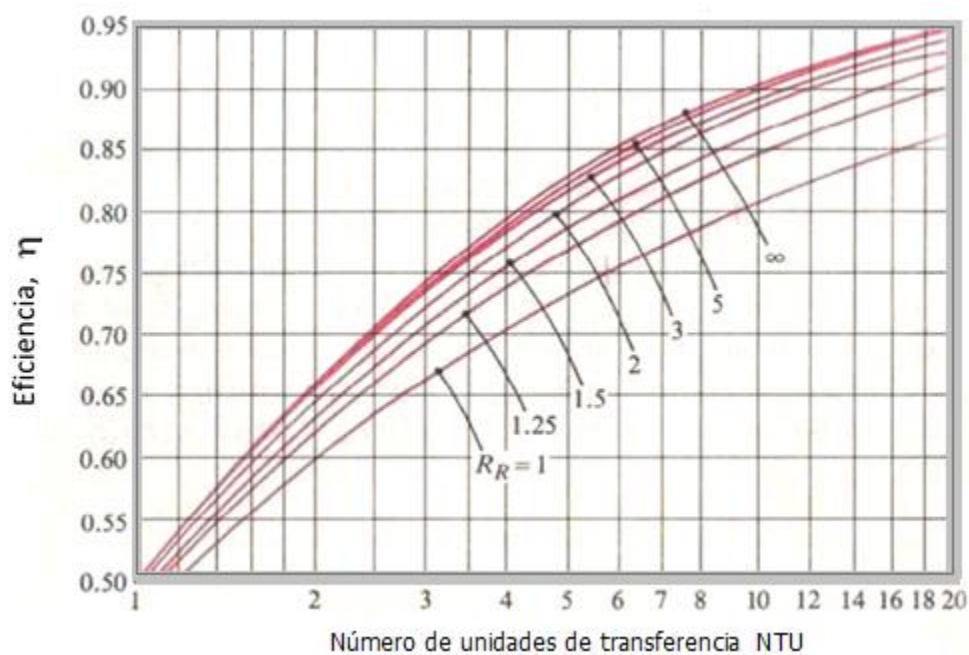


FIGURA 3. Diagrama de eficiencia de Mills

– Caracterización del regenerador

En la caracterización del regenerador se usan los promedios de flujos másicos (m) y de temperaturas (T) de entrada y salida de gases y de oxidante en el regenerador, además del valor promedio de C , para obtener la $\eta_{\text{regenerador}}$ y el calor intercambiado (Q_R) requeridos en el balance de energía hecho al instalar la combustión.

Se caracteriza el regenerador en cuanto a dimensiones, características del empaque o sólido de relleno, caídas de presión de los fluidos y tiempo de alternancia (t_A) necesario.

– Resumen de la aplicación de ambos métodos

Método de Mills:

$$A_C = \frac{\pi d_C^2}{4}$$

$$G_o = \frac{m}{A_C}$$

$$Re = \frac{d_P G_o}{[(1 - \varepsilon) \mu]} = \frac{d_P G_o}{(0.6 * \mu)}$$

$$Nu = 0.445 Re^{1/2} + 0.178 Re^{2/3}$$

$$h = 1.5 Nu * \frac{k}{d_P}$$

$$NTU = \frac{3.6 h L}{(G_o C d_P)}$$

$$W_S = A_C * L (1 - \varepsilon) \rho_S = 0.6 * A_C * L * \rho_S$$

$$t_C = \frac{W_S C_S}{(m C)}$$

$$R_R = \frac{t_C}{t_A}$$

Tiene gráfica de η vs. NTU , con R_R como parámetro.

Para una cierta eficiencia η , requerimos definidos valores de NTU y R_R , mismos que dependen de L y t_A , respectivamente.

Método de Levenspiel:

$$Re = \frac{d_P G_o}{\mu}$$

$$Nu = 2 + 1.6 Re^{1/2}$$

$$h = Nu * \frac{k}{d_P}$$

$$\frac{1}{M^2} = \frac{d_P}{L} + \frac{G_o C d_P}{(1.8 h L)} + \frac{G_o C d_P^2}{(18 k_s L)}$$

$$\frac{1}{M^2} = \frac{\sigma^2}{t_C^2} \leq 0.16$$

$M \geq 2.5$ para regeneradores largos

$\sigma^2 =$ varianza

$\sigma =$ ensanchamiento del frente de temperatura que avanza

$$\sigma = \frac{t_C}{M}$$

$$\sigma_A = \frac{\sigma}{(R_R)^{1/2}}$$

$$P = \frac{(t_C - t_A)}{2 \sigma_A}$$

$$\frac{1}{Q} = \frac{\sigma_A}{t_A}$$

Se tiene gráfica de $\eta_{\text{regenerador}}$ vs. $\frac{1}{Q}$, con P como parámetro.

Para una cierta eficiencia η , se requieren ciertos valores de L y t_A

– **Procedimiento de caracterización del regenerador**

1. Se selecciona la geometría del regenerador, cilíndrico en este caso.
2. Se selecciona el diámetro del regenerador (d_C) llevando en mente obtener una masa velocidad G_o que no cause una ΔP excesivamente grande para los fluidos. (Esto se verifica al final).
3. Se obtiene A_C , m y G_o
4. Se selecciona material de esferas del empaque y d_p del mismo.

Primero se aplica el método de Mills:

5. Se obtienen propiedades del fluido a la temperatura T : μ_{aire} , k_{aire} , C_{fluido} .

Se obtienen propiedades del sólido a esa temperatura T : C_s , k_s , ρ_s

6. Se calculan Re y Nu
7. Se obtiene h , luego se obtiene NTU en función de L
8. Se calcula L para $NTU = 20$
9. Se obtiene W_s , se obtiene t_C
10. En la gráfica de Mills se ubica la requerida $\eta_{\text{regenerador}}$, con $NTU = 20$, y se obtiene el correspondiente valor de R_R
11. Se obtiene $t_A = \frac{t_C}{R_R}$ = tiempo de alternancia.

Luego se aplica el método de Levenspiel:

12. Se obtiene Re multiplicando por 0.6 el valor de este obtenido en punto (6)

13. Se obtienen Nu y h , se obtiene $\frac{1}{M^2}$ en función de L
 14. Se aplica L obtenida en punto (8) y se obtiene $\frac{1}{M} \left(\text{verificamos que } \frac{1}{M} \leq 0.4 \right)$
 15. Se obtiene σ mediante el valor de t_C del punto (9), y con el valor de R_R del punto (10) se obtiene σ_A
 16. Se obtiene P , con t_C del punto (9) y t_A del punto (11)
 17. Se obtiene $\frac{1}{Q}$, con t_A del punto (11) y σ_A del punto (15).
 18. En la gráfica de Levenspiel se obtiene $\eta_{\text{regenerador}}$ y se compara el promedio de ambas eficiencias contra el valor requerido.
 19. Se calculan las caídas de presión del oxidante y de los gases de combustión, siguiendo los pasos del apartado siguiente.
- Cálculo de caída de presión para cada fluido (gases efluentes y oxidante) por separado

Para el oxidante:

20. Se obtiene temperatura promedio del oxidante $(T) = \frac{1}{2}$ (temperatura del oxidante inicial + temperatura del oxidante final)

Se obtienen propiedades a esa temperatura: μ_{aire} , ρ_{oxidante}

Se obtiene PM

Se calcula G_o para el oxidante $= \frac{m_{\text{aire u oxígeno}}}{A_C}$

Se aplican valores en la ecuación de Ergun, modificada para incluir cambios de densidad de un gas ideal con la presión, al ir de punto 1 a punto 2:

$$P_2 < P_1$$

$$\frac{(P_2^2 - P_1^2) PM}{(2 * 1000 * G_o^2 R * T)} + \frac{150 (1 - \varepsilon)^2 \mu * L}{(\varepsilon^3 d_p^2 G_o)} + \frac{1.75 (1 - \varepsilon) L}{(\varepsilon^3 * d_p)} = 0$$

Sustituyendo $\varepsilon = 0.4$ y $P_2 =$ Presión atmosférica estándar = 101325 Pa :

$$\frac{(P_1^2 - 101325^2) PM}{(2000 G_o^2 R * T)} = \frac{844 \mu * L}{(d_p^2 G_o)} + \frac{16.41 L}{d_p}$$

$$\Delta P = (P_1 - 101325) \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia } (W) = \left(\frac{\Delta P}{\rho} \right) * m$$

Para los gases:

21. Se obtiene temperatura promedio del gas = $1/2$ (temperatura inicial gases + temperatura final gases)

Se obtiene PM y las propiedades de gases a esa temperatura T : $\mu_{\text{del aire}}$ y ρ_{gases} .

$$\text{Se calcula } G_o \text{ de gases} = \frac{m_G}{A_C}$$

Se aplica en la ecuación de Ergun modificada y simplificada.

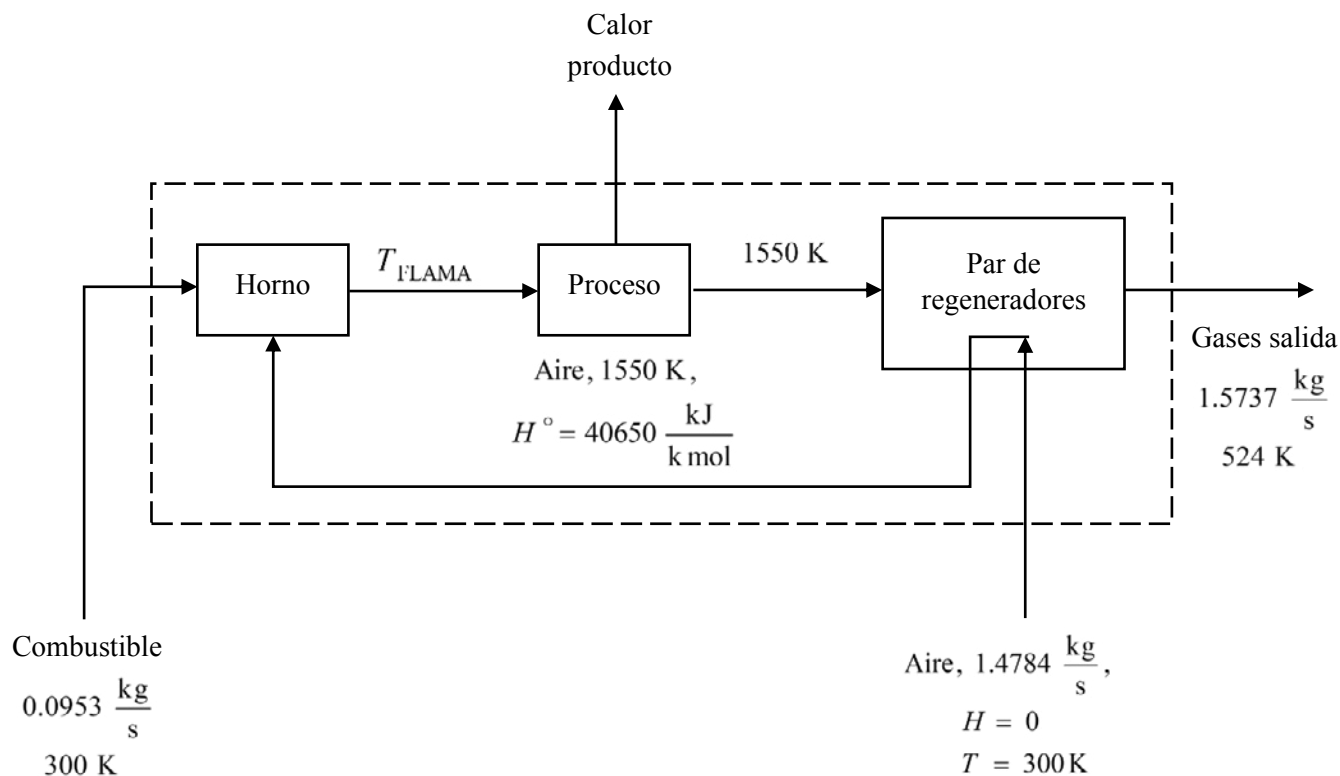
Se obtienen ΔP y potencia para los gases.

Al terminar los cálculos, se verifica que las caídas de presión de los fluidos no sean excesivas, de modo que no requieran una gran potencia para moverlos.

12.2 Ejemplo de aplicación de regeneradores de calor

En un sistema de combustión, los gases salen del proceso a 1550 K y se desean aprovechar para precalentar el aire necesario para la misma combustión. El aire entra a 300 K.

Diagrama esquemático genérico de operación de combustión y precalentamiento de aire continuos con regeneradores.



– Cálculos preliminares

$$Q_R = \text{calor transferido} = (40650 - 0) \frac{\text{kJ}}{\text{mol}} * \left(\frac{1.4784}{28.84} \right) \frac{\text{mol}}{\text{s}} * 1000 \frac{\text{W}}{\text{kW}} = 2.084 * 10^6 \text{ W}$$

$$T = \left(\frac{1}{4} \right) (1550 + 300 + 1550 + 524) \text{ K} = 981 \text{ K}$$

$$C = 1130 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

$$m = \left(\frac{1}{2} \right) (1.5737 + 1.4784) = 1.526$$

$$\eta = \frac{2}{\left[(ITD) \left(\frac{1}{\Delta T_A} + \frac{1}{-\Delta T_G} \right) \right]}$$

$$ITD = \text{Diferencia de temperaturas iniciales} = (1550 - 300) \text{ K} = 1250 \text{ K}$$

$$\Delta T_A = 1550 - 300 = 1250 \text{ K}$$

$$-\Delta T_G = 1550 - 524 = 1026 \text{ K}$$

Insertando valores en la ecuación de η :

$$\eta = \frac{2}{(1250) \left(\frac{1}{1250} + \frac{1}{1026} \right)} = 0.902$$

– Cálculo del regenerador por el método de Mills

El recipiente es cilíndrico:

$$d_C = 1.154 \text{ m}$$

$$A_C = 1.0463 \text{ m}^2$$

$$G_o = \frac{1.526}{1.0463} = 1.46$$

Propiedades del fluido a 981 K:

$$\mu = 40.8 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

$$k = 0.0658 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

Propiedades del empaque a 981 K:

Material = esferas de arcilla refractaria

$$d_P = 0.02 \text{ m}$$

$$C_S = 1000 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

$$k_S = 1.18 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

$$\rho_S = 2000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\varepsilon = \frac{\text{volumen hueco}}{\text{volumen del lecho}} = 0.4$$

$$\text{Re} = \frac{d_P G_o}{[(1 - \varepsilon) \mu]} = \frac{0.02 * 1.46 * 10^6}{(0.6 * 40.8)} = 1193$$

$$Nu = 0.445 \text{Re}^{1/2} + 0.178 \text{Re}^{2/3} = 0.445 (1193)^{1/2} + 0.178 (1193)^{2/3} = 35.4$$

$$h = \frac{1.5 Nu * k}{d_P} = \frac{1.5 * 35.4 * 0.0658}{0.02} = 174.6$$

$$NTU = \frac{3.6 h L}{(G_o C d_P)} = \frac{3.6 * 174.6 * L}{(1.46 * 1130 * 0.02)} = 19.06 * L$$

$$R_R = \frac{t_C}{t_A} = \frac{\text{tiempo necesario para enfriar o calentar todos los sólidos}}{\text{tiempo de alternancia de los flujos}}$$

En gráfica de Mills, para $NTU = 20$, y $R_R = 1.5$, $\eta = 0.92$ (> 0.902)

Insertando en la ecuación de NTU su valor, y despejando L :

$$L = \frac{20}{19.06} = 1.05 \text{ m}$$

$$W_S = A_C * L (1 - \varepsilon) \rho_S = 1.0463 * 1.05 * 0.6 * 2000 = 1318 \text{ kg}$$

$$t_C = \frac{W_S C_S}{(m C)} = \frac{1318 * 1000}{1725} = 764 \text{ s}$$

$$t_A = \frac{t_C}{R_R} = \frac{764}{1.5} = 510 \text{ s}$$

– *Cálculo del regenerador por el método de Levenspiel*

$$\text{Re} = \frac{d_P G_o}{\mu} = \frac{0.02 * 1.46 * 10^6}{40.8} = 716$$

$$\text{Nu} = 2 + 1.6 \text{Re}^{1/2} = 2 + 1.6 (716)^{1/2} = 44.8$$

$$h = \frac{\text{Nu} * k}{d_P} = \frac{44.8 * 0.0658}{0.02} = 147.4$$

$$\frac{1}{M^2} = \frac{d_P}{L} + \frac{G_o C d_P}{(1.8 h L)} + \frac{G_o C d_P^2}{(18 k_S L)} = \left(\frac{1}{1.05} \right) \left[0.02 + \frac{(1.46 * 1130 * 0.02)}{(1.8 * 147.4)} + \frac{(1.46 * 1130 * 0.02^2)}{(18 * 1.18)} \right]$$

$$= 0.16708$$

Se requiere para regeneradores largos:

$$\frac{1}{M^2} = \frac{\sigma^2}{t_C^2} \leq 0.16$$

$$M \geq 2.5$$

En esta aplicación:

$$\frac{1}{M} = 0.40875$$

$$M = 2.45$$

El método aplica para M mayor a 2.5, sin embargo, está suficientemente cercano para que proceda su aplicación.

$$\sigma = \frac{t_C}{M} = 764 * 0.40875 = 312.3$$

$$\sigma_A = \frac{\sigma}{(R_R)^{1/2}} = \frac{312.3}{(1.5)^{1/2}} = 255$$

$$P = \frac{(t_C - t_A)}{(2 \sigma_A)} = \frac{(764 - 510)}{(2 * 255)} = 0.498$$

$$\frac{1}{Q} = \frac{\sigma_A}{t_A} = \frac{255}{510} = 0.5$$

Gráfica de Levenspiel:

$$\eta = 0.90$$

$$\eta_{\text{promedio}} = \left(\frac{1}{2} \right) (0.919 + 0.90) = 0.909 (> 0.902 = \text{eficiencia requerida})$$

– **Cálculo de caída de presión para cada fluido (gases efluentes y aire) por separado**

Para el aire:

$$T = \left(\frac{1}{2} \right) (1550 + 300) = 925$$

$$\mu_A = 39.37 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

$$PM = 28.84$$

$$\rho = \frac{28.84 * 273}{(22.4 * 925)} = 0.38$$

$$G_o = \frac{1.4784}{1.0463} = 1.413$$

Sustituyendo valores en ecuación de Ergun:

$$\frac{(P_1^2 - 101325^2) 28.84}{(2000 * 1.413^2 * 8.314 * 925)} = 844 * \left(\frac{39.37}{10^6} \right) * \left[\frac{(1.05)}{(0.02^2 * 1.413)} \right] + \frac{16.41 * 1.05}{0.02}$$

$$P_1 = 106065 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = (106065 - 101325) = 4740 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = \Delta P * \frac{m}{\rho} = \frac{4740 * 1.4784}{0.38} = 18441 \text{ W} \equiv 24.75 \text{ HP}$$

Para los gases:

$$T = \left(\frac{1}{2} \right) (1550 + 524) = 1037$$

$$\mu_a = 42.21 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

$$PM = 28.364$$

$$\rho = \frac{28.364 * 273}{(22.4 * 1037)} = 0.333$$

$$G_o = \frac{1.5737}{1.0463} = 1.504$$

Sustituyendo valores en ecuación de Ergun:

$$\frac{(P_1^2 - 101325^2) 28.364}{(2000 * 1.504^2 * 8.314 * 1037)} = 844 * 42.21 * 10^{-6} * \left[\frac{(1.05)}{(0.02^2 * 1.504)} \right] + \frac{16.41 * 1.05}{0.02}$$

$$P_1 = 107410 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = (107410 - 101325) = 6085 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = \frac{\Delta P * m}{\rho} = \frac{6085 * 1.5737}{0.333} = 28758 \text{ W} \equiv 38.54 \text{ HP}$$

- Como alternativa que requiera menores potencias para el flujo, aumentamos la sección transversal de los regeneradores

$$d_C = 1.6 \text{ m}$$

$$A_C = 2.035 \text{ m}^2$$

$$G_o = \frac{1.526}{2.035} = 0.75$$

Método de Mills:

$$\text{Re} = \frac{d_p G_o}{[(1 - \varepsilon) \mu]} = \frac{0.02 * 0.75 * 10^6}{(0.6 * 40.8)} = 612.7$$

$$Nu = 0.445 \text{ Re}^{1/2} + 0.178 \text{ Re}^{2/3} = 0.445 (612.7)^{1/2} + 0.178 (612.7)^{2/3} = 23.86$$

$$h = 1.5 Nu * \frac{k}{d_p} = \frac{1.5 * 23.86 * 0.0658}{0.02} = 117.7$$

$$NTU = \frac{3.6 h L}{(G_o C d_p)} = \frac{3.6 * 117.7 * L}{(0.75 * 1130 * 0.02)} = 24.99 * L$$

En gráfica de Mills, para $NTU = 20$, y $R_R = 1.5$, $\eta = 0.92$

Insertando en la ecuación de NTU su valor, y despejando L :

$$L = \frac{20}{24.99} = 0.8 \text{ m}$$

$$W_s = A_C * L (1 - \varepsilon) \rho_s = 2.035 * 0.8 * 0.6 * 2000 = 1954 \text{ kg}$$

$$t_C = \frac{W_s C_s}{(m C)} = \frac{1954 * 1000}{1725} = 1133 \text{ s}$$

$$t_A = \frac{t_C}{R_R} = \frac{1133}{1.5} = 755 \text{ s}$$

Método de Levenspiel:

$$\text{Re} = \frac{d_p G_o}{\mu} = \frac{0.02 * 0.75 * 10^6}{40.8} = 368$$

$$\text{Nu} = 2 + 1.6 \text{ Re}^{1/2} = 2 + 1.6 (368)^{1/2} = 32.68$$

$$h = \frac{\text{Nu} * k}{d_p} = \frac{32.68 * 0.0658}{0.02} = 107.5$$

$$\frac{1}{M^2} = \frac{d_p}{L} + \frac{G_o C d_p}{(1.8 h L)} + \frac{G_o C d_p^2}{(18 k_s L)} = \frac{1}{0.8} \left[0.02 + \frac{0.75 \times 1130 \times 0.02}{1.8 \times 107.5} + \frac{0.75 \times 1130 \times 0.02^2}{18 \times 1.18} \right]$$

$$= 0.1544$$

Se requiere:

$$\frac{1}{M^2} = \frac{\sigma^2}{t_C^2} \leq 0.16$$

$M \geq 2.5$ para regeneradores largos.

En esta aplicación:

$$\frac{1}{M} = 0.393$$

$$M = 2.54$$

$$\sigma = \frac{t_C}{M} = 1133 * 0.393 = 445$$

$$\sigma_A = \frac{\sigma}{(R_R)^{1/2}} = \frac{445}{(1.5)^{1/2}} = 364$$

$$P = \frac{(t_C - t_A)}{(2 \sigma_A)} = \frac{(1133 - 755)}{(2 * 364)} = 0.5191$$

$$\frac{1}{Q} = \frac{\sigma_A}{t_A} = \frac{364}{755} = 0.482$$

Gráfica de Levenspiel:

$$\eta = 0.91$$

$$\eta_{\text{promedio}} = \frac{1}{2} (0.92 + 0.91) = 0.915 \text{ (} > 0.902 = \text{eficiencia requerida) }$$

– **Cálculo de caída de presión para cada fluido (gases efluentes y oxidante) por separado**

Para el aire:

$$G_o = \frac{1.4784}{2.035} = 0.726$$

$$L = 0.8$$

Sustituyendo valores en ecuación de Ergun:

$$\frac{(P_1^2 - 101325^2) 28.84}{(2000 * 0.726^2 * 8.314 * 925)} = \frac{844 * 39.37 * 10^{-6} * 0.8}{(0.02^2 * 0.726)} + \frac{16.41 * 0.8}{0.02}$$

$$P_1 = 102357 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = (102357 - 101325) = 1032 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = \frac{\Delta P * m}{\rho} = \frac{1032 * 1.4784}{0.38} = 4015 \text{ W} \equiv 5.4 \text{ HP}$$

Para los gases:

$$G_o = \frac{1.5737}{2.035} = 0.7733$$

$$L = 0.8$$

Sustituyendo valores en ecuación de Ergun:

$$\frac{(P_1^2 - 101325^2) 28.364}{(2000 * 0.7733^2 * 8.314 * 1037)} = \frac{844 * 42.21 * 10^{-6} * 0.8}{(0.02^2 * 0.7733)} + \frac{16.41 * 0.8}{0.02}$$

$$P_1 = 102622 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = (102622 - 101325) = 1297 \text{ Pa}$$

$$\text{Potencia} = \frac{\Delta P * m}{\rho} = \frac{1297 * 1.5737}{0.333} = 6130 \text{ W} \equiv 8.2 \text{ HP}$$

Las potencias requeridas para mover los fluidos son sensiblemente menores.

– Comentarios acerca de los parámetros del regenerador

Para una cierta eficiencia:

- Al aumentar G_o (por tener menor A_C), aumenta la caída de presión (y ligeramente L), y disminuyen la masa W_S de empaque requerida y el tiempo de alternancia t_A
- Al aumentar el d_p del empaque, aumentan L , W_S , t_A (y ligeramente la caída de presión).

12.3 Nomenclatura para regeneradores de calor

A_C Área transversal del regenerador sin empaque, aguas arriba (m^2)

C Calor específico promedio del fluido en el regenerador de calor $\left(\frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right)$

C_s	Calor específico de sólidos del lecho del regenerador $\left(\frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right)$
d_c	Diámetro del regenerador de calor cilíndrico (m)
d_p	Diámetro de las partículas del lecho del regenerador de calor (m)
G_o	Masa- velocidad del fluido en el lecho del regenerador de calor sin partículas, aguas arriba $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}} \right)$
h	Coefficiente pelicular de transmisión de calor en la interfase fluido-sólido del regenerador de calor $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \right)$
H°	Entalpía específica $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{k mol}} \right)$
ITD	Diferencia de temperaturas iniciales de los fluidos en el regenerador de calor (K)
k	Conductividad térmica promedio de gases $\left(\frac{\text{W}}{\text{m K}} \right)$
k_s	Conductividad térmica promedio de sólidos en el regenerador de calor $\left(\frac{\text{W}}{\text{m K}} \right)$
L	Longitud del regenerador de calor (m)
m	Flujo másico promedio de fluidos a través del regenerador de calor $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$
m_A	Flujo másico de aire $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$
m_C	Flujo másico de combustible $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$
m_G	Flujo másico de gases efluentes $= m_A + m_c \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$

m_O	Flujo másico de oxígeno $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$
M	Número de desviaciones estándar del frente en avance de temperatura de los sólidos del regenerador de calor $= \frac{t_C}{\sigma}$ (adimensional)
NTU	Número de unidades de transferencia en el regenerador de calor (adimensional)
Nu	Número de Nusselt (adimensional)
P	Parámetro de eficiencia en regenerador $= \frac{(t_C - t_A)}{(2\sigma_A)}$ (adimensional)
P_0	Presión de referencia del ambiente $= 1$ atmósfera
PM	Peso molecular del fluido $\left(\frac{\text{kg}}{\text{k mol}}\right)$
Q	Parámetro de eficiencia en regenerador $= \frac{t_A}{\sigma_A}$ (adimensional)
Q_R	Calor intercambiado en el ciclo del regenerador (W)
R	Constante universal de los gases $= 8.314 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}\right)$
Re	Número de Reynolds (adimensional)
R_R	Parámetro de eficiencia en ciclo del regenerador $= \frac{t_c}{t_A}$ (adimensional)
T	Temperatura promedio de entradas y salidas de ambos fluidos en el regenerador de calor (K)
t_A	Tiempo de alternancia de los flujos de gases calientes y de oxidante frío (s)
t_C	Tiempo necesario para calentar o enfriar todos los sólidos del regenerador (s)
W_S	Masa de los sólidos en el regenerador (kg)

Letras griegas:

ε Fracción hueca del regenerador = volumen hueco/volumen del lecho = 0.4 (adimensional)

η Eficiencia del regenerador (adimensional)

σ Desviación estándar del frente de temperatura que avanza en los sólidos, correspondiente a la integral de la función de distribución de Gauss = $\frac{t_C}{M} (s)$

σ_A Desviación estándar del frente de temperatura de sólidos, correspondiente al tiempo de alternancia = $\sigma \left(\frac{t_A}{t_C} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{\sigma}{(R_R)^{\frac{1}{2}}} (s)$

μ Viscosidad promedio del fluido $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m s}} \right)$

ρ Densidad promedio del fluido $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$

ρ_S Densidad promedio del material del lecho del regenerador $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$

ΔP Caída de presión promedio del fluido (Pa)

ΔT Valor absoluto del cambio de temperatura promedio del fluido en el regenerador

Bibliografía de la segunda parte del curso

DODD and Saunders, *Heat Exchangers: Design, Performance and Operation for the Process Industries*, Course notes, The Center for Professional Advancement, East Brunswick, New Jersey, 1979.

KERN, Donald Q., *Process Heat Transfer*, Mc Graw Hill Book Company, 1950.

KERN, Donald Q. and Kraus, A., *Extended Surface Heat Transfer*, Universidad de Michigan, McGraw Hill Book Company, 1972.

LEVENSPIEL, Octave, *Flujo de fluidos e intercambio de calor*, Barcelona, España, Reverté, 1996.

LIENHARD V, John H. and J.H. Lienhard IV, *A Heat Transfer Textbook*, 4th edition Cambridge, Mass., Phlogiston Press, 2013.

MILLS, Anthony F., *Heat Transfer*, Boston, MA, Richard D. Irwin Inc, 1992.

Perry's Chemical Engineers' Handbook, 6th edition, Mc Graw Hill Book Company, 1984.

SERTH, Robert W., *Process Heat Transfer. Principles and Applications*. Texas, Academic Press, Elsevier AP, 2014.

ÍNDICE ANALÍTICO

A

Análisis:

- dimensional, 143
- económico, 63
- termo-económico, 81

Anualidad, 71

B

Balance energético:

- en cámara de combustión, 27
- en conjunto compresor-turbina, 30
- en HRSG, 36
- en precalentador de aire, 35

Balance de exergía, 42

Balance de rapidez de costos exergo-económicos desde el punto de vista de combustible y producto, 93

Balance de rapidez de costos exergo-económicos en un componente k , 81

C

Caso base sistema de cogeneración, 99

Causa de la diferencia relativa de costos en componentes, 107

Ciclo de vida de un diseño térmico, 17

Coefficiente total de transferencia de calor, 186

Combustión, 48, 308

- reacción química de, 24

Conducción:

- ecuación general de Fourier, 137
- y convección en serie, ejemplo de parámetro amontonado, 142

Convección:

- generalidades, 141
- forzada de fluidos fluyendo dentro de tubos o ductos, 146
- forzada fuera de ductos (flujo externo), 149
- libre o natural, 151

Costos:

- capitalizados, 73
- de combustible y de operación y mantenimiento, 77
- de equipo comprado, 70
- unitarios de las corrientes del caso base, 104

D**Dedución de ecuaciones de operación de transferencia de calor en estado transitorio en:**

- calentamiento de masa de fluido en tanque mediante fluido caliente no isotérmico en un intercambiador de calor externo, 303
- calentamiento de masa de fluido en tanque mediante fluido caliente no isotérmico pasando por un serpentín sumergido en el tanque o por el enchaquetado del mismo, 329
- enfriamiento de masa de fluido en tanque mediante fluido frío no isotérmico en un intercambiador de calor externo, 322
- enfriamiento de fluido en tanque, que continuamente está recibiendo fluido, mediante fluido frío isotérmico en un intercambiador de calor externo, 326

Depreciación, 75**Diferencia de temperatura promedio (media logarítmica) entre fluidos caliente y frío, 177****E****Efectividad – NTU, 191, 193, 195****Eficiencia:**

- de Carnot, 11
- iso-entrópica, 8
- exergética, 56, 57, 58
- energética del conjunto de cogeneración, 59

Ejemplos de diseño de intercambiadores de calor:

- intercambiador de casco y tubos para enfriar aceite hidráulico mediante agua refrigerada, 203
- radiador de vapor de agua para baño turco, 266
- radiador para calentar aire con vapor de agua, 238
- radiador para enfriar aceite térmico mediante aire ambiente, 250
- radiador para enfriar aire con agua, 222
- recuperador del calor de los gases de combustión de caldera mediante calentamiento de agua fría recirculada de un tanque, 308
- regeneradores de calor, 333
- sistema de dos radiadores para acondicionar aire usado en el secado de azúcar, 272

Energía, 1

Entropía:

- balance, 7
- de gas ideal, 9

Estado inestable, 163, 303

Exergía:

- definición, 39
- de un gas ideal, 41
- balance de, 42
- de las corrientes del sistema de cogeneración, 47
- destruida en componentes de un sistema, 54
- destruida por transferencia de calor y por fricción, 50

F

Factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica a contracorriente, 187

Financiamiento del caso base, 76

G

Gas efluente, 29

I

Impuestos, 77

Inflación, 73

Interés compuesto, 71	
Interés simple, 71	
Inversión fija de capital:	
- costos directos, 64	
- costos indirectos, 66	
Inversión total de capital (relaciones simplificadas), 67	
L	
Lineamientos generales de diseño, 175	
M	
Modos de operación de los equipos de transferencia de calor, 60, 197	
Moneda corriente y moneda constante, 75	
N	
Nivelación, 74	
Nivel de agregación en costeo exergetico, 91	
P	
Primera ley de la termodinámica, 3	
R	
Radiación, 166, 172	
Recuperación requerida del caso base de cogeneración, 79	
Regeneradores de calor:	
- generalidades, 333	
- nomenclatura, 353	
Resistencia térmica total, 182	
S	
Segunda ley de la termodinámica, 5	
Seguros, 78	
Superficies extendidas, 157	

T

- Tabla de:
- valores de entalpía y exergía de las corrientes del sistema de cogeneración, 47
 - valores de flujo, presión y temperatura de las corrientes de masa del caso base, 38
 - variables termo-económicas de los componentes del caso base, 116

Tasa de escalación real, 73

Tasa nominal de escalación, 73

Trabajo perdido (LW), 15

V

Valor de calentamiento (alto y bajo) de combustibles, 24

Valor del dinero en el tiempo, 70

Variables termo-económicas asociadas a los componentes (K) de un sistema, 106

ANEXO

TABLAS DE DATOS TERMODINÁMICOS

(Tomadas de *Energy Conversion Engineering* de Richard Bailie)

TABLA 1. $h_T \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right)$ para gases comunes $T \text{ (K)}$

Temperatura	CO ₂	C ₂ H ₄	Aire	SO ₂	NH ₃	SO ₃	C ₂ H ₆	NO	H ₂ O (*)	N ₂	CO	O ₂	H ₂	CH ₄
4.00x10 ²	4.04x10 ³	5.05x10 ³	2.98x10 ³	4.26x10 ³	3.77x10 ³	5.68x10 ³	6.09x10 ³	3.04x10 ³	3.44x10 ³	2.96x10 ³	2.97x10 ³	3.03x10 ³	2.96x10 ³	3.88x10 ³
5.00x10 ²	8.31x10 ³	1.09x10 ⁴	5.96x10 ³	8.73x10 ³	7.79x10 ³	1.18x10 ⁴	1.33x10 ⁴	6.09x10 ³	6.93x10 ³	5.92x10 ³	5.94x10 ³	6.10x10 ³	5.87x10 ³	8.31x10 ³
6.00x10 ²	1.29x10 ⁴	1.76x10 ⁴	9.00x10 ³	1.35x10 ⁴	1.21x10 ⁴	1.85x10 ⁴	2.16x10 ⁴	9.21x10 ³	1.05x10 ⁴	8.93x10 ³	8.99x10 ³	9.27x10 ³	8.80x10 ³	1.33x10 ⁴
7.00x10 ²	1.77x10 ⁴	2.50x10 ⁴	1.21x10 ⁴	1.84x10 ⁴	1.67x10 ⁴	2.57x10 ⁴	3.10x10 ⁴	1.24x10 ⁴	1.42x10 ⁴	1.20x10 ⁴	1.21x10 ⁴	1.25x10 ⁴	1.17x10 ⁴	1.89x10 ⁴
8.00x10 ²	2.27x10 ⁴	3.31x10 ⁴	1.53x10 ⁴	2.36x10 ⁴	2.16x10 ⁴	3.32x10 ⁴	4.13x10 ⁴	1.56x10 ⁴	1.81x10 ⁴	1.51x10 ⁴	1.53x10 ⁴	1.58x10 ⁴	1.47x10 ⁴	2.49x10 ⁴
9.00x10 ²	2.79x10 ⁴	4.18x10 ⁴	1.85x10 ⁴	2.89x10 ⁴	2.67x10 ⁴	4.11x10 ⁴	5.25x10 ⁴	1.89x10 ⁴	2.20x10 ⁴	1.83x10 ⁴	1.85x10 ⁴	1.92x10 ⁴	1.77x10 ⁴	3.15x10 ⁴
1.00x10 ³	3.33x10 ⁴	5.11x10 ⁴	2.18x10 ⁴	3.43x10 ⁴	3.21x10 ⁴	4.94x10 ⁴	6.45x10 ⁴	2.23x10 ⁴	2.61x10 ⁴	2.15x10 ⁴	2.18x10 ⁴	2.27x10 ⁴	2.07x10 ⁴	3.84x10 ⁴
1.10x10 ³	3.89x10 ⁴	6.08x10 ⁴	2.51x10 ⁴	3.99x10 ⁴	3.77x10 ⁴	5.78x10 ⁴	7.71x10 ⁴	2.57x10 ⁴	3.02x10 ⁴	2.48x10 ⁴	2.51x10 ⁴	2.61x10 ⁴	2.37x10 ⁴	4.58x10 ⁴
1.20x10 ³	4.45x10 ⁴	7.09x10 ⁴	2.85x10 ⁴	4.55x10 ⁴	4.35x10 ⁴	6.65x10 ⁴	9.03x10 ⁴	2.92x10 ⁴	3.45x10 ⁴	2.81x10 ⁴	2.85x10 ⁴	2.97x10 ⁴	2.68x10 ⁴	5.35x10 ⁴
1.30x10 ³	5.02x10 ⁴	8.14x10 ⁴	3.19x10 ⁴	5.12x10 ⁴	4.95x10 ⁴	7.53x10 ⁴	1.04x10 ⁵	3.27x10 ⁴	3.89x10 ⁴	3.15x10 ⁴	3.19x10 ⁴	3.32x10 ⁴	2.99x10 ⁴	6.16x10 ⁴
1.40x10 ³	5.60x10 ⁴	9.20x10 ⁴	3.54x10 ⁴	5.69x10 ⁴	5.57x10 ⁴	8.41x10 ⁴	1.18x10 ⁵	3.62x10 ⁴	4.34x10 ⁴	3.50x10 ⁴	3.54x10 ⁴	3.68x10 ⁴	3.31x10 ⁴	6.99x10 ⁴
1.50x10 ³	6.18x10 ⁴	1.03x10 ⁵	3.89x10 ⁴	6.25x10 ⁴	6.21x10 ⁴	9.30x10 ⁴	1.33x10 ⁵	3.98x10 ⁴	4.81x10 ⁴	3.85x10 ⁴	3.89x10 ⁴	4.04x10 ⁴	3.63x10 ⁴	7.85x10 ⁴
1.60x10 ³	6.76x10 ⁴	1.14x10 ⁵	4.24x10 ⁴	6.81x10 ⁴	6.86x10 ⁴	1.02x10 ⁵	1.47x10 ⁵	4.34x10 ⁴	5.28x10 ⁴	4.20x10 ⁴	4.25x10 ⁴	4.40x10 ⁴	3.95x10 ⁴	8.73x10 ⁴
1.70x10 ³	7.34x10 ⁴	1.25x10 ⁵	4.60x10 ⁴	7.36x10 ⁴	7.53x10 ⁴	1.11x10 ⁵	1.62x10 ⁵	4.71x10 ⁴	5.77x10 ⁴	4.56x10 ⁴	4.61x10 ⁴	4.76x10 ⁴	4.29x10 ⁴	9.62x10 ⁴
1.80x10 ³	7.91x10 ⁴	1.36x10 ⁵	4.96x10 ⁴	7.90x10 ⁴	8.21x10 ⁴	1.19x10 ⁵	1.77x10 ⁵	5.07x10 ⁴	6.27x10 ⁴	4.92x10 ⁴	4.97x10 ⁴	5.12x10 ⁴	4.62x10 ⁴	1.05x10 ⁵
1.90x10 ³	8.47x10 ⁴	1.47x10 ⁵	5.33x10 ⁴	8.42x10 ⁴	8.89x10 ⁴	1.28x10 ⁵	1.91x10 ⁵	5.44x10 ⁴	6.78x10 ⁴	5.29x10 ⁴	5.34x10 ⁴	5.48x10 ⁴	4.97x10 ⁴	1.14x10 ⁵
2.00x10 ³	9.02x10 ⁴	1.57x10 ⁵	5.70x10 ⁴	8.92x10 ⁴	9.59x10 ⁴	1.36x10 ⁵	2.06x10 ⁵	5.81x10 ⁴	7.30x10 ⁴	5.66x10 ⁴	5.71x10 ⁴	5.83x10 ⁴	5.32x10 ⁴	1.24x10 ⁵
2.10x10 ³	9.55x10 ⁴	1.68x10 ⁵	6.07x10 ⁴	9.40x10 ⁴	1.03x10 ⁵	1.44x10 ⁵	2.20x10 ⁵	6.19x10 ⁴	7.83x10 ⁴	6.04x10 ⁴	6.08x10 ⁴	6.18x10 ⁴	5.68x10 ⁴	1.33x10 ⁵
2.20x10 ³	1.01x10 ⁵	1.78x10 ⁵	6.44x10 ⁴	9.86x10 ⁴	1.10x10 ⁵	1.51x10 ⁵	2.34x10 ⁵	6.56x10 ⁴	8.38x10 ⁴	6.42x10 ⁴	6.46x10 ⁴	6.53x10 ⁴	6.04x10 ⁴	1.42x10 ⁵
2.30x10 ³	1.06x10 ⁵	1.88x10 ⁵	6.82x10 ⁴	1.03x10 ⁵	1.17x10 ⁵	1.58x10 ⁵	2.48x10 ⁵	6.94x10 ⁴	8.93x10 ⁴	6.81x10 ⁴	6.84x10 ⁴	6.87x10 ⁴	6.41x10 ⁴	1.51x10 ⁵
2.40x10 ³	1.10x10 ⁵	1.97x10 ⁵	7.20x10 ⁴	1.07x10 ⁵	1.25x10 ⁵	1.65x10 ⁵	2.61x10 ⁵	7.31x10 ⁴	9.50x10 ⁴	7.20x10 ⁴	7.22x10 ⁴	7.20x10 ⁴	6.80x10 ⁴	1.60x10 ⁵
2.50x10 ³	1.15x10 ⁵	2.06x10 ⁵	7.58x10 ⁴	1.11x10 ⁵	1.32x10 ⁵	1.71x10 ⁵	2.73x10 ⁵	7.69x10 ⁴	1.01x10 ⁵	7.59x10 ⁴	7.61x10 ⁴	7.54x10 ⁴	7.19x10 ⁴	1.69x10 ⁵
2.60x10 ³	1.19x10 ⁵	2.14x10 ⁵	7.96x10 ⁴	1.14x10 ⁵	1.39x10 ⁵	1.76x10 ⁵	2.85x10 ⁵	8.07x10 ⁴	1.07x10 ⁵	7.99x10 ⁴	7.99x10 ⁴	7.86x10 ⁴	7.59x10 ⁴	1.78x10 ⁵
2.70x10 ³	1.23x10 ⁵	2.21x10 ⁵	8.35x10 ⁴	1.17x10 ⁵	1.46x10 ⁵	1.81x10 ⁵	2.96x10 ⁵	8.44x10 ⁴	1.13x10 ⁵	8.40x10 ⁴	8.38x10 ⁴	8.17x10 ⁴	7.99x10 ⁴	1.87x10 ⁵
2.80x10 ³	1.26x10 ⁵	2.28x10 ⁵	8.74x10 ⁴	1.19x10 ⁵	1.53x10 ⁵	1.85x10 ⁵	3.06x10 ⁵	8.82x10 ⁴	1.19x10 ⁵	8.81x10 ⁴	8.77x10 ⁴	8.47x10 ⁴	8.41x10 ⁴	1.95x10 ⁵
2.90x10 ³	1.30x10 ⁵	2.34x10 ⁵	9.21x10 ⁴	1.21x10 ⁵	–	1.89x10 ⁵	3.15x10 ⁵	9.19x10 ⁴	1.25x10 ⁵	9.22x10 ⁴	9.16x10 ⁴	8.76x10 ⁴	8.84x10 ⁴	2.03x10 ⁵

(*) Agregar 44 000 kJ/kmol cuando se maneje el alto valor de calentamiento del combustible.

TABLA 2. $s_T \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}} \right)$ para gases comunes $T \text{ (K)}$

Temperatura	CO ₂	C ₂ H ₄	Aire	SO ₂	NH ₃	SO ₃	C ₂ H ₆	NO	H ₂ O	N ₂	CO	O ₂	H ₂	CH ₄
4.00x10 ²	1.16x10 ¹	1.45x10 ¹	8.58x10 ⁰	1.23x10 ¹	1.09x10 ¹	1.64x10 ¹	1.75x10 ¹	8.76x10 ⁰	9.93x10 ⁰	8.54x10 ⁰	8.56x10 ⁰	8.74x10 ⁰	8.55x10 ⁰	1.11x10 ¹
5.00x10 ²	2.12x10 ¹	2.75x10 ¹	1.52x10 ¹	2.22x10 ¹	1.98x10 ¹	3.00x10 ¹	3.35x10 ¹	1.56x10 ¹	1.77x10 ¹	1.51x10 ¹	1.52x10 ¹	1.56x10 ¹	1.50x10 ¹	2.10x10 ¹
6.00x10 ²	2.95x10 ¹	3.97x10 ¹	2.08x10 ¹	3.08x10 ¹	2.77x10 ¹	4.22x10 ¹	4.87x10 ¹	2.12x10 ¹	2.43x10 ¹	2.06x10 ¹	2.07x10 ¹	2.14x10 ¹	2.04x10 ¹	3.01x10 ¹
7.00x10 ²	3.69x10 ¹	5.11x10 ¹	2.56x10 ¹	3.85x10 ¹	3.48x10 ¹	5.33x10 ¹	6.31x10 ¹	2.62x10 ¹	3.00x10 ¹	2.54x10 ¹	2.55x10 ¹	2.64x10 ¹	2.49x10 ¹	3.87x10 ¹
8.00x10 ²	4.36x10 ¹	6.19x10 ¹	2.98x10 ¹	4.54x10 ¹	4.13x10 ¹	6.33x10 ¹	7.69x10 ¹	3.05x10 ¹	3.51x10 ¹	2.95x10 ¹	2.97x10 ¹	3.08x10 ¹	2.89x10 ¹	4.68x10 ¹
9.00x10 ²	4.97x10 ¹	7.22x10 ¹	3.36x10 ¹	5.16x10 ¹	4.73x10 ¹	7.27x10 ¹	9.01x10 ¹	3.44x10 ¹	3.97x10 ¹	3.33x10 ¹	3.35x10 ¹	3.48x10 ¹	3.24x10 ¹	5.45x10 ¹
1.00x10 ³	5.54x10 ¹	8.19x10 ¹	3.70x10 ¹	5.74x10 ¹	5.30x10 ¹	8.13x10 ¹	1.03x10 ²	3.79x10 ¹	4.40x10 ¹	3.67x10 ¹	3.70x10 ¹	3.84x10 ¹	3.55x10 ¹	6.18x10 ¹
1.10x10 ³	6.07x10 ¹	9.12x10 ¹	4.02x10 ¹	6.27x10 ¹	5.83x10 ¹	8.94x10 ¹	1.15x10 ²	4.12x10 ¹	4.80x10 ¹	3.98x10 ¹	4.02x10 ¹	4.17x10 ¹	3.84x10 ¹	6.88x10 ¹
1.20x10 ³	6.56x10 ¹	10.0x10 ¹	4.31x10 ¹	6.76x10 ¹	6.34x10 ¹	9.69x10 ¹	1.26x10 ²	4.42x10 ¹	5.17x10 ¹	4.27x10 ¹	4.31x10 ¹	4.48x10 ¹	4.11x10 ¹	7.55x10 ¹
1.30x10 ³	7.02x10 ¹	1.08x10 ²	4.59x10 ¹	7.21x10 ¹	6.82x10 ¹	1.04x10 ²	1.37x10 ²	4.70x10 ¹	5.52x10 ¹	4.54x10 ¹	4.59x10 ¹	4.76x10 ¹	4.36x10 ¹	8.20x10 ¹
1.40x10 ³	7.45x10 ¹	1.16x10 ²	4.85x10 ¹	7.63x10 ¹	7.28x10 ¹	1.10x10 ²	1.48x10 ²	4.96x10 ¹	5.86x10 ¹	4.80x10 ¹	4.84x10 ¹	5.03x10 ¹	4.59x10 ¹	8.81x10 ¹
1.50x10 ³	7.85x10 ¹	1.24x10 ²	5.09x10 ¹	8.02x10 ¹	7.72x10 ¹	1.17x10 ²	1.58x10 ²	5.21x10 ¹	6.18x10 ¹	5.04x10 ¹	5.09x10 ¹	5.28x10 ¹	4.82x10 ¹	9.41x10 ¹
1.60x10 ³	8.22x10 ¹	1.31x10 ²	5.32x10 ¹	8.38x10 ¹	8.14x10 ¹	1.22x10 ²	1.67x10 ²	5.44x10 ¹	6.48x10 ¹	5.26x10 ¹	5.32x10 ¹	5.51x10 ¹	5.03x10 ¹	9.97x10 ¹
1.70x10 ³	8.57x10 ¹	1.38x10 ²	5.53x10 ¹	8.71x10 ¹	8.54x10 ¹	1.28x10 ²	1.76x10 ²	5.66x10 ¹	6.78x10 ¹	5.48x10 ¹	5.54x10 ¹	5.73x10 ¹	5.23x10 ¹	1.05x10 ²
1.80x10 ³	8.90x10 ¹	1.44x10 ²	5.74x10 ¹	9.02x10 ¹	8.93x10 ¹	1.33x10 ²	1.84x10 ²	5.87x10 ¹	7.06x10 ¹	5.69x10 ¹	5.74x10 ¹	5.93x10 ¹	5.42x10 ¹	1.10x10 ²
1.90x10 ³	9.20x10 ¹	1.50x10 ²	5.94x10 ¹	9.30x10 ¹	9.30x10 ¹	1.37x10 ²	1.92x10 ²	6.07x10 ¹	7.34x10 ¹	5.89x10 ¹	5.94x10 ¹	6.13x10 ¹	5.61x10 ¹	1.15x10 ²
2.00x10 ³	9.48x10 ¹	1.55x10 ²	6.13x10 ¹	9.56x10 ¹	9.66x10 ¹	1.41x10 ²	2.00x10 ²	6.26x10 ¹	7.61x10 ¹	6.08x10 ¹	6.13x10 ¹	6.31x10 ¹	5.79x10 ¹	1.20x10 ²
2.10x10 ³	9.74x10 ¹	1.60x10 ²	6.31x10 ¹	9.80x10 ¹	1.00x10 ²	1.45x10 ²	2.07x10 ²	6.44x10 ¹	7.87x10 ¹	6.26x10 ¹	6.32x10 ¹	6.48x10 ¹	5.96x10 ¹	1.25x10 ²
2.20x10 ³	9.98x10 ¹	1.65x10 ²	6.48x10 ¹	1.00x10 ²	1.03x10 ²	1.49x10 ²	2.13x10 ²	6.62x10 ¹	8.12x10 ¹	6.44x10 ¹	6.49x10 ¹	6.64x10 ¹	6.13x10 ¹	1.29x10 ²
2.30x10 ³	1.02x10 ²	1.69x10 ²	6.65x10 ¹	1.02x10 ²	1.07x10 ²	1.52x10 ²	2.19x10 ²	6.79x10 ¹	8.37x10 ¹	6.61x10 ¹	6.66x10 ¹	6.79x10 ¹	6.30x10 ¹	1.33x10 ²
2.40x10 ³	1.04x10 ²	1.73x10 ²	6.81x10 ¹	1.04x10 ²	1.10x10 ²	1.55x10 ²	2.25x10 ²	6.95x10 ¹	8.61x10 ¹	6.78x10 ¹	6.82x10 ¹	6.94x10 ¹	6.46x10 ¹	1.37x10 ²
2.50x10 ³	1.06x10 ²	1.77x10 ²	6.97x10 ¹	1.05x10 ²	1.13x10 ²	1.57x10 ²	2.30x10 ²	7.10x10 ¹	8.85x10 ¹	6.94x10 ¹	6.98x10 ¹	7.07x10 ¹	6.62x10 ¹	1.40x10 ²
2.60x10 ³	1.08x10 ²	1.80x10 ²	7.12x10 ¹	1.06x10 ²	1.15x10 ²	1.59x10 ²	2.34x10 ²	7.25x10 ¹	9.08x10 ¹	7.10x10 ¹	7.13x10 ¹	7.20x10 ¹	6.77x10 ¹	1.44x10 ²
2.70x10 ³	1.09x10 ²	1.83x10 ²	7.26x10 ¹	1.08x10 ²	1.18x10 ²	1.61x10 ²	2.39x10 ²	7.39x10 ¹	9.31x10 ¹	7.25x10 ¹	7.28x10 ¹	7.31x10 ¹	6.93x10 ¹	1.47x10 ²
2.80x10 ³	1.10x10 ²	1.85x10 ²	7.40x10 ¹	1.08x10 ²	1.21x10 ²	1.63x10 ²	2.42x10 ²	7.52x10 ¹	9.53x10 ¹	7.40x10 ¹	7.42x10 ¹	7.42x10 ¹	7.08x10 ¹	1.50x10 ²
2.90x10 ³	1.11x10 ²	1.87x10 ²	7.54x10 ¹	1.09x10 ²	---	1.64x10 ²	2.45x10 ²	7.66x10 ¹	9.75x10 ¹	7.54x10 ¹	7.56x10 ¹	7.53x10 ¹	7.23x10 ¹	1.53x10 ²

TABLA 3. $e_T^{(*)} = C_P (T - T_0) - T_0 C_P \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right)$ para gases comunes T (K)

Temperatura	CO ₂	C ₂ H ₄	Aire	SO ₂	NH ₃	SO ₃	C ₂ H ₆	NO	H ₂ O	N ₂	CO	O ₂	H ₂	CH ₄
4.00x10 ²	5.73x10 ²	7.27x10 ²	4.18x10 ²	6.03x10 ²	5.35x10 ²	8.09x10 ²	8.80x10 ²	4.27x10 ²	4.84x10 ²	4.16x10 ²	4.17x10 ²	4.27x10 ²	4.15x10 ²	5.57x10 ²
5.00x10 ²	2.01x10 ³	2.70x10 ³	1.42x10 ³	2.10x10 ³	1.88x10 ³	2.88x10 ³	3.31x10 ³	1.45x10 ³	1.65x10 ³	1.41x10 ³	1.42x10 ³	1.46x10 ³	1.39x10 ³	2.05x10 ³
6.00x10 ²	4.09x10 ³	5.75x10 ³	2.81x10 ³	4.27x10 ³	3.86x10 ³	5.93x10 ³	7.12x10 ³	2.87x10 ³	3.30x10 ³	2.78x10 ³	2.80x10 ³	2.90x10 ³	2.73x10 ³	4.34x10 ³
7.00x10 ²	6.69x10 ³	9.77x10 ³	4.49x10 ³	6.95x10 ³	6.35x10 ³	9.80x10 ³	1.22x10 ⁴	4.60x10 ³	5.31x10 ³	4.44x10 ³	4.48x10 ³	4.66x10 ³	4.31x10 ³	7.35x10 ³
8.00x10 ²	9.72x10 ³	1.47x10 ⁴	6.39x10 ³	1.01x10 ⁴	9.29x10 ³	1.44x10 ⁴	1.84x10 ⁴	6.55x10 ³	7.61x10 ³	6.32x10 ³	6.39x10 ³	6.65x10 ³	6.10x10 ³	1.10x10 ⁴
9.00x10 ²	1.31x10 ⁴	2.03x10 ⁴	8.48x10 ³	1.35x10 ⁴	1.26x10 ⁴	1.95x10 ⁴	2.57x10 ⁴	8.70x10 ³	1.02x10 ⁴	8.39x10 ³	8.48x10 ³	8.85x10 ³	8.03x10 ³	1.52x10 ⁴
1.00x10 ³	1.68x10 ⁴	2.67x10 ⁴	1.07x10 ⁴	1.72x10 ⁴	1.63x10 ⁴	2.51x10 ⁴	3.39x10 ⁴	1.10x10 ⁴	1.30x10 ⁴	1.06x10 ⁴	1.07x10 ⁴	1.12x10 ⁴	1.01x10 ⁴	2.00x10 ⁴
1.10x10 ³	2.08x10 ⁴	3.36x10 ⁴	1.31x10 ⁴	2.12x10 ⁴	2.03x10 ⁴	3.12x10 ⁴	4.29x10 ⁴	1.34x10 ⁴	1.59x10 ⁴	1.30x10 ⁴	1.31x10 ⁴	1.37x10 ⁴	1.23x10 ⁴	2.53x10 ⁴
1.20x10 ³	2.50x10 ⁴	4.11x10 ⁴	1.56x10 ⁴	2.54x10 ⁴	2.46x10 ⁴	3.76x10 ⁴	5.27x10 ⁴	1.60x10 ⁴	1.91x10 ⁴	1.54x10 ⁴	1.56x10 ⁴	1.63x10 ⁴	1.46x10 ⁴	3.10x10 ⁴
1.30x10 ³	2.93x10 ⁴	4.91x10 ⁴	1.82x10 ⁴	2.97x10 ⁴	2.92x10 ⁴	4.43x10 ⁴	6.31x10 ⁴	1.87x10 ⁴	2.25x10 ⁴	1.80x10 ⁴	1.82x10 ⁴	1.90x10 ⁴	1.69x10 ⁴	3.71x10 ⁴
1.40x10 ³	3.38x10 ⁴	5.74x10 ⁴	2.09x10 ⁴	3.41x10 ⁴	3.40x10 ⁴	5.12x10 ⁴	7.41x10 ⁴	2.14x10 ⁴	2.60x10 ⁴	2.07x10 ⁴	2.09x10 ⁴	2.18x10 ⁴	1.94x10 ⁴	4.36x10 ⁴
1.50x10 ³	3.84x10 ⁴	6.60x10 ⁴	2.37x10 ⁴	3.86x10 ⁴	3.91x10 ⁴	5.82x10 ⁴	8.56x10 ⁴	2.43x10 ⁴	2.97x10 ⁴	2.34x10 ⁴	2.37x10 ⁴	2.47x10 ⁴	2.19x10 ⁴	5.04x10 ⁴
1.60x10 ³	4.31x10 ⁴	7.49x10 ⁴	2.66x10 ⁴	4.31x10 ⁴	4.44x10 ⁴	6.54x10 ⁴	9.74x10 ⁴	2.72x10 ⁴	3.35x10 ⁴	2.63x10 ⁴	2.66x10 ⁴	2.76x10 ⁴	2.46x10 ⁴	5.75x10 ⁴
1.70x10 ³	4.78x10 ⁴	8.39x10 ⁴	2.95x10 ⁴	4.76x10 ⁴	4.98x10 ⁴	7.26x10 ⁴	1.09x10 ⁵	3.02x10 ⁴	3.75x10 ⁴	2.92x10 ⁴	2.96x10 ⁴	3.05x10 ⁴	2.73x10 ⁴	6.49x10 ⁴
1.80x10 ³	5.26x10 ⁴	9.30x10 ⁴	3.25x10 ⁴	5.21x10 ⁴	5.54x10 ⁴	7.97x10 ⁴	1.22x10 ⁵	3.32x10 ⁴	4.16x10 ⁴	3.23x10 ⁴	3.26x10 ⁴	3.35x10 ⁴	3.01x10 ⁴	7.24x10 ⁴
1.90x10 ³	5.73x10 ⁴	1.02x10 ⁵	3.56x10 ⁴	5.65x10 ⁴	6.12x10 ⁴	8.68x10 ⁴	1.34x10 ⁵	3.63x10 ⁴	4.59x10 ⁴	3.53x10 ⁴	3.57x10 ⁴	3.65x10 ⁴	3.30x10 ⁴	8.01x10 ⁴
2.00x10 ³	6.19x10 ⁴	1.11x10 ⁵	3.87x10 ⁴	6.07x10 ⁴	6.71x10 ⁴	9.37x10 ⁴	1.46x10 ⁵	3.95x10 ⁴	5.03x10 ⁴	3.85x10 ⁴	3.88x10 ⁴	3.95x10 ⁴	3.59x10 ⁴	8.79x10 ⁴
2.10x10 ³	6.65x10 ⁴	1.20x10 ⁵	4.19x10 ⁴	6.48x10 ⁴	7.32x10 ⁴	1.00x10 ⁵	1.59x10 ⁵	4.27x10 ⁴	5.49x10 ⁴	4.17x10 ⁴	4.21x10 ⁴	4.25x10 ⁴	3.90x10 ⁴	9.58x10 ⁴
2.20x10 ³	7.10x10 ⁴	1.29x10 ⁵	4.51x10 ⁴	6.88x10 ⁴	7.93x10 ⁴	1.07x10 ⁵	1.71x10 ⁵	4.59x10 ⁴	5.96x10 ⁴	4.50x10 ⁴	4.53x10 ⁴	4.55x10 ⁴	4.21x10 ⁴	1.04x10 ⁵
2.30x10 ³	7.53x10 ⁴	1.37x10 ⁵	4.84x10 ⁴	7.25x10 ⁴	8.56x10 ⁴	1.13x10 ⁵	1.82x10 ⁵	4.92x10 ⁴	6.44x10 ⁴	4.84x10 ⁴	4.86x10 ⁴	4.85x10 ⁴	4.54x10 ⁴	1.12x10 ⁵
2.40x10 ³	7.94x10 ⁴	1.45x10 ⁵	5.17x10 ⁴	7.60x10 ⁴	9.19x10 ⁴	1.19x10 ⁵	1.94x10 ⁵	5.24x10 ⁴	6.94x10 ⁴	5.18x10 ⁴	5.19x10 ⁴	5.14x10 ⁴	4.87x10 ⁴	1.20x10 ⁵
2.50x10 ³	8.33x10 ⁴	1.53x10 ⁵	5.50x10 ⁴	7.92x10 ⁴	9.82x10 ⁴	1.24x10 ⁵	2.05x10 ⁵	5.57x10 ⁴	7.45x10 ⁴	5.53x10 ⁴	5.53x10 ⁴	5.43x10 ⁴	5.21x10 ⁴	1.28x10 ⁵
2.60x10 ³	8.70x10 ⁴	1.60x10 ⁵	5.84x10 ⁴	8.21x10 ⁴	1.05x10 ⁵	1.29x10 ⁵	2.15x10 ⁵	5.91x10 ⁴	7.97x10 ⁴	5.88x10 ⁴	5.87x10 ⁴	5.71x10 ⁴	5.57x10 ⁴	1.35x10 ⁵
2.70x10 ³	9.04x10 ⁴	1.67x10 ⁵	6.18x10 ⁴	8.46x10 ⁴	1.11x10 ⁵	1.33x10 ⁵	2.25x10 ⁵	6.24x10 ⁴	8.51x10 ⁴	6.24x10 ⁴	6.21x10 ⁴	5.99x10 ⁴	5.93x10 ⁴	1.43x10 ⁵
2.80x10 ³	9.36x10 ⁴	1.73x10 ⁵	6.53x10 ⁴	8.68x10 ⁴	1.17x10 ⁵	1.37x10 ⁵	2.34x10 ⁵	6.57x10 ⁴	9.06x10 ⁴	6.60x10 ⁴	6.56x10 ⁴	6.26x10 ⁴	6.30x10 ⁴	1.50x10 ⁵
2.90x10 ³	9.64x10 ⁴	1.78x10 ⁵	6.88x10 ⁴	8.85x10 ⁴	---	1.40x10 ⁵	2.42x10 ⁵	6.91x10 ⁴	9.62x10 ⁴	6.97x10 ⁴	6.91x10 ⁴	6.52x10 ⁴	6.69x10 ⁴	1.58x10 ⁵

(*) $e_T = h_T - 298 s_T$



Diseño de sistemas térmicos
se publicó la primera edición electrónica de un ejemplar
(20 MB) en formato PDF en agosto de 2019, en el
repositorio de la Facultad de Ingeniería, UNAM, Ciudad
Universitaria, Ciudad de México. C.P. 04510

El diseño estuvo a cargo de la Unidad
de Apoyo Editorial de la Facultad de Ingeniería.



DIVISIÓN DE INGENIERÍA MECÁNICA E INDUSTRIAL

