



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE QUIMICA

INCORPORADA A LA U. N. A. M.

**METODOLOGIA PARA LA RESOLUCION DE
PROBLEMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR**

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A :

Carlos Alberto Saldate Paton

MEXICO, D. F.

1985.



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

1952

A MIS PADRES CON TODO CARINO

INTRODUCCION	1
CAPITULO I METODOLOGIA	3
1.1) ¿Qué es resolver un problema?	4
1.2) Clasificación de los problemas	5
1.3) Prerequisitos para resolver un problema	7
1.4) La metodología	12
1.5) Estrategia	16
CAPITULO II TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCION	18
2.1) Conducción a régimen permanente	19
2.2) Conductividad térmica	20
2.3) Ecuación general de conducción	22
2.4) Cambios de temperatura en la superficie de una pared	24
2.5) Cambios de temperatura en la superficie de una pared: Sistema radial	30
2.6) Pérdida de calor en una pared plana y cilíndrica	34
2.7) Radio crítico	50
2.8) Espesor óptimo de aislante	52
2.9) Conducción a régimen no permanente o transitorio	59
Problemas propuestos	76
Apéndice A	82
CAPITULO III TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION	89
3.1) Convección natural	90
3.2) Convección forzada	96
Problemas propuestos	138
Apéndice I	143

CAPITULO IV TRANSFERENCIA DE CALOR CON CAMBIO DE FASE	155
4.1) Condensación	156
4.2) Ebullición	162
Problemas propuestos	193
Apéndice II	198
CAPITULO V DISEÑO DE EQUIPO PARA TRANSFERENCIA DE CALOR	207
5.1) Equipos de transferencia de calor	208
5.2) Intercambiadores de calor de doble tubo	209
5.3) Intercambiadores de calor de coraza y tubos	227
5.4) Condensadores	249
5.5) Intercambiadores de calor de placa	267
Problemas propuestos	272
Apéndice III	278
Conclusiones	290
Bibliografía	293

INTRODUCCION

A raíz de la decisión del Gobierno Mexicano en 1938 de tomar las riendas en materia petrolera, se vislumbraba que sería necesario darle un mayor impulso a la preparación tanto de ingenieros químicos, como de técnicos especializados en las diferentes áreas de la Ingeniería Química.

Posterior a este acontecimiento y a partir de la década de los 60's, la carrera de Ingeniería Química ha tenido un gran impulso, por lo que ha sido necesario darle mucha mayor importancia a la preparación del personal docente, que vaya satisfaciendo las necesidades de los alumnos que ingresan año con año a esta carrera.

Los métodos de enseñanza han venido evolucionando con el paso del tiempo para el mejor aprovechamiento académico de los alumnos, pero he notado en el transcurso de mi preparación como estudiante, que existen algunas imperfecciones en las metodologías de enseñanza de los cate-dráticos.

Por este motivo, decidí realizar el estudio del diseño de una metodología y una estrategia para resolver problemas tal, que pudiese aportar a la docencia una mejor perspectiva de las necesidades del alumno en esta época.

Si bien el tema es amplio para su estudio, he tratado de presentar lo que a mi juicio es lo más relevante en el diseño de una metodología para la enseñanza.

Se ha elegido como aplicación práctica de este estudio, una de las principales operaciones unitarias dentro de la Ingeniería Química, que es el fenómeno de transferencia de calor y que en la actualidad reviste de mucha trascendencia, debido a la marcada tendencia de la escasez de recursos energéticos que nos induce al desarrollo de nuevos sistemas de energía, así como hacer más eficientes y económicos los actuales.

Ya que la transferencia de calor es un fenómeno tan extenso para su estudio, se han presentado solamente aquellos aspectos más relevantes de la materia. El calor que es una forma de energía, se puede transmitir por conducción, convección y radiación; de estas formas, solamente las dos primeras son efecto de la aplicación en este estudio.

Por otro lado, son presentados los aspectos más sobresalientes de la transferencia de calor cuando existe un cambio de fase, así como los métodos para el diseño de algunos equipos industriales, que son necesarios para llevar a cabo la transferencia de calor.

Sabido es que existe un movimiento mundial hacia la adaptación del sistema internacional, como el único oficialmente reconocido. En la República Mexicana el sistema que es oficialmente reconocido es el Sistema Internacional, motivo por el cual se pensó en la conveniencia de manejar dicho sistema, así como el métrico decimal en la ejecución de los problemas aquí expuestos. Por otro lado, se tiene como objetivo que los alumnos se vayan familiarizando más con estos sistemas y se deje a un la do dependencia del sistema inglés.

Algunas gráficas y tablas que se presentan en los apéndices, se manejan en el sistema inglés, debido a la falta de publicaciones de datos técnicos en el sistema internacional.

Como ejecución práctica de la estrategia de resolución de problemas que se propone, se presentan en los capítulos una serie de ejercicios del tipo de la materia, así como la propuesta de algunos otros para su ejecución.

Cabe aclarar que los ejercicios presentados tienen exclusivamente la función de presentar el desarrollo de la metodología propuesta y no necesariamente los datos que se presentan están acordes con situaciones de carácter práctico.

C A P I T U L O I

METODOLOGIA

1.1) ¿QUE ES RESOLVER UN PROBLEMA?

En el desarrollo de las actividades diarias de todo ser humano - existe un común denominador, al cual se tiene que enfrentar a lo largo - de toda su vida, dicho común denominador son todos aquellos problemas a los cuales se les tiene que encontrar una respuesta.

El tratar de definir ¿Qué es resolver un problema? ha llevado a - un sinnúmero de catodráticos de diferentes Universidades (5) (2), a externar varias definiciones, las cuales nos describen la mejor manera de re-olver un problema.

Se puede definir ¿Qué es resolver un problema? como una activi-
dad para la cual será determinada o determinadas una serie de incógnitas, pertenecientes a un conjunto de situaciones que delimitan su resolución.

Se debe tomar en cuenta una serie de elementos que están ligados íntimamente con la resolución de un problema y que sin ellos sería impo-
sible encontrar una solución. Estos elementos que se encuentran en tor-
no de cualquier problema, son descritos en la fig. No. 1.

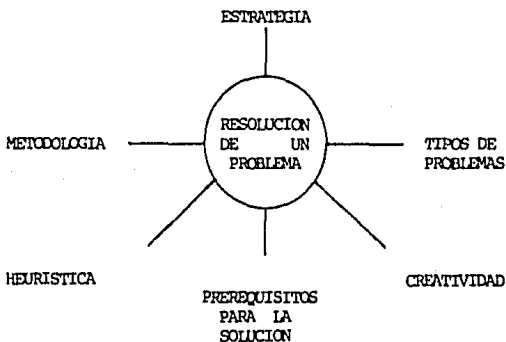


FIG. No. 1

La clasificación de los diferentes tipos de problemas, los requisitos para la resolución de un problema, así como el método y la estrategia, son los elementos que se deben tomar en cuenta para llevar a cabo cualquier resolución de problemas.

1.2) CLASIFICACION DE PROBLEMAS.

En los intentos por clasificar a los diferentes tipos de problemas, se ha encontrado que existe una tendencia que señala una jerarquía por aquellos problemas en los que el grado de dificultad es bajo y el estudiante obtiene una evaluación alta.

Se ha notado que los problemas que exigen conocimientos de hechos específicos, se resuelven de manera acertada con mayor frecuencia que los problemas en los cuales se necesita el conocimiento de conceptos universales y abstracciones de un campo determinado.

Los problemas para los cuales es imprescindible saber principios y conceptos son a su vez, solucionados más frecuentemente que aquellos que demandan tanto conocimiento de los principios como habilidad para aplicarlos a nuevas situaciones. Los que requieren de análisis y síntesis, son más difíciles que aquellos en los cuales se exige mayor comprensión.

Es sabido que existe una gran variedad de problemas, los cuales se pueden clasificar en dos grupos:

I Se define como ¿Cuál es la incógnita?

Dentro de esta clasificación de problemas donde uno o varias incógnitas son el problema, se pueden encontrar varios tipos:

I.1 En la aplicación del diseño de un proceso, planta, etc.
Un ejemplo sería el siguiente:

Supongamos que se tiene la idea de realizar un nuevo proceso, el cual produzca 50,000 ton/año de un fertilizante que contenga sulfatos.

En términos generales, se puede decir que las incógnitas que se presentan serían el proceso a seguir, la secuencia de equipo, ubicación de la planta, especificaciones con las que el producto debe contar, etc.

I.2 Diagnosticar dónde está el problema.

El diagnosticar donde se encuentra el problema crítico es - la causa de muchas incógnitas que necesitan resolverse correctamente y no solo eso, sino prevenir que no vuelva a ocurrir. Por ejemplo:

Supóngase que en una planta donde se produce cloruro de calcio - a una concentración de 38%, el laboratorio de control de calidad analiza una muestra y encuentra que el producto tiene una concentración de más de 100 ppm. de hierro y presenta un color negro.

El ingeniero de planta al ver el análisis dice: el producto debe tener menor contaminación de hierro y debe de ser transparente, encuentren donde está la falla.

I.3 ¿El por qué del funcionamiento de un sistema o un proceso?
El entender la estructura y el funcionamiento, la anticipación y simulación de un problema, son características de este tipo de - problemas, donde la incógnita es principalmente el porque un proceso está trabajando. A partir de un conocimiento dado, es posible anticiparse a dificultades que se presenten en un problema - de proceso o simulaciones.

I.4 Hipótesis, como una incógnita.

Este último tipo de problema, es donde se dice que una hipótesis es la incógnita que se presenta más comúnmente a la investigación, descubrimiento o desarrollo de nuevas tecnologías o -- productos.

II ¿Con qué información se cuenta?

En la presentación de cualquier problema se cuenta con una -- cierta información, la cual es útil desde el punto de vista -- operativo para resolver un problema.

Esta información debe de ser previamente analizada, para poder establecer la cantidad de datos con los que se cuenta y así poder -- vislumbrar que otra información nos hace falta para resolver el -- problema. Es muy conveniente que en estos casos se trate de rela-- cionar la información que se tiene y los conceptos teóricos que -- involucren a esta información, con el objetivo del problema o sea la incógnita a resolver, para así establecer un planteamiento y -- una secuencia de cálculo correcto.

Es de tomarse en cuenta lo anterior debido a que por lo general -- un alumno al tratar de solucionar un problema, no establece un -- análisis del objetivo del problema, lo cual a su vez le impide -- hacer un planteamiento y una secuencia de cálculo correcta, dando así una desubicación de sus ideas y por consiguiente, un mal apro-- vechamiento de su aprendizaje

1.3) PREREQUISITOS PARA RESOLVER UN PROBLEMA.

Se ha visto anteriormente que existe una clasificación de los di-- ferentes tipos de problemas, basados cada uno de ellos en una caracteris-- tica o patrón determinado que permite vislumbrar la incógnita a tratar.

Por otro lado, es sabido que para poder llevar a cabo una acción determinada (en este caso la solución de un problema), es necesario tener una cierta preparación para así llegar a un fin que previamente se estableció. Se puede decir que para que un alumno pueda realizar la acción de solucionar un problema, presentar una exposición, dar una cátedra, etc., tendrá que tener una cierta preparación, que anteriormente tuvo que haber adquirido.

Para poder llevar a cabo la solución de los diferentes tipos de problemas, es necesario contar con ciertos prerequisites, que ayudan al estudiante a internarse en la problemática de solucionar los problemas - que se le presenten, los prerequisites a los que se refiere lo antes dicho son los siguientes:

CONOCIMIENTO

HABILIDAD

EMITIR JUICIOS

MOTIVACION

{ OBTENER INFORMACION
 { COMPRENDER
 { TRABAJO DE GRUPO

CREATIVIDAD-HEURISTICA

1.3.1) Conocimiento

Es importante el manejar un acervo de conocimientos basados en aquellos comportamientos y situaciones que acentúan la importancia - del recuerdo de ideas, materiales o fenómenos, ya sea como reconocimiento o evocación.

El conocimiento tiene como objetivo abarcar las conductas, más específicas y relativamente concretas hasta las más complejas y abstractas. En consecuencia se puede establecer que el conocer hechos específicos se refiere a los tipos de información que pueden ser aislados y recordados separadamente, mientras que el conocimiento de universales y --

abstracciones, subraya las interrelaciones y los esquemas en que puede organizarse y escucharse la información.

En el manejo del conocimiento es importante el contenido de información específica, tendencias y secuencias, clasificación y categorías, criterios mediante los cuales se prueban o juzgan los principios, opiniones; así como también el conocimiento de fenómenos universales o ideas que junto con los principios generales o teóricos encuentren la interrelación y organización de una amplia unidad de hechos.

1.3.2) Habilidad.

Las habilidades y capacidades técnicas tienen que ver con los modos organizados de operación y las técnicas generalizadas que se usan en la manipulación de problemas, esto es que algunos problemas requieren de mayor información técnica o de otro tipo y otros problemas podrán exigir conocimientos más especializados, de tal modo que deberá haberse desarrollado la habilidad de manejarlos.

Los procesos mentales de organización y reorganización de materia les son los objetivos que persigue la posesión de habilidades o capacidades que nos ayuda a alcanzar determinadas metas en el proceso de solucionar problemas.

Se piensa que en la práctica, el estudiante desarrolla tres partes importantes de la habilidad que son: la de obtener información que tiene que encontrar para así retroalimentarse y poder solucionar aquellos problemas que no están provistos de la información necesaria.

El estudiante desarrolla inconscientemente la habilidad de comprender todas aquellas situaciones que se le presentan y así encontrar una interrelación con algún fenómeno o principio al que se refiera.

El trabajar en grupo se ha tornado en estos tiempos un arma fun-

damental en el desarrollo educativo y profesional de los estudiantes, ya que aprenden a desarrollarse y a comunicarse con otras personas y así obtener una mayor capacidad de conocimientos, como también el experimentar con otros métodos de organización.

1.3.3) Emitir juicios.

Se puede pensar que el proceso de emisión de juicios es muy fácil, pero si analizamos esto, el emitir un juicio implica el uso de criterios y pautas para valorar la medida en que los elementos particulares son exactos, efectivos, económicos o útiles.

El emitir un juicio es relacionado con la evaluación que requiere a su vez de un conocimiento, comprensión y medios analíticos para poder expresarse. Así pues el estudiante debe aprender a manejar su capacidad de juicio tomando en cuenta su conocimiento y razonamiento y tratará de no realizar una evaluación egocéntrica juzgando las cosas según la relación entre estas y él mismo.

En su desarrollo educativo, el estudiante deberá tratar de aprender a emitir juicios que sean precedidos por una cuidadosa consideración de los distintos aspectos del objeto, problema, idea o actividad que esté juzgando.

1.3.4) Motivación

Es evidente que la motivación es un factor crítico en el aprendizaje y por lo tanto, es uno de los principales caminos que se usan para alcanzar metas de conocimiento (o cognoscitivas).

Se puede decir que el estudiante visto desde el punto de cognoscitivo, es considerado como una máquina analítica, una "computadora" que resuelve problemas. En contraste viéndolo desde el punto de vista de motivación (o afectivo), se puede observar la gran importancia de la mo-

tivación, los impulsos y las emociones, factores que contribuyen al éxito de una mejor conducta o predisposición hacia cosas de tipo operativo (o cognoscitivas).

El estudiante por lo regular presenta una actitud negativa a resolver un problema, ya que siente que es una situación difícil para él y que no podrá solucionar. Esta actitud debe de ser excluida por los estudiantes en gran parte por sí mismos, ya que decir "está difícil de resolver, no puedo" debe de ser cambiada por "está difícil, pero lo resolveré" aunque cometa errores.

Aunque la predisposición para resolver un problema es una actitud positiva, el cometer errores no es una justificación para decir que no puede hacerlo. Según mi punto de vista, se debe guiar al estudiante para el mejoramiento de su actitud ante situaciones difíciles con motivaciones y así conjuntamente, obtener los objetivos cognoscitivos y afectivos para el mejoramiento de la enseñanza.

1.3.5) Creatividad y Heurística.

La creatividad es el proceso de presentar un problema a la mente, con claridad (ya sea imaginándolo, visualizándolo, suponiéndolo, meditando, contemplando, etc.) y luego originar o heurística (hallar o inventar) una idea, concepto, noción o esquema según líneas nuevas o no convencionales. Esto supone estudio y reflexión más que acción.

Por otro lado la heurística, efecto de la creatividad, nos ayuda a llevar a cabo la idea planteada tomando ésta la acción operativa de la creatividad. Ahora bien, la heurística intrínsecamente lleva a una experiencia, el accionar de una idea nos puede inducir a varias modificaciones de esta, dando como resultado una cierta experiencia al estar realizando la heurística.

Es indudable que todo estudiante tiene una capacidad tanto de ---

creatividad como de heurística, basado en nuestra ilimitada imaginación, que se da en cualquier momento o situación, por lo que el catedrático — deberá ayudar al estudiante a mejorar su capacidad creativa mediante — los conocimientos adquiridos a lo largo de su educación y experiencia. — Esto se puede lograr mediante el impulso a la curiosidad, inquietar el — poder de observación y organización mental. La curiosidad nos conduce — a la creatividad simplemente porque nos preguntamos "¿No lo podríamos ha — cer mejor a menor costo?". Entonces decimos: "¿Qué pasaría si hiciéramos esto y esto, y supongamos que lo hacemos así?".

Esto conduce al alumno a una tendencia interior a tener algo he- cho, esto es, una vez comenzado algo: Terminalo. Los obstáculos no impi- den resolver problemas, por lo que la heurística nos ayuda a resolver — las fallas, analizándolas; entonces se debe inducir al estudiante a pre- guntarse ¿Por qué falló? ¿Qué es lo que no marcha? ¿De qué otra manera — lo puedo hacer? ¿Qué está tratando de decirme?

1.4) LA METODOLOGIA

El hablar de una metodología para la enseñanza, sugiere el manejo de muchos conceptos básicos, principalmente aquellos relacionados con el área del conocimiento y del razonamiento.

De alguna forma existen muchas maneras de hacer llegar los conoci- mientos a los alumnos, gran número de catedráticos aplican sus métodos de enseñanza de formas diferentes, algunos se dedican a las áreas de enseñan- za y otros se avocan a otras áreas.

A mi juicio, pienso que existen tres bases que fundamentan un mé- todo de enseñanza, que son las siguientes:

- a) Objetivos
- b) Actividades para realizar la enseñanza
- c) Indicadores que miden lo aprendido

Con fundamento en lo anterior, se partirá para describir a continuación la metodología.

Al estar preparando una cátedra, se cuestiona: ¿Qué tipo de resultado quiero obtener en los alumnos?

Los resultados que se obtienen del aprendizaje son: conocimiento, comprensión, actitudes y habilidades.

Estos resultados se dan por medio de los objetivos que el maestro propone al principio de cada cátedra. Un objetivo debe ser aquel que indique la clase de aprendizaje o cambio que debe obtener el alumno, más no el maestro.

Para poder evaluar un objetivo, este debe presentar las siguientes características:

- 1) Enunciado amplio sobre lo que deberá aprender el alumno.
- 2) Debe indicar lo que le sucederá al alumno, no al maestro.
- 3) Debe mencionar el resultado primario del aprendizaje.
- 4) Indica la materia de que se trata y la limita.

Ahora bien, se puede acoplar a estos objetivos la indicación de lo que deberá hacer el alumno para demostrar que también tiene que responder e indicar las condiciones o circunstancias bajo las cuales debe actuar el alumno. Este concepto se puede denominar como un objetivo indicador.

Un ejemplo al respecto sería el siguiente:

El alumno identificará de una serie de 10 piezas, aquellas que forman parte de un intercambiador de calor.

La palabra "Identificará" nos está diciendo qué es lo que tendrá

que hacer el alumno para demostrar que ha aprendido.

Para poder saber qué tipo de actividades se deben diseñar en nuestro proceso de enseñanza, se debe de tomar en cuenta al objetivo, porque esto nos indica el tipo de resultado de aprendizaje que se obtendrá. Por otro lado, el resultado de aprendizaje me indica los principios de enseñanza que se deben usar y estos a su vez me dicen que tipo de actividades usar para alcanzar el objetivo.

Es conveniente recordar cuales son los niveles de aprendizaje y a que área pertenecen estos, dentro del aprendizaje.



Como se observa arriba, existen dos áreas principales, el conocimiento y razonamiento. El conocimiento es el nivel más bajo de aprendizaje, ya que solo requiere de la memorización de cosas, hechos, fechas, etc. El nivel más alto dentro del aprendizaje es la evaluación, ya que requiere para su ejecución, el manejo de todos los niveles anteriores a él.

El manejo y conocimiento de los niveles de enseñanza me ayudará a diseñar más claramente las actividades de aprendizaje.

Las principales actividades que deben tomarse en cuenta, pueden ser las siguientes:

- 1) Que el alumno participe activamente para cumplir con el ob-

jetivo.

- 2) Se le hará llegar al alumno el conocimiento por diferentes medios, como proyecciones, filmas, exposiciones, etc., -- para que aplique el uso de más de uno de sus sentidos.
- 3) Presentar en forma organizada y con motivación, la información que deberá conocer posteriormente.
- 4) Realizar evaluaciones, en las cuales el alumno tenga acceso a la información, para visualizar su destreza para recopilar información.
- 5) Presentar una serie de actividades fuera de lo común, obteniendo así una motivación mayor para los alumnos.

Ahora bien, para poder evaluar si un alumno ha llegado a alcanzar un mínimo de los objetivos propuestos, pienso usar indicadores, los cuales nos proporcionen el avance que han obtenido los alumnos.

Una manera de verificar si el alumno ha comprendido, es pedirle que traduzca o interprete algo que está viendo u oyendo, es decir, realice la acción de transformar una idea en un punto de vista diferente.

Cuando el alumno descubre las relaciones de dos conceptos diferentes y encuentra semejanzas o diferencias, me indica que está adquiriendo una capacidad de análisis y comprensión, lo que nos representa una manera de ver su avance en el área del razonamiento.

Resolver un problema requiere de un proceso para desarrollarlo, para llegar a ésto, requiero de una estrategia sistemática para resolverlo. Presentarle al estudiante problemas de una clase y después dejarlos que resuelvan problemas similares (en cuanto al grado de dificultad), es una forma de medir su aprovechamiento.

En lo que se refiere a esta parte que se acaba de mencionar, abundaremos más en el siguiente punto, ya que este se refiere a la estrategia

gía para resolver un problema

Por último, puedo mencionar que la forma más sencilla de ver los avances que tienen los estudiantes en su aprovechamiento, planteado por los objetivos es, realizándoles preguntas de sondeo, que hacen a los alumnos poner a trabajar sus habilidades y su destreza para razonar y entender todo lo que han aprendido.

En resumen se puede decir de la metodología antes descrita, lo siguiente:

Para el desarrollo de una metodología para la enseñanza, se requiere echar mano de la planeación para presentar objetivos.

Los objetivos plantearán la materia a estudiar y el resultado de aprendizaje. Se medirán los resultados con indicadores que establecerán lo que el estudiante tendrá que hacer para demostrar que ha aprendido.

Ahora bien, el resultado de aprendizaje me dará la pauta para ver la clase de aprendizaje esperado (conocimiento, entendimiento, habilidad, práctica). Estos resultados apuntan a los principios de la enseñanza, que se deberá utilizar para diseñar las actividades y por último, ya después de que el estudiante ha alcanzado el objetivo al tomar parte activa de éstos, se evaluará el resultado por medio de indicadores que midan el avance en el aprendizaje.

1.5) ESTRATEGIA.

El diseño de una estrategia para resolver cualquier problemática, me lleva en principio a establecer que cualquier problema que se encuentre... ya sea en Ingeniería Química o en cualquier otro ámbito de la vida, será resuelto manteniendo en esencia un mismo patrón o forma de resolución.

En la actualidad se han realizado varios estudios en diferentes - Universidades (1) (2), en referencia a las posibles metodologías y estrategias existentes para resolución de problemas en general, de estos estudios he tomado en cuenta algunos aspectos importantes y también de los estudios realizados por varios investigadores (3) (4) (5).

Siento que existen algunos aspectos que se han venido descuidando a la hora de realizar el planteamiento de una estrategia, estos como el - análisis e interpretación de resultados, son algunos de los aspectos que el estudiante no ha llegado a desarrollar a su máxima capacidad. Tomando como base estos dos aspectos y los estudios realizado en otras Universidades, plantearé a continuación una estrategia para resolver problemas:

- I Entender la naturaleza del problema.
- II Presentar una esquematización de lo que sucede en el problema.
- III Analizar y sintetizar la información dada.
- IV Identificar las variables a resolver y establecer una correlación con aquellos conceptos teóricos que los involucren, así como generar posibles alternativas de solución.
- V Realizar la evaluación y presentación de un reporte de resultados y de aquellos pormenores que se presentaron.

C A P I T U L O I I

TRANSFERENCIA DE CALOR
POR CONDUCCION

2.1) CONDUCCION A REGIMEN PERMANENTE

Si una sustancia homogénea experimenta un gradiente de temperatura como resultado de este, se obtendrá una velocidad de transferencia de energía con el medio que lo rodea, y esta puede ser calculada por la siguiente ecuación:

$$Q = -k A \frac{\partial T}{\partial N} \quad (2.0)$$

Donde $\partial T/\partial N$ es el gradiente de temperatura en dirección normal a el área A . La conductividad térmica k es una constante experimental del medio involucrado y ésta depende sobre todo de la temperatura y presión.

La ecuación (2.0) es conocida como la ley de Fourier. El signo negativo es requerido en dicha expresión por la segunda ley de la termodinámica; la transferencia de energía térmica resulta a partir de un gradiente térmico, de una región caliente a una fría.

Si el perfil de temperatura con el medio es lineal (fig. 2.0), podemos reemplazar el gradiente de temperatura con:

$$\frac{\Delta T}{\Delta X} = \frac{T_2 - T_1}{X_2 - X_1} \quad (2.1)$$

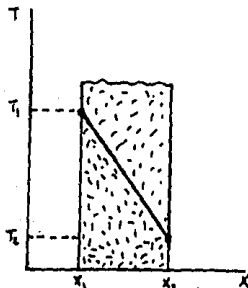


Fig. (2.0)

2.2) CONDUCTIVIDAD TERMICA

2.2.1) Conductividad térmica de los sólidos.

La conductividad térmica de un sólido metálico de composición conocida, es primeramente dependiente de la temperatura. En general, k para los metales puros decrece con la temperatura; las aleaciones tienden a comportarse de manera contraria.

La conductividad térmica de un metal, puede ser representada sobre un rango de temperatura como:

$$k = k_0 (1 + b\theta + c\theta^2) \quad (2.2)$$

Donde $\theta = T - T_{ref}$; y k_0 es la conductividad térmica a la temperatura de referencia. Para muchas aplicaciones en ingeniería, el rango de temperatura es relativamente pequeño, por lo que se puede usar también la siguiente expresión:

$$k = k_0 (1 + b\theta) \quad (2.3)$$

La conductividad térmica de un material no homogéneo es usualmente dependiente, sobre todo de la densidad aparente a granel, la cual es la masa de una sustancia dividida por el total del volumen ocupado. El total del volumen incluye a el volumen de los huecos o espacios intersticios.

Como regla general, k para un material no homogéneo, se incrementa tanto con la temperatura como con la densidad aparente.

2.2.2) Conductividad térmica en los líquidos.

Para este caso, k usualmente es dependiente de la temperatura, pero insensible a la presión. La conductividad térmica de muchos líquidos decrece con un incremento en la temperatura, la excepción es el agua, la

cual exhibe un incremento cuando la temperatura alcanza los 149°C y decrece después de esta.

Si el calor fluye a través de una película gruesa de líquido, se origina una convección libre y la conductividad es sumamente alta. Para reducir la convección es necesario usar películas muy delgadas y diferencias de temperaturas muy reducidas, con los consiguientes errores en la medición.

Una de las ecuaciones más utilizadas para encontrar la conductividad térmica de los líquidos, es la ecuación de Weber:

$$k = 3.59 \times 10^3 \text{ Cp} \rho \sqrt[3]{\frac{P}{PM}}$$

Donde: $C_p = \frac{\text{cal}}{\text{g}^\circ\text{C}}$

$$\rho = \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$$

$$k = \frac{\text{cal}}{\text{Scm}^\circ\text{K}}$$

$$PM = \text{Peso Molecular}$$

El rango de la conductividad térmica de los líquidos oscila entre 0.08 a $0.7 \frac{\text{W}}{\text{M}^\circ\text{C}}$

2.2.3) Conductividad térmica de los gases.

La conductividad térmica de un gas se incrementa con un aumento en la temperatura, pero a partir de la teoría cinética de los gases, se puede concluir que la influencia de la presión deberá ser pequeña, a presiones atmosféricas, pero para presiones altas, por ejemplo, presiones del orden de la presión crítica o mayores, el efecto es significativo.

Entre las ecuaciones que se pueden utilizar para predecir las conductividades térmicas de los gases, están:

Ecuación de Chapman:

$$k = 1.9891 \times 10^{-4} \frac{\sqrt{\frac{T}{PM}}}{\bar{v}^2 \Omega}$$

(gases monoatómicos puros)

Donde: $k = \frac{\text{cal}}{\text{cm} \cdot \text{s} \cdot \text{K}}$

$$\bar{v} = \text{°A}$$

Ω = Integral de colisión

Para gases poliatómicos:

$$k = 1.9891 \times 10^{-4} \frac{\sqrt{\frac{T}{PM}}}{\bar{v}^2} \left[\frac{4}{15} \frac{Cv}{R} + \frac{3}{5} \right]$$

Ecuación de Eucken

$$k = \frac{5}{2} \cdot Cv \mu \quad (\text{gases monoatómicos})$$

$$k = (Cp + \frac{5}{4} R) \frac{\mu}{PM} \quad (\text{gases poliatómicos})$$

Donde $k = \frac{\text{cal}}{\text{cm} \cdot \text{s} \cdot \text{K}}$

R = Constante universal de gases

μ = Viscosidad

2.3) ECUACION GENERAL DE CONDUCCION

Podemos decir que la ecuación (2.0) en su forma diferencial se presenta de la siguiente manera:

$$\frac{dQ}{d\theta} = k dA \frac{dT}{dx} \quad (2.4)$$

Si tomamos como referencia un cubo (fig. 2.1) de volúmen tal que $dv = dx dy dz$ y consideramos que k es la única propiedad de la materia in dependiente de las otras variables, dicho cubo recibe una cantidad diferencial dQ_1 a través de la cara yz en un intervalo de tiempo $d\theta$, y en el mismo intervalo de tiempo, la cantidad de calor dQ_2 abandona el lado derecho del cubo. Por lo que lo anterior nos lleva a observar tres fenómenos:

- 1) Si $dQ_1 > dQ_2$; existirá un almacenamiento de calor.
- 2) Si $dQ_2 > dQ_1$; el cubo pierde calor
- 3) Si $dQ_1 = dQ_2$; únicamente fluye calor a través del cubo.

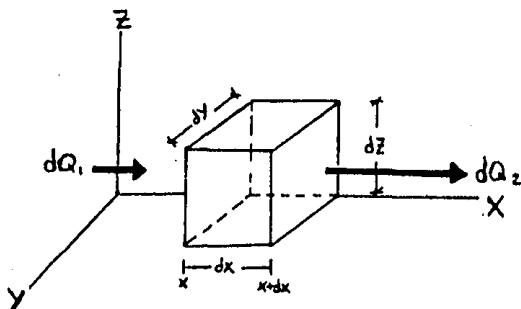


Fig. 2.1

El gradiente de temperatura en este caso puede variar, ya sea con el tiempo o la posición del cubo. Dado que el cubo tendrá una variación en la temperatura, habrá de definir el calor volumétrico, que es el calor específico por la densidad y tomando el flujo en la dirección X describiendo la ecuación en forma parcial:

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{k}{cp} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.5)$$

Donde el término k/cp se le conoce como Difusividad térmica.

Sustituyendo el valor de dQ por $dQ/d\theta$, la ecuación (2.4) nos queda ría de la siguiente forma:

$$dQ = k \, dA \frac{dT}{dx} \quad (2.6)$$

Las ecuaciones (2.5) y (2.6) anteriormente descritas, son las formas generales del análisis de Fourier.

2.4 CAMBIOS DE TEMPERATURA EN LA SUPERFICIE DE UNA PARED.

Los problemas que se presentan con mayor frecuencia en la transferencia de calor son aquellos en los cuales analizamos el flujo de calor - en una sola dirección, como el caso de una pared plana de material homogéneo, donde su conductividad térmica es constante y además las temperaturas se mantienen constantes y uniformes en cada cara. Esto se puede apreciar mejor en la siguiente fig. (2.2):

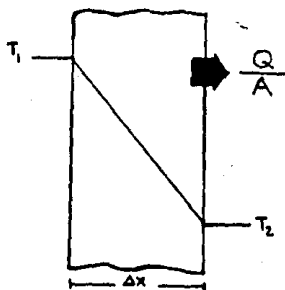


Fig. 2.2

Si tomamos la ecuación (2.0) y separamos variables y la integramos tomando el flujo de calor en la dirección X , resulta:

$$Q \int_{X_1}^{X_2} dx = -k A \int_{T_1}^{T_2} dT$$

$$Q = -k A \frac{T_2 - T_1}{X_2 / X_1} = -k A \frac{T_2 - T_1}{\Delta X} \quad (2.7)$$

La ecuación anterior puede ser reareglada de la siguiente manera:

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{\Delta X / k A} = \frac{\text{DIFERENCIA DEL POTENCIAL TERMICO}}{\text{RESISTENCIA TERMICA}} \quad (2.8)$$

De la ecuación anterior, podemos establecer que la resistencia - al flujo de calor, es directamente proporcional al grueso del material, inversamente proporcional a la conductividad térmica del material e inversamente proporcional al área normal en la dirección de la transferencia de - calor.

Estos principios pueden ser aplicados también en el caso de una - pared compuesta de dos o más materiales diferentes, como se muestra en la Fig. 2.3 (a).

En este estado, la transferencia de calor entrante por la cara izquierda, es la misma que abandona la cara derecha, por lo tanto:

$$Q = \frac{T_1 - T_3}{(\Delta X_a / k_a A) + (\Delta X_b / k_b A)} \quad (2.9)$$

Las ecuaciones (2.8) y (2.9) nos ilustran la analogía entre la - transferencia de calor por conducción y el flujo eléctrico, correspondien-

tes a la ley de Fourier y de Ohm respectivamente.

En este caso, la composición de las dos leyes nos indica que el total de la resistencia térmica es simplemente la suma de las dos resistencias en serie, como se muestra en la figura 2.3 (b).

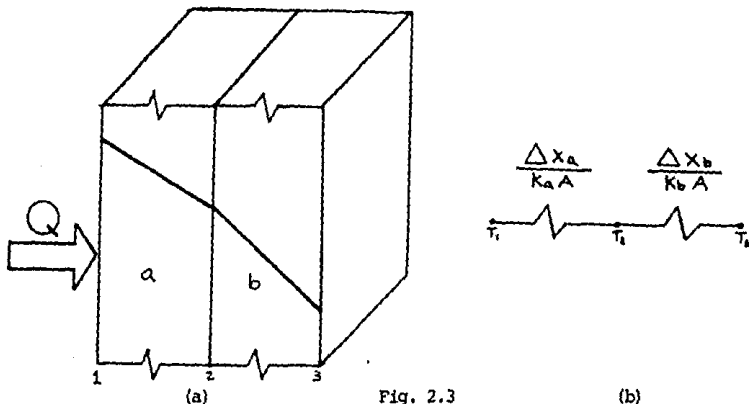


Fig. 2.3

(b)

Usualmente en la construcción de cámaras de combustión u hornos, donde se aplican los conceptos anteriores, se emplean varios tipos de ladrillos refractarios, puesto que aquellos que son capaces de resistir las altas temperaturas interiores, son más frágiles y de alto costo, que los que se requieren cerca de la superficie externa, donde las temperaturas son considerablemente menores.

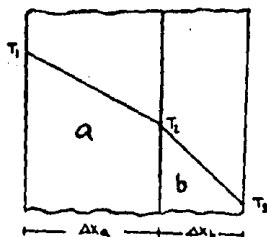
Ejemplo 2.1

Una pared de un horno industrial está construida con ladrillo de arcilla refractaria que tiene una $k=0.689$ kcal/m°C. La pared tiene un espesor de 0.213 m. Esta pared tiene en su pared externa, un recubrimiento de 0.030 m. de espesor de un material aislante, que tiene una con-

ductividad térmica de $0.04 \text{ kcal/h m}^\circ\text{C}$. La temperatura en la superficie interna del horno es de 982.22°C y en la superficie externa es de 37.77°C .

Calcule el flujo de calor por unidad de área.

1) Traducción.



2) Datos.

$$T_1 = 982.22^\circ\text{C} \quad K_a = 0.689 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C} \quad \Delta x_a = 0.213 \text{ m}$$

$$T_3 = 37.77^\circ\text{C} \quad K_b = 0.04 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C} \quad \Delta x_b = 0.030 \text{ m}$$

3) Planteamiento.

$$Q = \frac{T_1 - T_3}{\frac{\Delta x_a}{K_a A} + \frac{\Delta x_b}{K_b A}}$$

4) Cálculos

$$\frac{Q}{A} = \frac{(982.22 - 37.77)^\circ\text{C}}{\frac{0.213}{0.689} + \frac{0.03}{0.04} \frac{\text{M}}{\text{Kcal/h m}^\circ\text{C}}} = 891.78 \text{ Kcal/h m}^2$$

5) Resultados.

$$\frac{Q}{A} = 891.78 \text{ Kcal} / \text{h m}^2$$

Ejemplo 2.2

Una pared esta construida por tres diferentes materiales que en este caso son una placa de aluminio de 0.005 m de espesor, 0.0024 m de espesor de asbesto y 0.0199 m de espesor de escoria de lana, que tiene como densidad 208 kg/m^3 ; el asbesto se encuentra en medio de la pared. La temperatura en la parte interna de la pared es de 500°C y en la parte externa de la escoria de lana es de 50°C .

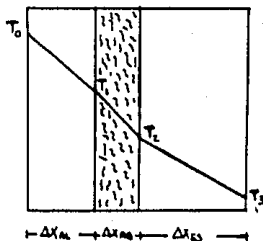
Si las conductividades térmicas de los materiales son los siguientes, determine el flujo de calor por unidad de área para los tres aislantes y sin considerar al aluminio.

$$k_{\text{alum.}} = 179 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{asb.}} = 0.110 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{lana}} = 0.032 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

1) Traducción



2) Datos

$$\begin{aligned}
 T_1 &= 500 \text{ }^\circ\text{C} & k_{\text{alum.}} &= 179 \text{ Kcal/h m }^\circ\text{C} & \Delta x_{\text{alum.}} &= 0.005 \text{ m} \\
 T_3 &= 50 \text{ }^\circ\text{C} & k_{\text{asb.}} &= 0.110 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C} & \Delta x_{\text{asb.}} &= 0.0024 \text{ m} \\
 & & k_{\text{lana}} &= 0.032 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C} & \Delta x_{\text{lana}} &= 0.0199 \text{ m}
 \end{aligned}$$

3) Planteamiento

$$\frac{Q}{A} = \frac{T_1 - T_3}{\frac{\Delta x_{\text{alum.}}}{k_{\text{alum.}} A} + \frac{\Delta x_{\text{asb.}}}{k_{\text{asb.}} A} + \frac{\Delta x_{\text{lana}}}{k_{\text{lana}} A}}$$

4) Calculos

4.1) Considerando los tres aislantes.

$$\frac{Q}{A} = \frac{(500 - 50) \text{ }^\circ\text{C}}{\frac{0.005}{179} + \frac{0.0024}{0.110} + \frac{0.0199}{0.032} \frac{\text{M}}{\text{Kcal/h }^\circ\text{C}}}$$

$$\frac{Q}{A} = 699.06 \text{ Kcal/h M}^2$$

4.2) Sin tomar en cuenta al aluminio.

$$\frac{Q}{A} = \frac{(500 - 50) \text{ }^\circ\text{C}}{\frac{0.0024}{0.110} + \frac{0.0199}{0.032} \frac{\text{M}}{\text{Kcal/h }^\circ\text{C}}}$$

$$\frac{Q}{A} = 699.09 \text{ Kcal/h M}^2$$

5) Resultados

$$\frac{Q}{A} = 699.06 \text{ Kcal/h M}^2 \quad \text{Considerando los tres aislantes}$$

$$\frac{Q}{A} = 699.09 \text{ Kcal/h M}^2 \quad \text{Sin aluminio}$$

Claramente podemos observar que la resistencia térmica de la capa de aluminio es mucho muy pequeña.

2.5) CAMBIOS DE TEMPERATURA EN LA SUPERFICIE DE UNA PARED : SISTEMA RADIAL.

En la figura 2.4 describimos una pared cilíndrica de un solo material homogéneo con una conductividad térmica constante y con temperaturas uniformes en el interior y el exterior de las superficies. Para un radio dado el área normal a un flujo de calor por conducción es de $2\pi rL$, donde L es la longitud del cilindro. Sustituyendo este término en la ecuación (2.0) e integrando con Q constante obtenemos:

$$T_2 - T_1 = - \frac{Q}{2\pi k L} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (2.10)$$

$$Q = \frac{2\pi k L (T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (2.11)$$

De la ecuación (2.11) observamos que, la resistencia térmica para un cilindro de un solo material, está dada por $(\ln r_2/r_1) / 2\pi k L$. Ahora bien, para un cilindro que está compuesto por dos materiales diferentes (fig. 2.5), la velocidad de transferencia de calor esta dada por:

$$Q = \frac{2\pi L (T_1 - T_3)}{\frac{1}{k_a} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{k_b} \ln \frac{r_3}{r_2}} \quad (2.12)$$

La expresión anterior puede ser aplicada a un cilindro compuesto - de tres o más materiales.

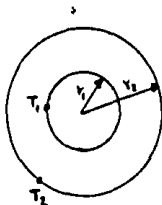


Fig. 2.4

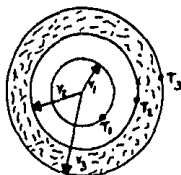


Fig. 2.5

En el caso de una pared esférica donde existe una transferencia de calor radial, el área para un radio dado está dado por $4\pi r^2$. Sustituyendo esta expresión en la ley de Fourier e integrando con Q constante, obtenemos:

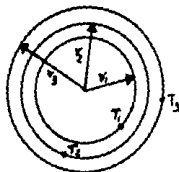
$$Q = \frac{4\pi k (T_1 - T_2)}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} \quad (2.13)$$

Ejemplo 2.3

Una tubería de 0.762 m de diámetro externo está cubierta con 0.127 m de asbesto, la cual está a su vez recubierta con 0.508 m de fibra de vidrio.

Determine (a) la transferencia de calor en estado estable por metro lineal y (b) la transferencia interfacial entre el asbesto y la fibra de vidrio, si la temperatura en la parte interior de la capa de asbesto es de 204°C y la temperatura en la parte exterior de la fibra de vidrio es de 38°C, si las conductividades térmicas son: $k_{\text{asb.}} = 0.137 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C}$ y $k_{\text{fibra}} = 0.036 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C}$.

1) Traducción.



2) Datos

$$T_1 = 204^{\circ}\text{C} \quad r_1 = 0.381 \text{ m} \quad k_{\text{asb.}} = 0.137 \text{ Kcal/h m}^{\circ}\text{C}$$

$$T_2 = 38^{\circ}\text{C} \quad r_2 = 0.508 \text{ m} \quad k_{\text{fibra}} = 0.036 \text{ Kcal/h m}^{\circ}\text{C}$$

$$r_3 = 1.016 \text{ m}$$

3) Planteamiento.

$$Q = \frac{2\pi L (T_1 - T_3)}{\frac{1}{k_{\text{asb.}}} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{k_{\text{fib.}}} \ln \frac{r_3}{r_2}}$$

$$Q = \frac{2\pi k L (T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

4) CALCULOS

4.1) Flujo de calor

$$\frac{Q}{L} = \frac{2 \pi (204 - 38) ^\circ \text{C}}{\ln \frac{0.508}{0.381} + \frac{0.137 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^\circ \text{C}}}{0.036 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^\circ \text{C}}} + \ln \frac{1.016}{0.508}}$$

$$= 48.84 \text{ Kcal/m}$$

4.2) Temperatura interfacial

$$Q = \frac{2 \pi k L (T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_3}{r_2}}$$

$$T_2 - T_1 = \frac{\frac{Q}{L}}{2 k_{\text{fibra}} \pi} \ln \frac{r_3}{r_2}$$

$$T_2 - 38^\circ \text{C} = \frac{48.84}{2 \pi (0.036)} \ln \frac{1.016}{0.508}$$

$$T_2 = 187.66 ^\circ \text{C}$$

5) Resultados

$$\frac{Q}{L} = 48.84 \text{ Kcal/h m} \quad \text{Flujo de calor}$$

$$T_2 = 187.66 ^\circ \text{C} \quad \text{Temperatura interfacial}$$

2.6) PERDIDAS DE CALOR EN UNA PARED PLANA Y CILINDRICA.

Partiendo de la ley de enfriamiento de Newton, la cual nos define que la transferencia de calor por convección se debe al movimiento del fluido adyacente a las superficies calientes recibe calor que luego transfiere al resto del fluido frío mezclándose con el .

La ecuación (2.14) nos indica que el coeficiente de transferencia de calor por convección, es una constante de proporcionalidad que relaciona la transferencia de calor por unidad de tiempo y por unidad de área, con la diferencia de temperaturas reinantes, tanto con los alrededores como con el interior de una pared, o elemento que se este considerando.

$$Q = h A \Delta T \quad (2.14)$$

Donde: h = Coeficiente de transferencia de calor por convección

$$= \text{Kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A = Area normal en la dirección del flujo

$$= \text{m}^2$$

ΔT = Diferencia de temperaturas entre la superficie del sólido y el fluido

$$= \text{ } ^\circ\text{C}$$

Es conveniente en este tipo de casos, en los cuales se toma en cuenta las condiciones reinantes en los alrededores de la fuente de calor, que se exprese la velocidad de transferencia de calor como una combinación de conducción y convección, por lo que en la ecuación (2.14), h será reemplazado por el coeficiente global o total de transferencia de calor U . Con esto ahora determinaremos el coeficiente global U para los sistemas de una pared plana y cilíndrica.

2.6.1) Pared Plana

Tomando una pared plana de constitución uniforme y de un material homogéneo "a", que tiene una conductividad técnica constante, y que es expuesto por su cara izquierda a un fluido "i" que tiene una temperatura T_i y que por su cara derecha se obtiene un fluido "o" a una temperatura T_o , como se muestra en la figura 2.6 (a).

Aplicando la ecuación (2.14) a las dos superficies de la pared, — tendremos que, el flujo de calor por unidad de área será:

$$\frac{Q}{A} = \tilde{h}_i (T_i - T_1) = \tilde{h}_o (T_2 - T_o)$$

$$Q = \frac{T_i - T_1}{\frac{1}{\tilde{h}_i A}} = \frac{T_2 - T_o}{\frac{1}{\tilde{h}_o A}} \quad (2.15)$$

Donde la tilde en h denota un valor promedio para toda la superficie,

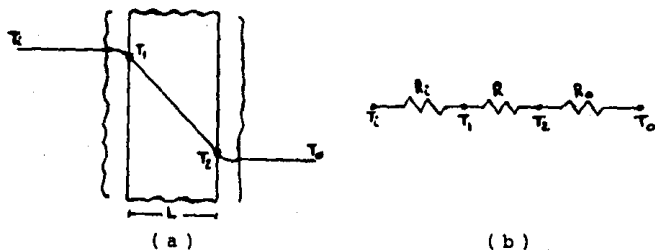


Fig. 2.6

De acuerdo con la analogía que se hizo en la sección 2.3 podemos comparar el término $1/hA$, con la resistencia térmica o sea la convección de los alrededores. En este caso $R_a = L_a/k_a A$, es la resistencia de la conductividad que está relacionada con la homogeneidad del material "a".

Tomando en consideración los conceptos anteriores, el flujo de calor que obtendremos será:

$$\frac{Q}{A} = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{\tilde{h}_i} + \frac{L_a}{k_a} + \frac{1}{\tilde{h}_o}} = \frac{(\Delta T)_{total}}{A \sum R_{total}} \quad (2.16)$$

Si definimos el coeficiente global de transferencia de calor U — como:

$$U = \frac{1}{A \sum R_{total}} \quad (2.17)$$

Diremos entonces que para cualquier geometría que se este analizando:

$$\frac{Q}{A} = U (\Delta T)_{total} \quad (2.18)$$

Y para la pared plana de la fig. 2.6 (a):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\tilde{h}_i} + \frac{L_a}{k_a} + \frac{1}{\tilde{h}_o}} \quad (2.19)$$

En el caso de que se tenga una pared compuesta de varios materiales con espesores diferentes:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{L_a}{k_a} + \frac{L_b}{k_b} + \dots + \frac{1}{h_o}} \quad (2.20)$$

2.6.2 Sistema radial o cilíndrico

Considerando un sistema cilíndrico consistente en un material sencillo, en el cual se lleva a cabo una convección en el exterior y en el interior, debido al flujo del fluido, como se muestra en la fig. 2.7 y teniendo en cuenta que si la T_2 es la temperatura al radio r_2 ; etc., obtenemos la siguiente expresión:

$$Q = \frac{(\Delta T)_{total}}{\sum R_{total}} = \frac{T_i - T_o}{\sum R_{total}} \quad (2.21)$$

Donde las resistencias térmicas totales son:

$$R_i = \text{Convección interna} = \frac{1}{2\pi r_1 L h_i}$$

$$R_a = \text{Por conducción a través del material "a"} = \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi k_a L}$$

$$R_o = \text{Convección externa} = \frac{1}{2\pi r_2 L h_o}$$

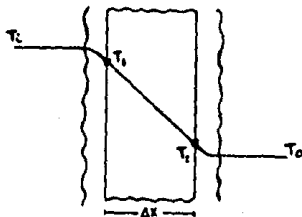
En esta expresión L es el largo del sistema cilíndrico. Si sumamos las resistencias antes citadas; tendremos que:

$$\sum R_{\text{total}} = \frac{1}{2\pi r_1 L h_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_a L} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_o}$$

Ejemplo 2.4

En la construcción de una oficina en el sur de la ciudad se usa como material, ladrillo. La pared tiene 0.30 m. de grueso y el acabado no tiene ningún aislante. En un día de invierno, se obtuvieron las siguientes temperaturas del aire: la temperatura dentro de la oficina era de 21°C y la temperatura fuera de ella -9°C ; la temperatura en la superficie interna de la pared era de 13°C , y en la superficie externa -7°C . Si usamos $k = 0.87 \text{ kcal/h m }^\circ\text{C}$, que es la conductividad térmica del ladrillo; es tiene los valores promedio de los coeficientes de transferencia de calor dentro y fuera de la oficina.

1) Traducción.



2) Datos

$$T_i = 21^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 13^\circ\text{C}$$

$$\Delta x = 0.30 \text{ m}$$

$$T_o = -9^\circ\text{C}$$

$$T_2 = -7^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{ladr}} = 0.87 \text{ kcal/hm}^\circ\text{C}$$

3) Planteamiento

$$\frac{Q}{A} = -k \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

$$\frac{Q}{A} = \tilde{h}_i (T_i - T_1) = \tilde{h}_o (T_2 - T_o)$$

4) Calculos

$$\frac{Q}{A} = -0.87 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m } ^\circ\text{C}} \times \frac{(-7 - 13) ^\circ\text{C}}{0.30 \text{ m}} = 58.0 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2}$$

$$\frac{Q}{A} = 58.0 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2} = \tilde{h}_i (21 - 13) ^\circ\text{C}$$

$$\tilde{h}_i = 7.25 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 ^\circ\text{C}}$$

$$\frac{Q}{A} = 58.0 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2} = \tilde{h}_o (-7 - (-9) ^\circ\text{C})$$

$$\tilde{h}_o = 29 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 ^\circ\text{C}}$$

5) Resultados

$$\tilde{h}_i = 7.25 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 ^\circ\text{C}} \quad \tilde{h}_o = 29 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 ^\circ\text{C}}$$

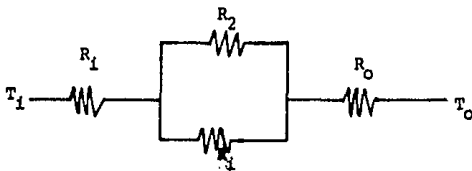
2.6.3) Pared compuesta Serie-Paralelo.

El flujo de calor a través de una pared puede ser por varios caminos, el caso más común es aquel en que la pared presenta en su constitución estructuras metálicas o bien puede una misma pared estar construida de dos o más materiales diferentes.

En estos casos la resistencia al paso del flujo de calor presenta una analogía con la ley de OHM, en la que el flujo se divide en dos o más partes, para lo cual es necesario calcular una resistencia equivalente para el sistema Serie-Paralelo.

$$Q = \frac{\Delta T}{\sum R_{total}}$$

Donde $R_{total} = R_i + R_{equivalente} + R_o$



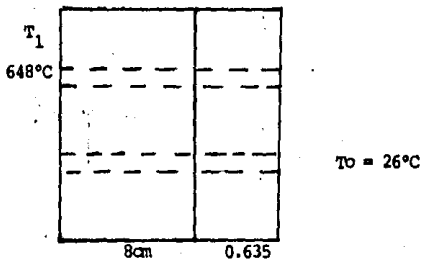
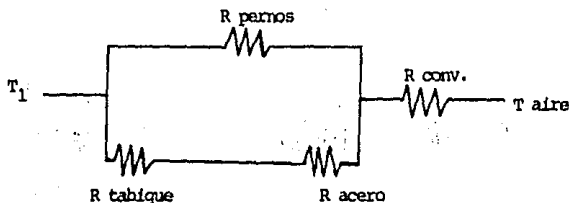
Ejemplo 2.4.1.

Se construye una pared de un horno con ladrillo refractario de 8 cms. ($K = 0.97 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C}$) próximo a un fogón y acero de 0.635 cm. de espesor ($K = 35 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C}$) en el exterior. La superficie interior del tabique está a 648°C y el acero está rodeado por aire a 26°C con un coeficiente de convección externo de $58.6 \text{ Kcal/h m}^2\text{C}$.

Si además de las condiciones antes mencionadas hay dos pernos de acero de 1.9 cms. de diámetro que se extienden a través de la pared compuesta por 1.90 cm^2 de área de la pared.

Calcule el flujo de calor por metro cuadrado del interior del horno al aire exterior.

1) TRADUCCION.



2) Datos

$$\begin{array}{lll}
 T_1 = 648^\circ\text{C} & \text{lad} = 8 \text{ cm} & K = 0.97 \text{ Kcal/m}^\circ\text{C} \\
 T_o = 26^\circ\text{C} & \text{Acero} = 0.635 \text{ cm.} & K = 35 \text{ Kcal/m}^\circ\text{C} \\
 D_p = 1.9 \text{ cm.} & \text{Perno} = 8.635 \text{ cm.} & h_o = 58.6 \text{ Kcal/m}^2\text{ }^\circ\text{C}
 \end{array}$$

3) Planteamiento

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{\text{total}}}$$

$$R_{\text{equiv.}} = \frac{1}{\frac{1}{R_{\text{permo}}} + \frac{1}{R_{\text{tab}} + R_{\text{acero}}}}$$

4) Cálculos

$$R_{\text{tab}} = \frac{L}{KA} = \frac{0.08 \text{ m}}{0.97 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} (A)} = \frac{0.0825}{A} \frac{\text{h } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$$

$$R_{\text{acero}} = \frac{L}{KA} = \frac{0.0064 \text{ m}}{35 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} (A)} = \frac{0.0002}{A} \frac{\text{h } ^\circ\text{C}}{\text{Kcal}}$$

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{h_o A} = \frac{1}{58.6 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} (A)} = 0.0171 \frac{\text{h } ^\circ\text{C}}{\text{Kcal}}$$

$$R_{\text{permo}} = \frac{L}{KA} = \frac{0.064}{35 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \left[2 \frac{\pi}{4} (0.019)^2 \right] A} = \frac{43.533}{A} \frac{\text{h}^\circ\text{C}}{\text{Kcal}}$$

$$R_{\text{equiv}} = \frac{1}{\frac{1}{43.533} + \frac{1}{0.0825 + 0.0002}}$$

$$R_{\text{equiv.}} = \frac{1}{(0.023 + 12.091) A} = 0.0825 \frac{\text{h}^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$$

$$R_{\text{total}} = \frac{0.0825}{A} + \frac{0.0171}{A} = \frac{0.0996}{A}$$

4.2) Flujo de calor

$$\frac{Q}{A} = \frac{648 - 26}{0.0996} = 6,244.9 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2}$$

5) Resultados:

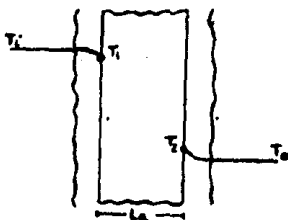
$$\frac{Q}{A} = 6,244.9 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2}$$

Ejemplo 2.5

Una pared de concreto de 0.1524 m de grueso tiene una conductividad térmica de 0.57 Kcal/h m°C. La pared experimenta en uno de sus lados una corriente de aire que está a 21°C y en su lado opuesto a una corriente de aire a -6.5°C. Los coeficientes de transferencia de calor son 9.8 Kcal/h m² °C, a 21°C y 49.2 Kcal/h m² °C a -6.5°C cada lado de la pared respectivamente.

Determine la velocidad de transferencia de calor y las temperaturas de las superficies de la pared.

1) Traducción



2) Datos

$$\begin{array}{lll}
 T_i = 21^\circ\text{C} & \tilde{h}_o = 49.2 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C} & L_a = 0.1524 \text{ m} \\
 T_o = -6.5^\circ\text{C} & \tilde{h}_i = 9.8 \text{ Kcal}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C} & k = 0.57 \text{ Kcal}/\text{m}^\circ\text{C}
 \end{array}$$

3) Planteamiento

$$\frac{Q}{A} = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{\tilde{h}_i} + \frac{L_a}{k} + \frac{1}{\tilde{h}_o}}$$

$$\frac{Q}{A} = \frac{T_i - T_1}{\frac{1}{h_i}}$$

$$\frac{Q}{A} = \frac{T_1 - T_o}{\frac{1}{h_o}}$$

4) Cálculos

4.1) Flujo de calor

$$\frac{Q}{A} = \frac{21 - (-6.5) \text{ } ^\circ\text{C}}{\frac{1}{9.8} + \frac{0.1524}{0.57} + \frac{1}{49.2} \frac{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{Kcal}}} = 70.56 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2}$$

4.2) Temperaturas en la pared.

$$T_1 = T_i - \frac{Q}{A} \cdot \frac{1}{h_i} = 21^\circ\text{C} - (70.56 \text{ Kcal/h m}^2) \left(\frac{1}{9.8 \text{ Kcal/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}} \right)$$

$$= 13.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = T_o + \frac{Q}{A} \cdot \frac{1}{h_o} = -6.5^\circ\text{C} - (70.65 \text{ Kcal/h m}^2) \left(\frac{1}{49.2 \text{ Kcal/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}} \right)$$

$$= -7.93 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5) Resultados

$$\frac{Q}{A} = 70.56 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2} \quad \text{Flujo de calor}$$

$$T_1 = 13.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperaturas en la pared

$$T_2 = -7.93 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por definición sabemos que $U = 1 / (A \Sigma R_{\text{total}})$ y para el área -- que se considere, es conveniente tomar en cuenta el área de la superficie externa o sea $A_o = 2\pi r_2 L$, así que la expresión nos quedaría:

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_2}{r_1 \bar{h}_i} + \frac{r_2 \ln(r_2/r_1)}{k_a} + \frac{1}{\bar{h}_o}}$$

Donde U_o denota que se está basando en el área externa del cilindro

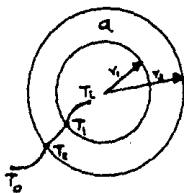


Fig. 2.7

Para sistemas en los cuales un cilindro esté compuesto de $n-1$ materiales, de diferentes espesores:

(2.22)

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_n}{r_1 \bar{h}_i} + \frac{r_n \ln(r_2/r_1)}{k_{1,2}} + \dots + \frac{r_n \ln(r_n/r_{n-1})}{k_{n-1,n}} + \frac{1}{\bar{h}_o}}$$

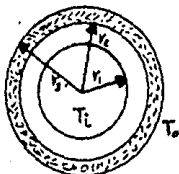
donde el subíndice de k significa el radio que se está considerando, del material en cuestión.

Ejemplo 2.6

En una tubería aislada, fluye vapor a 121°C , la tubería es de acero al carbón y tiene un radio interno de 0.05 m y externo de 0.057 m . La tubería es cubierta con una capa de 0.0254 m de magnesita como aislante. El coeficiente de transferencia de calor interno es de $73.8\text{ Kcal/h m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$, y el externo de $10.8\text{ Kcal/h m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Determine el coeficiente de transferencia de calor total y la velocidad de transferencia de calor del vapor por metro de tubería, si la temperatura del aire en los alrededores es de 18°C .

1) Traducción



2) Datos

$$n = 3$$

$$r_1 = 0.05\text{ m}$$

$$k_{1,2} = k_{\text{acero}} = 29.8\text{ Kcal/h m }^{\circ}\text{C}$$

$$r_2 = 0.057\text{ m}$$

$$k_{2,3} = k_{\text{mag.}} = 0.047\text{ Kcal/h m }^{\circ}\text{C}$$

$$r_3 = 0.0824\text{ m}$$

$$\tilde{h}_i = 73.8\text{ Kcal/h m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_0 = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\tilde{h}_o = 10.8\text{ Kcal/h m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_i = 121\text{ }^{\circ}\text{C}$$

3) Planteamiento

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_n}{r_1 h_1} + \frac{r_n \ln(r_2/r_1)}{k_{1,2}} + \dots + \frac{r_n \ln(r_n/r_{n-1})}{k_{n-1,n}} + \frac{1}{h_o}}$$

$$\frac{Q}{L} = U_o \frac{A}{L} (\Delta T)_{total}$$

4) Cálculos

4.1) Coeficiente total de transferencia de calor

$$U_o = \frac{1}{\frac{0.0824}{(0.05)(73.8)} + \frac{(0.0824) \ln(0.057/0.05)}{29.8} + \frac{(0.0824) \ln(0.0824/0.057)}{0.047} + 10.8}$$

$$U_o = 1.3133 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

4.2) Velocidad de transferencia de calor

$$\frac{Q}{L} = U_o \frac{A}{L} (\Delta T)_{total} = U_o 2 \pi r (\Delta T)_{total}$$

$$\frac{Q}{L} = (1.3133 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}) (2 \pi) (0.0824 \text{ m}) (121 - 18) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{Q}{L} = 70.03 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}}$$

5) Resultados

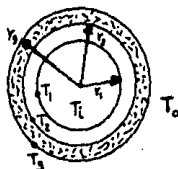
$$U_o = 1.3133 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\frac{Q}{L} = 70.03 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}}$$

Ejemplo 2.7

En el problema anterior, la conductividad térmica de la magnesia estaba tomada a 93°C . Determine las temperaturas en las dos superficies del aislante, usando una velocidad de transferencia de calor de -70.03 Kcal/h m .

1) Traducción



2) Datos

$$T_1 = 121^\circ\text{C} \quad \tilde{h}_i = 73.8 \text{ Kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad r_1 = 0.05 \text{ m}$$

$$T_o = 18^\circ\text{C} \quad \tilde{h}_o = 10.8 \text{ Kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad r_2 = 0.057 \text{ m}$$

$$k_{\text{acero}} = 29.8 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C}$$

3) Planteamiento

$$\frac{Q}{L} = 2 \pi r_1 \tilde{h}_i (T_1 - T_1)$$

$$\frac{Q}{L} = \frac{2\pi k_{\text{acero}} (T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

$$\frac{Q}{L} = 2\pi r_3 \tilde{h}_o (T_3 - T_o)$$

4) Cálculos

4.1) Del vapor a la pared interna de la tubería.

$$T_1 = T_i - \frac{\frac{Q}{L}}{2\pi r_1 h_i} = 121^\circ\text{C} - \frac{70.03 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}}}{2\pi (0.05 \text{ m}) \frac{73.8 \text{ Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}}$$

$$T_1 = 118^\circ\text{C}$$

4.2) A través de la tubería

$$T_2 = T_1 - \frac{\left(\frac{Q}{L}\right) \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_{\text{acero}}} = 118^\circ\text{C} - \frac{(70.03 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}}) \ln\left(\frac{0.057}{0.05}\right)}{2\pi (29.8 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^\circ\text{C}})}$$

$$T_2 = 117.9^\circ\text{C}$$

4.3) Del aire ambiente a la cara externa del aislante.

$$T_3 = T_o + \frac{\frac{Q}{L}}{2\pi r_3 \tilde{h}_o} = 18^\circ\text{C} + \frac{70.03 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}}}{2\pi (0.0824 \text{ m}) (10.8 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}})}$$

$$T_3 = 30.5^\circ\text{C}$$

5) Resultados

$$T_2 = 117.9^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 30.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.7 RADIO CRITICO

El hecho de agregar material aislante a un cilindro aparentemente siempre reduce las pérdidas de calor que experimenta este. Agregar material aislante de baja conductividad térmica a un cilindro, incrementa la resistencia a la conducción, pero también incrementa el área convectiva de transferencia de calor, reduciendo por ende la resistencia exterior de película.

Si se supone que la temperatura en la superficie exterior del cilindro sin aislante, es esencialmente igual a la temperatura del fluido - en el interior, o alternamente, que r_o y $r_i - r_o$ son cantidades pequeñas.

$$\frac{Q}{L} = U_o \frac{A}{L} \Delta T = \frac{2 (T_i - T_o) \pi}{\frac{\ln (r_o / r_i)}{k} + \frac{1}{hr}} \quad (2.23)$$

Reareglando la ecuación (2.23), diferenciando e igualando a cero se obtiene que:

$$r = r_{\text{critico}} = \frac{k}{h} \quad (2.24)$$

Donde r_{critico} se conoce como el radio crítico. La expresión anterior indica que en $r = r_{\text{critico}}$, el flujo de calor es o máximo o mínimo, sin embargo, calculando la segunda derivada del calor con respecto al radio exterior del aislante se obtiene que ésta adquiere un valor negativo en este punto. Por lo tanto, se concluye que el flujo de calor es máximo en $r = r_{\text{critico}}$.

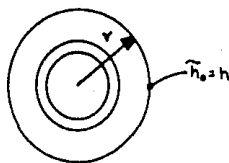
La diferencia $r_{\text{critico}} - r_i$ se conoce como el espesor crítico de -

aislamiento debido a que el flujo de calor se incrementa al añadir material aislante cuando r_i es menor que $r_{\text{crítico}}$ y si r_i es mayor que $r_{\text{crítico}}$, el flujo de calor decrece para cualquier adición de aislante.

Ejemplo 2.8

Determine el radio crítico para un aislante de asbesto que está recubriendo a una tubería, si la conductividad térmica del asbesto es $0.178 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C}$, y si el coeficiente de transferencia de calor es $7.22 \text{ Kcal/h m}^2\text{C}$.

1) Traducción.



2) Datos

$$k_{\text{asb.}} = 0.178 \text{ Kcal/h m }^\circ\text{C} \quad h = 7.22 \text{ Kcal/h m}^2\text{C}$$

3) Planteamiento

$$r = r_{\text{crítico}} = \frac{k}{h}$$

4) Cálculos

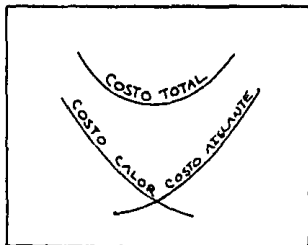
$$r_{\text{crítico}} = \frac{0.178 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m } ^\circ\text{C}}}{7.22 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}} = 0.02 \text{ m}$$

5) Resultados

$$r_{\text{crítico}} = 0.02 \text{ m}$$

2.8 ESPESOR OPTIMO DE AISLANTE

Al aumentar el espesor del aislante, la cantidad de calor puede decrecer, como decíamos anteriormente, pero el costo del aislamiento aumenta. El más económico es aquel para el cual la suma del costo anual de pérdidas por calor, más el costo de aislamiento anual (depreciación), es un mínimo.



Para obtener el espesor óptimo de un aislante en superficies planas, podemos utilizar la siguiente ecuación.

$$L = \sqrt{\frac{N Q k (T_s - T_a)}{A C \times 10^6}} - \frac{k}{h_t} \quad (2.25)$$

Donde:

- L = Espesor económico en metros
 N = Horas por año en operación
 C = Costo del aislante aplicado en Pesos/m³
 k = Conductividad térmica Kcal/m °C h
 A = Fracción del costo que debe amortizarse por año
 T_s = Temperatura de la superficie en °C (sin aislar)
 T_a = Temperatura ambiente en °C
 Q = Costo del calor perdido en pesos/millón de kcal
 h_t = Coeficiente combinado de convección y radiación en kcal/h m² °C.

En el caso de superficies cilíndricas, se puede usar la siguiente ecuación:

$$K_1 = \frac{1}{r_1} \left[\sqrt{\frac{N Q k (T_s - T_a)}{A C \times 10^6}} - \frac{k}{h_t} \right] \quad (2.26)$$

Endonde:

r_1 = radio interno del aislante

r_2 = radio externo del aislante

Con K_1 la relación $\frac{r_1}{r_2}$ más económica puede determinarse a partir de:

$$K_1 = \frac{r_2}{r_1} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

Ejemplo 2.9

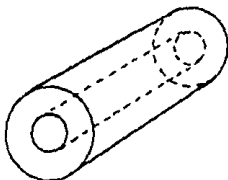
Se desea escoger el espesor más económico para aislar una tubería de 300 metros de largo. El costo fijo anual por aislamiento es del 20% del costo instalado. El costo de instalación por metro es de \$3,950 ℓ en donde ℓ es el espesor del aislante en pulgadas.

Las pérdidas de calor detectadas para varios gruesos son:

Aislante en Pulgadas	Pérdidas de calor en Kcal/h
0	151,000
1	75,600
2	30,000
3	15,000
4	5,000
6	1,760

Si se pasa vapor saturado de 8.5 kg/cm^2 manométrica y si el costo del vapor de \$350/ton ¿Cuál es el espesor óptimo de aislante?

1) Traducción.



2) Datos

Costo fijo = 20% costo instalado

$P = 8.5 \text{ kg/cm}^2$

Costo Vapor = \$350/ton.

3) Planteamiento

3.1) Costo total.

$$\begin{array}{l} \text{Costo total} \\ \text{anual} \end{array} = \begin{array}{l} \text{Costo fijo} \\ \text{anual por} \\ \text{aislante} \end{array} + \begin{array}{l} \text{Costo por} \\ \text{pérdidas de} \\ \text{calor.} \end{array}$$

3.2) Costo de instalación.

$$\text{Costo instalación} = (3950 \text{ Q}) (300)$$

3.3) Costo fijo anual

$$\text{Costo fijo anual} = (\text{Costo de instalación}) (0.2)$$

3.4) Costo por pérdidas

$$\text{Costo por pérdidas} = \text{pérdidas} \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times \frac{8640 \text{ h}}{\text{año}} \times \frac{\text{kg}}{\text{Kcal}} \times \frac{\$}{1000 \text{ kg}}$$

3.5) Calor latente de vapor

$$\text{@ } 8.5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ MAN} \quad \lambda = ?$$

4) Cálculos

4.1) Calor latente

$$\text{de tablas de vapor} \quad \text{@ } 8.5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ MAN}$$

$$\lambda = 481.73 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

4.2) Costo por pérdidas

$$\text{Pérdidas} \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times \frac{8640 \text{ h}}{\text{año}} \times \frac{\text{kg}}{481.73 \text{ Kcal}} \times \frac{\$350}{1000 \text{ kg}} = \frac{\text{Pérdidas} \times \$}{\text{año}}$$

$$= \frac{\$ 6.277}{\text{año}} \text{ (pérdidas)}$$

4.3) Tabla de cálculos

Groeso en Pulgadas	Costo de Instalación (\$)	Costo fijo anual (\$)	Costo por Pérdidas (\$)	Costo total anual (\$)
0	0	0	947,827	947,827
1	1,185,000	237,000	454,541	711,541
2	2,370,000	474,000	188,310	662,710
3	3,555,000	711,000	94,155	805,155
4	4,740,000	948,000	31,385	979,305
6	7,110,000	1,422,000	11,047	1,433,047

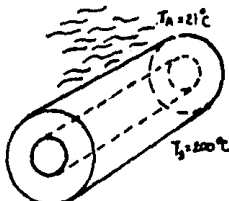
5) Resultado

Del análisis de los datos, se puede observar que el espesor óptimo de aislante que se requiere para este caso es el de 2 pulgadas.

Ejemplo 2.10

Determine el espesor más económico de aislante de magnesita al 85% ($k = 0.04 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$), si la temperatura de la tubería es de 200°C y la del aire 21°C . La tubería tiene un diámetro externo de 8 cm. Se opera rá 8 meses del año. El costo por m^3 de aislante es de $\$36,000$. El costo del calor es $\$32,000$, el millón de kcal y se deprecia el 15% anual.

1) Traducción



2) Datos

$$T_a = 21^\circ\text{C}$$

$$T_b = 200^\circ\text{C}$$

$$k = 0.04 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C}$$

$$D_o = 8 \text{ cm} \quad r_i = 4 \text{ cm.}$$

$$\text{Costo aislante} = \$36,000/\text{m}^3$$

$$\text{Costo calor} = \$32,000/\text{millon Kcal}$$

$$\text{Depreciación} = 15\% \text{ anual}$$

3) Planteamiento

3.1) Coeficiente de transferencia combinado

$$h_c = 9.74 + 0.07 \Delta T$$

3.2) Espesor óptimo

$$K_1 = \frac{1}{r_i} \left[\sqrt{\frac{N Q k (T_b - T_a)}{A C \times 10^6}} - \frac{k}{h_c} \right]$$

$$K_1 = \frac{r_2}{r_1} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

4) Cálculos

4.1) Coeficiente combinado

Supondremos temperatura superficial 50°C

$$h_c = 9.74 + 0.7 (50 - 21) = 11.77 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} = 10.12 \frac{Kcal}{h m^2 \cdot ^\circ C}$$

4.2) Espesor óptimo

$$K_1 = \frac{1}{0.04} \left[\sqrt{\frac{(5760)(32,000)(0.04)(200-21)}{(0.15)(36,000)(10^6)}} - \frac{0.04}{10.12} \right]$$

$$K_1 = 12.26$$

$$12.26 = \frac{r_2}{0.04} \ln \frac{r_2}{0.04}$$

$$r_2 = 0.261 \text{ m.}$$

$$\text{Grueso} = r_2 - r_1 = 0.261 - 0.04$$

$$= 0.221 \text{ m}$$

5) Resultado

Se requieren 22.1 cm. de aislante.

2.9) CONDUCCION A REGIMEN NO PERMANENTE O TRANSITORIO.

Hasta este momento se han examinado las condiciones de propagación de calor por conducción cuando el régimen era estacionario y cuando los gradientes de temperatura no variaban con el tiempo, pero si el gradiente de temperatura es una función del tiempo, entonces el proceso es a régimen no permanente o transitorio.

Ejemplos de estos procesos se tienen en el enfriamiento y calentamiento de equipos, piezas de maquinaria, latas de conservas, el calentamiento de una plancha, etc.

El régimen transitorio se caracteriza por el cambio de las propiedades con respecto al tiempo, esto es debido a la acumulación. El balance de energía para este caso es:

$$\text{ENTRADAS} = \text{SALIDAS} + \text{ACUMULACION}$$

El calentamiento o enfriamiento de un medio conductor, la cantidad de energía transferida depende tanto de las resistencias internas, como de las superficiales, siendo los casos límite aquellos en los que la resistencia interna es despreciable y aquel en que la resistencia externa o superficial es despreciable.

La ecuación para flujo transitorio de calor por conducción en una dirección, se define como:

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} \quad (2.27)$$

Y se define a la difusividad térmica (α) como:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p}$$

Ahora bien, si el transporte por conducción no solamente se efectúa en la dirección del eje X, sino también en Y y Z, entonces la ecuación quedaría:

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} \right] \quad (2.28)$$

O en forma abreviada:

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = \alpha \nabla^2 T \quad (2.29)$$

Por medio del análisis dimensional, se puede encontrar que las soluciones a las ecuaciones a régimen transitorio están en función de los siguientes números o módulos adimensionales:

$$\frac{T_s - T}{T_s - T_o} = \text{Módulo de cambio de temperatura}$$

$$F_o = \frac{\alpha \theta}{X_1^2} = \text{Número de fourier}$$

$$B_i = \frac{X_1 h}{k} = \text{Número de Biot}$$

$$\frac{X}{X_1} = \text{Módulo de posición.}$$

Podemos decir entonces que el cambio en la temperatura es función de:

$$\frac{T_s - T}{T_s - T_o} = f\left(\frac{\alpha \theta}{X_1^2}, \frac{X}{X_1}, \frac{X_1 h}{k}\right)$$

En donde:

$$T_s = \text{Temperatura en la superficie}$$

T_0 = Temperatura inicial

T = Temperatura final

α = Difusividad térmica

θ = Tiempo

X_1 = Distancia máxima que tiene que recorrer el calor, distancia desde el plano central a la superficie.

X = Posición en donde se quiere obtener la T . Distancia desde el plano central a cualquier punto.

h = Coeficiente superficial de transferencia de calor.

k = Conductividad térmica.

2.9.1) Calentamiento o enfriamiento de un cuerpo con alta conductividad térmica.

Si la conductividad térmica es alta, la resistencia interna a la transferencia de energía, puede suponerse despreciable.

Esta situación límite se alcanza mejor si el cuerpo tiene una gran área superficial comparada con su volumen.

Un proceso en el cual la resistencia interna se ignora y el proceso de transferencia de energía se expresa en términos de la resistencia controlante superficial, se conoce como proceso de calentamiento newtoniano.

La solución para este caso suele ser del tipo:

$$\frac{T_0 - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \left(\text{Diagram of a sphere with a diagonal line} \right) \frac{-B_i F_0 A X_1}{V} \quad (2.30)$$

$$\frac{T - T_\infty}{T_c - T_\infty} = \left(\text{Diagram of a sphere with a diagonal line} \right) \frac{-h A \theta}{\rho c_p V} \quad (2.31)$$

Esto se obedece si el número de biot es menor de 0.1. En este caso $T_\infty =$ Temperatura del medio ambiente.

2.9.2) Calentamiento de un cuerpo con resistencia superficial despreciable.

Para este caso, la temperatura de la superficie T_s es constante con respecto al tiempo y su valor es esencialmente igual a la temperatura ambiente T .

La solución para una placa es del tipo:

$$\frac{T_s - T}{T_s - T_0} = \sum_{i=1}^{i=\infty} \frac{-2(-1)^i}{[(2i-1)/2]\pi} e^{-\left[(2i-1)\frac{\pi}{2}\right]^2 F_0} \cos\left(\frac{2i-1}{2}\right)\pi \quad (2.32)$$

En donde:

$$F_0 = \frac{k \theta}{c_p \rho X_1^2}$$

Para facilitar los cálculos, las soluciones de las ecuaciones se presentan en forma de gráficas para las geometrías más simples, tales como las del apéndice A.

2.9.3) Calentamiento de un cuerpo con resistencia interna y externa.

Este es el caso más general de procesos con transferencia de calor por conducción a régimen no permanente. Las soluciones deben satisfacer la ecuación de Fourier, que para una sola dimensión (ec. 2.27).

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$$

En este caso, las variaciones de temperatura con respecto al tiempo, deben satisfacer las condiciones iniciales de simetría y de las condiciones en la frontera:

$$T = T_0 \quad \text{a} \quad \theta = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \text{En el centro del cuerpo.}$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{h}{k} (T - T_{\infty}) \quad \text{En la superficie}$$

Las soluciones que se obtienen al resolver las ecuaciones de transferencia de calor cuando las resistencias internas y externas son importantes del tipo:

a) Placa infinita con temperatura inicial uniforme.

$$\frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T_s} = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\text{SEN } B_n \text{ COS} \left[\frac{B_n (x)}{X_1} \right]}{B_n + \text{Sen } B_n \text{ Cos } B_n} e^{-(B_n)^2 \left(\frac{k \theta}{cp x_1^2} \right)}$$

Los valores de B_n se dan en el apéndice A para los valores correspondientes de hr_1/k .

b) Cilindro de longitud infinita con temperatura inicial uniforme.

$$\frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T_s} = \frac{2}{r_1} \sum_{N=1}^{\infty} \frac{(B_n \frac{r}{r_1}) J_0 \left[e^{(-B_n^2 (\frac{k}{\rho c r_1^2}) t)} \right]}{\left(1 + \frac{k_2^2 E_n^2}{h^2 v_1^2} \right) \frac{B_n}{N} \left[J_1(B_n) \right]}$$

Los valores de B se encuentran en el apéndice A, para varios hr_1/k . En este caso, los valores de las funciones Bessel de orden 1 y 0, se dan en el apéndice A.

Las soluciones para este tipo de problemas se suelen presentar en forma de gráficas, como las de Gurney-Lurie, que se presentan en el apéndice A.

Aunque las gráficas antes mencionadas se dibujaron para el transporte en una sola dirección, pueden combinarse para dar soluciones a problemas de dos y tres dimensiones.

Tomando como referencia las gráficas de Gurney-Lurie para transporte de calor en una barra rectangular con los bordos sellados:

$$Y_{\text{barra}} = Y_a Y_b$$

En donde Y_a se evalúa con el grueso $X_1 = a$ y Y_b con $X_1 = b$.

Para la transferencia en paralelepípedos rectangulares:

$$Y_{\text{parale}} = Y_a Y_b Y_c$$

Y_a se evalúa con; $X_1 = a$, Y_b con $X_1 = b$ y Y_c con $X_1 = c$.

2.9.4) Método gráfico para obtener los cambios de la temperatura con respecto al tiempo.

Uno de los métodos gráficos más utilizados para obtener los cambios de la temperatura con respecto al tiempo y la posición es el de Schmidt, el cual parte de la ecuación (2.27) que dice:

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial X^2}$$

Y la convierte en:

$$\frac{\Delta T_{\theta}}{\Delta \theta} = \alpha \frac{\Delta^2 T_x}{\Delta X^2} \quad (2.33)$$

En donde;

$$T_{\theta} = T_{x, \theta + 1} - T_{x, \theta}$$

$T_{x, \theta + 1}$ = Temperatura en el tiempo $\theta + 1$ a la distancia X .

$T_{x, \theta}$ = Es la temperatura en el tiempo θ en la distancia X .

Y en donde;

$$T_{x+1, \theta} = T_{x+1, \theta} - T_{x, \theta}$$

$T_{x+1, \theta}$ = Temperatura al tiempo θ en la posición $X + 1$.

T_x, θ = Esta temperatura al tiempo θ en la posición: x .

Desarrollando la ecuación anterior se obtiene:

$$T_x, \theta+1 - T_x, \theta = \alpha \frac{\Delta \theta}{\Delta x^2} \left[(T_{x+1, \theta} - T_{x, \theta}) - (T_{x, \theta} - T_{x-1, \theta}) \right] \quad (2.34)$$

Si los incrementos de distancia y tiempo se toman de manera que:

$$\alpha \frac{\Delta \theta}{\Delta x^2} = \frac{1}{2}$$

La ecuación se reduce a:

$$T_x, \theta + 1 = \frac{1}{2} \left[T_{x+1, \theta} + T_{x-1, \theta} \right] \quad (2.35)$$

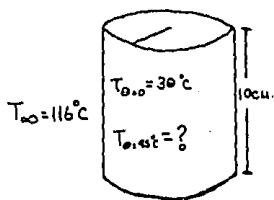
Esta es la ecuación del método gráfico que indica que la temperatura en cualquier punto a un tiempo dado, es la media aritmética de las temperaturas en los puntos situados a $+y - x$, durante el incremento anterior de tiempo.

Ejemplo 2.11

Determine la temperatura central en una lata de acero de 10 cm. de alto y 3.5 cm. de diámetro a los 45 minutos de haber sido calentada con vapor a 116°C.

La lata está inicialmente a 30°C y contiene puré de chícharos. - La conductividad térmica del puré de chícharos es 0.71 kcal/h m °C, el C_p es de 0.91 kcal/kg °C y la densidad es 1,091 Kg/m³, el coeficiente de transferencia de calor del vapor es 3,267 kcal/h m² °C.

1) Traducción.



2) Datos

$$L = 10 \text{ cm.}$$

$$r = 3.5 \text{ cm}$$

$$T = 116^\circ\text{C}$$

$$T_{0,0} = 30^\circ\text{C}$$

$$k = 0.71 \frac{\text{kcal}}{\text{h m } ^\circ\text{C}}$$

$$c_p = 0.91 \frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

$$\rho = 1,091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$h = 3,267 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3) Planteamiento.

3.1) Ecuación de diseño

$$\left(\frac{T_\infty - T}{T_\infty - T_s} \right) \text{ cilindro infinito} \quad \left(\frac{T_\infty - T}{T_\infty - T_s} \right) \text{ placa infinita} \quad \left(\frac{T_\infty - T}{T_\infty - T_s} \right) \text{ cilindro finito}$$

4) Cálculos

4.1) Datos de la gráfica de Gurney-Lurie para placa

$$\bar{x} = \frac{k \theta}{\rho_{cp} X_1^2} = \frac{0.71 \left(\frac{45}{60}\right)}{1,091 (0.91) (0.05)^2} = 0.214$$

En la línea central $N = 0$

$$m = \frac{K}{h X_1} = \frac{0.71}{3267 (0.05)} = 4.346 \times 10^{-3} \cong 0$$

Por lo tanto:

$$\left(\frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T} \right)_{\text{placa infinita}} = 0.82$$

4.2) Datos de la gráfica de Gurney-Lurie para cilindro.

$$\bar{x} = \frac{k \theta}{\rho_{cp} X_1^2} = \frac{(0.71) \left(\frac{45}{60}\right)}{(1,091) (0.91) (0.035)^2} = 0.4375$$

En la línea central $N = 0$

$$m = \frac{k}{hx_1} = \frac{0.71}{3,267 (0.035)} = 6.2 \times 10^{-3} \cong 0$$

Por lo tanto:

$$\frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T_s} = 0.14$$

4.3) Temperatura en el centro:

$$(0.82)(0.14) = \frac{116 - T}{116 - 30} = \left(\frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T_s} \right) \text{ cilindro finito}$$

$$T = 106^{\circ}\text{C}$$

5) Resultado:

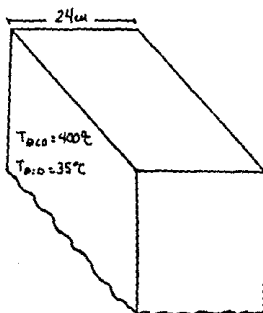
$$T = 106^{\circ}\text{C}$$

Ejemplo 2.12

Una placa de acero de 24 cm. de grueso tiene inicialmente una temperatura de 400°C . De improviso, ambas caras se mantienen a una temperatura de 35°C . El acero tiene una densidad de $7,865 \text{ kg/m}^3$, una capacidad calorífica de $0.13 \text{ kcal/kg } ^{\circ}\text{C}$, y una conductividad térmica de $37 \text{ kcal/h m}^{\circ}\text{C}$.

Se desea predecir la temperatura en el centro de la placa, después de 10 minutos. Use el método de Schmidt.

1) Traducción.



2) Datos

$$X = 24 \text{ cm.}$$

$$T_{\theta=0} = 400^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\theta=0} = 35^{\circ}\text{C}$$

$$\rho = 7,865 \text{ Kg/m}^3$$

$$CP = 0.13 \text{ kcal/kg } ^{\circ}\text{C}$$

$$k = 37 \text{ kcal/h m } ^{\circ}\text{C}$$

3) Planteamiento

3.1) Ecuación de Schmidt

$$T_x, \theta + 1 = \frac{1}{2} \left[T_x + 1, \theta = T_x - 1, \theta \right]$$

$$\frac{\Delta \theta}{\Delta X^2} = \frac{1}{2} \quad \theta = \frac{(\Delta X)^2}{2 \alpha}$$

4) Cálculos

4.1) Difusividad térmica

$$\alpha = \frac{37 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^{\circ}\text{C}}}{7,865 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,13 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}} = 0.03618 \frac{\text{m}^2}{\text{h}}$$

4.2) Incrementos de tiempo.

Si la placa tiene 24 cm. de ancho y la dividimos en dos mitades, la distancia sería de 12 cm., a la cual deseamos saber la temperatura. - tomaremos 3 incrementos de distancia o sea $X = 4 \text{ cm.}$

$$\Delta \theta = \frac{(0.04)^2}{2 (0.03618)} = 0.02211 \text{ h}$$

El número de incrementos de tiempo será:

$$\Delta \theta = \frac{(10 \text{ min.}) (1 \text{ hr.})}{(0.02211 \text{ h}) (60 \text{ min})} = 7.53$$

No. de incrementos = 8

4.3) Temperaturas

$$T_1 = \frac{T_5 + T_2}{2} \quad T_2 = \frac{T_3 + T_1}{2} \quad T_3 = \frac{T_4 + T_2}{2}$$

Como el sistema es simétrico: $T_s = T_6$; $T_1 = T_5$; $T_2 = T_4$

Se tomará como temperatura de superficie $T_s = 35^\circ\text{C}$.

$\Delta \theta$	T_s	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6
0	35	400	400	400	400	400	400
1	35	217.5	400	400	400	217.5	35
2	35	217.5	308.75	400	308.75	217.5	35
3	35	171.8	308.75	308.5	308.75	171.8	35
4	35	171.8	240	308.5	240	171.8	35
5	35	137.5	240	240	240	137.5	35
6	35	135.5	188.7	240	188.7	135.5	35
7	35	111.85	188.7	188.7	188.7	111.85	35
8	35	118.85	150.27	188.7	150.27	118.85	35

Podemos observar que una vez que la temperatura comienza a cambiar, cada 2 incrementos cambia y esto no es real, dando temperaturas por debajo de las reales, en incrementos noes. Este se debe a que se escogió mal la temperatura inicial T_s .

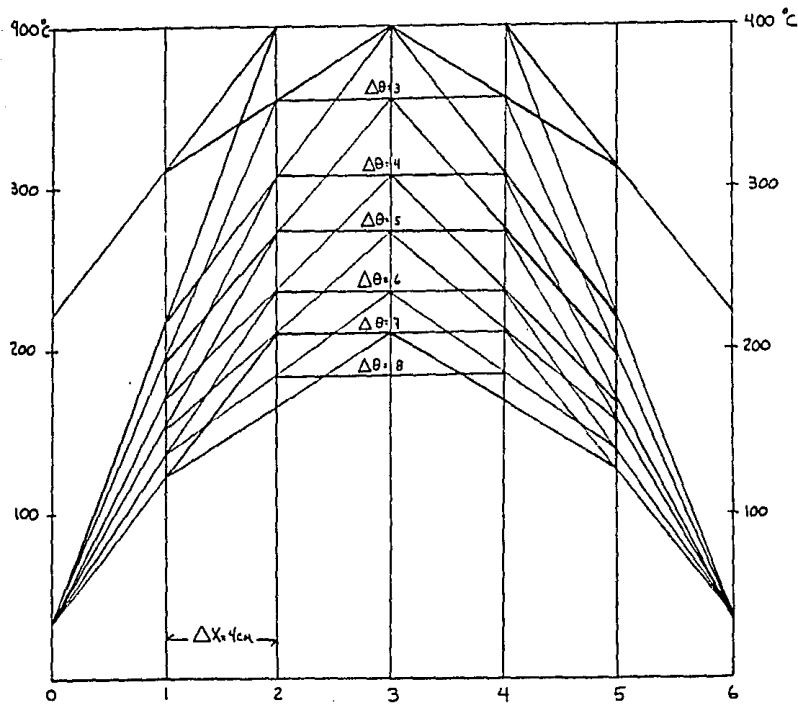
Ahora bien, sí:

$$T_s = T_6 = \frac{T + T_B}{2} = \frac{35 + 400}{2} = 217.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Y después del primer incremento $T_s = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$

$\Delta\theta$	T_s	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6
0	217.5	400	400	400	400	400	217.5
1	35	308.75	400	400	400	308.75	35
2	35	217.5	354.3	400	354.3	217.5	35
3	35	194.65	308.75	354.3	308.77	194.65	35
4	35	171.87	274.47	308.75	274.47	171.87	35
5	35	154.7	240.2	274.47	240.2	154.7	35
6	35	137.6	214.58	240.2	214.58	137.6	35
7	35	124.79	188.9	214.58	188.9	124.74	35
8	35	111.95	169.68	188.9	169.68	111.95	35

La forma gráfica de estos cálculos se puede observar en la figura siguiente:



5) **Resultado**

La temperatura será de 189°C en el centro de la placa, después de 10 minutos.

PROBLEMAS PROPUESTOS

2.1) Vapor a 120°C fluye en una tubería de acero que se encuentra aislada. El radio interno de la tubería es de 10 cm y el externo de 11 cm. La tubería está cubierta con 3 cm. de asbesto que tiene una densidad de 577 kg/cm^3 y en la superficie externa del asbesto, la temperatura es de 45°C .

Usando la conductividad térmica del acero a 100°C y del asbesto a 70°C , determine la transferencia de calor del vapor por metro de tubería.

Respuesta: $351 \frac{\text{W}}{\text{M}}$

2.2) Un tanque rectangular de acero es llevado con un líquido a 65°C y es expuesto por largo tiempo al contacto del aire, que se encuentra a 21°C . Los coeficientes internos y externos al principio son $h_i = 22.7 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y $h_o = 8.51 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{K}$.

La pared del tanque tiene un espesor de 0.635 cm ($k=34.6 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$), y está cubierto con 2.54 cm. de fibra de vidrio como aislante ($k= 0.0415 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$).

Determine (a) el coeficiente global de transferencia de calor y (b) la velocidad de transferencia de calor por metro cuadrado.

Respuesta: (a) $1.1122 \frac{\text{kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}}$
 (b) $49.43 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2}$

2.3) La pared de un horno consiste en una serie de 17.78 cm. de ladrillo refractario de caolín, 15.24 cm de ladrillo de caolín aislante y suficiente ladrillo de arcilla refractaria para reducir las pérdidas de calor a 315 W/m^2 , cuando las temperaturas del interior y del exterior son 815°C y 38°C respectivamente.

¿Qué grosor de ladrillo de arcilla refractaria deberá usarse?

Si se deja una faja de aire de 0.3175 cm. de grueso entre el ladrillo aislante y el ladrillo de arcilla refractaria, sin que esto afecte su soporte estructural, ¿Qué grosor de ladrillo aislante se requerirá?

Respuesta: 13.2 cm. y 11.58 cm.

2.4) En una tubería de acero de 7.63 cm , cedula 40 se maneja un fluido a una velocidad de 0.9144 m/seg. y tiene un $cp = 2.092 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$, y tiene una gravedad específica de 0.8.

Si después de un trayecto de 500 m. de recorrido del fluido, se sabe que la temperatura inicial era de 121°C y la temperatura ambiente - de 15°C , calcule la temperatura a la salida del recorrido y la temperatura a la salida si añadimos 3.8 cm. de asbesto.

Respuesta: $T = 96.6^\circ\text{C}$

$T' = 111^\circ\text{C}$

2.5) Determine el espesor más económico de aislante de magnesia 85% ($k = 0.04 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$) si la temperatura de la tubería es de 200°C y - del aire es de 21°C . La tubería tiene un diámetro externo de 8 cm. Se - operará 8 meses del año. El costo por m^3 de aislante es de $\$36,000.00$, el costo del calor es de $\$32,000.00$ el millón de kcal y se deprecia el 15% anual.

Respuesta: 3.45 cm. de aislante

2.6) En un experimento para determinar la conductividad térmica de un material aislante, se recubrió un tubo de acero de 25.4 cm cedula 40 de diámetro, con 2.54 cm. de aislante. Al tubo de 90 cm. de largo se le in trodujo vapor a presión manométrica de 5.2 kg/cm^2 y con una humedad del 5%. Después de establecerse el régimen permanente, se obtuvieron 240 ml de condensado a 84°C en 9 minutos y 36 segundos, cuando la temperatura - ambiente era de 16°C .

¿Cuál es la conductividad térmica del aislante? El experimento es en la Ciudad de México.

Respuesta: 0.2119 kcal/h m $^\circ\text{C}$

2.7) Calcule el calor que entra a una esfera de 2 m de diámetro, recu- bierta con una capa de 5.08 cm. de aislante, con una conductividad térmica de $0.22 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$, si en el interior de la esfera se encuentra un lí- quido, a -50°C , y en el exterior el aire está a 30°C . ¿Cuál será la tempe- ratura en la pared?

Respuesta: (a) $2,775 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$
(b) -2.2°C

2.8) ¿Qué cantidad de calor se pierde a través de una cubierta que tiene en su parte más ancha 2 m. de diámetro y después sufre una reducción, teniendo como diámetro en la boca de 1.33 m. La altura a partir de la reducción hasta el techo de la misma es de 0.6666 m. El techo es de magnesia y la temperatura interior es de 260°C y la externa de 35°C. La conductividad térmica del aislante es 0.043 kcal/h m°C.

Respuesta: 30,394 $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$

2.9) En una industria alimenticia se deben procesar unas salchichas en un autoclave. Las salchichas se pueden considerar como cilindros de 30 cm. de largo y 10 de ancho. Si las salchichas están inicialmente a 21°C y si la temperatura de la autoclave es de 116°C. Estime la temperatura en el centro de las mismas 2 horas después de haberse introducido en la autoclave.

Suponga que la conductividad térmica de las salchichas es de 0.416 kcal/h m°C, capacidad calorífica de 0.8 kcal/kg °C, y su densidad de 1,070 kg/m³, el coeficiente superficial es de 975.2 kcal/h m² °C.

Resultado: 99°C

2.10) Para la esterilización de botes de conserva alimenticios de 1 kg. se someten a la acción de vapor de agua, alcanzándose las condiciones de esterilidad al cabo de 10 minutos.

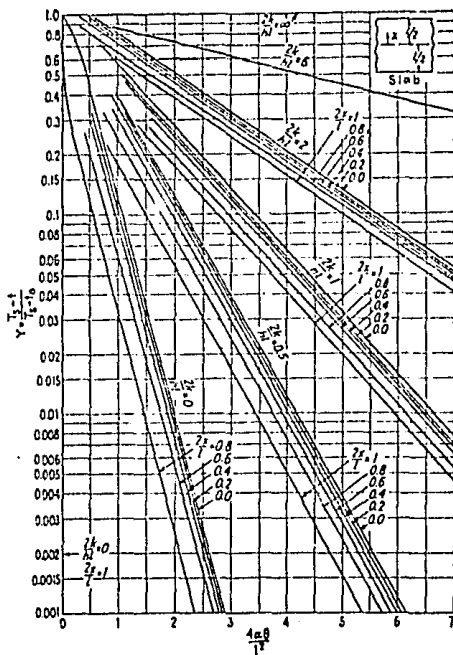
Calculese el tiempo necesario para lograr la esterilización de un bote de 2 kg. de igual forma y composición que el anterior, sometido a la acción del vapor de agua.

Respuesta: 16 minutos

2.11) Encuentre el grueso de la capa de asbesto que debe usarse para que la pared de un horno que está a 815°C , se mantenga así durante 1 hora, mientras que la otra pared permanece a menos de 150°C , siendo la temperatura ambiente de 38°C . Para este caso, la difusividad térmica es $0.00093 \frac{\text{m}^2}{\text{h}}$.

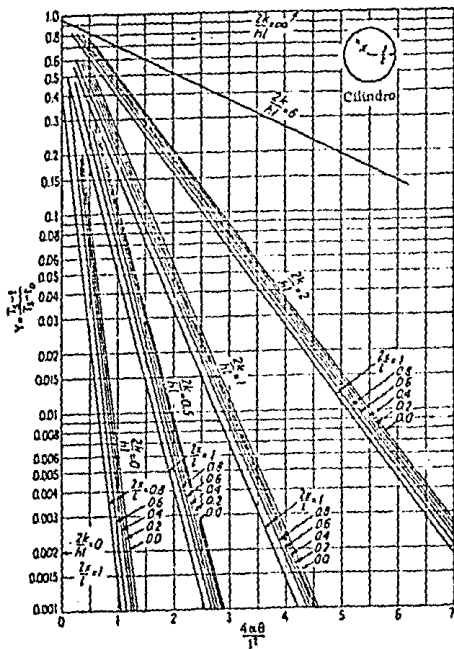
Resultado: 8 cm

A P E N D I C E A



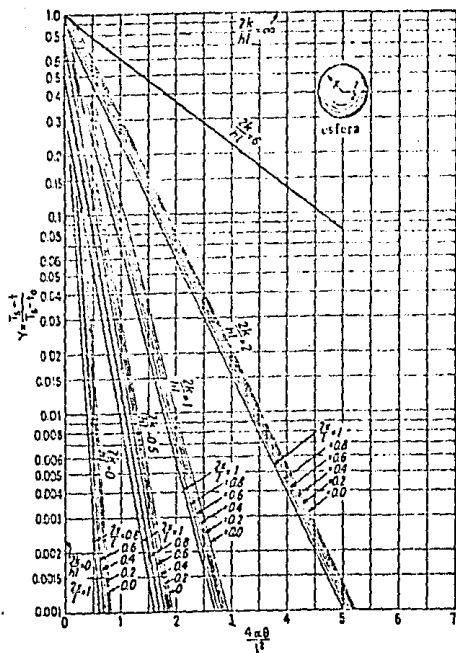
GRAFICA DE GOURNEY-LOURIE PARA PLACA

(Referencia Bibliográfica No.13)



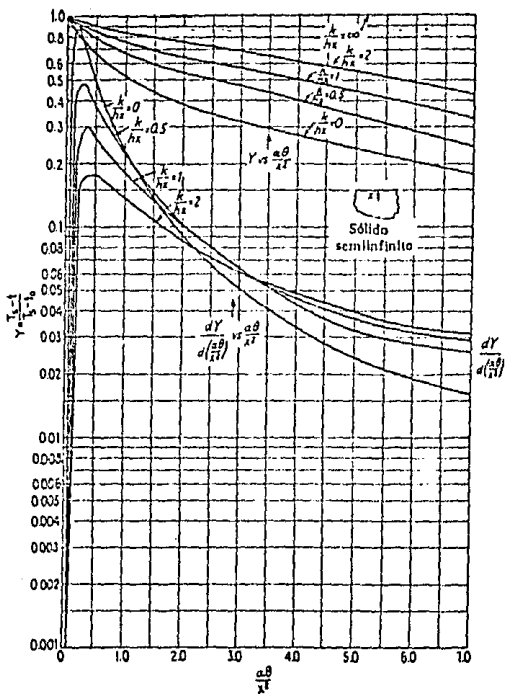
GRAFICA DE GOURNEY-LOURIE PARA CILINDRO

(Referencia bibliográfica No. 13)



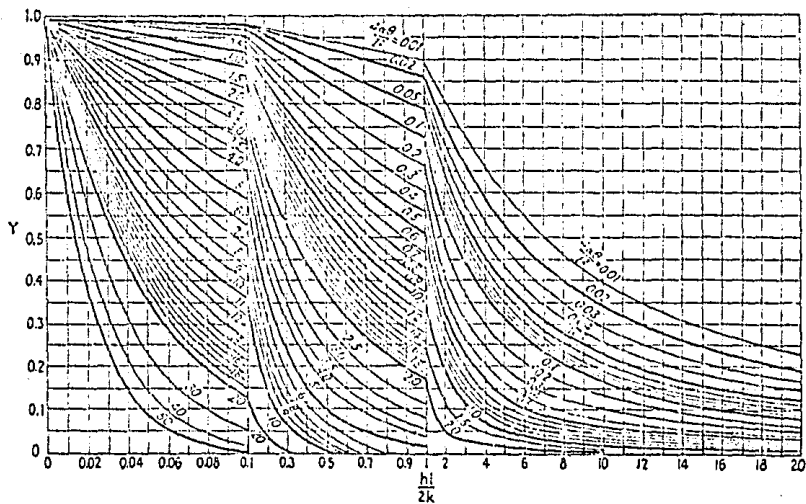
GRAFICA DE GOURNEY-LOURIE PARA ESFERA

(Referencia bibliográfica No. 13)



GRAFICA DE GOURNEY-LOURIE PARA SOLIDO INFINITO

(Referencia bibliográfica No. 13)



GRAFICA PARA DETERMINAR TEMPERATURAS EN LAS SUPERFICIES
DE FORMAS RECTANGULARES

(Referencia Bibliográfica No.13)

C A P I T U L O I I I

TRANSFERENCIA DE CALOR
POR CONVECCION

3.1) CONVECCION NATURAL.

El fenómeno de convección natural involucra el intercambio de calor entre un fluido y una frontera adyacente, cuando ocurre movimiento del fluido debido a las diferencias de densidad como resultado del intercambio de energía. Esencialmente, el espesor de las capas límite térmica e hidrodinámica es igual en la convección natural, ya que los gradientes de velocidad son el resultado de gradientes de temperatura.

La ecuación que representa lo antes mencionado se denomina Ley de Enfriamiento de Newton, que se vio en el capítulo anterior. (Ec. 2.14):

$$Q = h A \Delta T.$$

No obstante que el coeficiente de transferencia de calor en convección natural es relativamente bajo en comparación con el de convección forzada, como se verá más adelante, muchos dispositivos dependen enteramente de este modo de transferencia de calor para su correcto funcionamiento, tal es el caso en algunos transformadores eléctricos, tuberías, equipos expuestos al aire, radiadores para calefacción, etc.

Aún cuando el coeficiente de transferencia de calor por convección natural puede obtenerse analíticamente mediante la solución simultánea de las ecuaciones de continuidad, movimiento y energía, en geometrías relativamente sencillas, la tarea es enormemente compleja. Esta dificultad estriba en que las distribuciones de velocidad y de temperatura están íntimamente relacionadas la una de la otra. Por esto existen parámetros adimensionales significativos y correlaciones prácticas que se han desarrollado con la experiencia acumulada por muchos años y que sintetizan los cálculos para problemas de convección.

Algunos de los módulos adimensionales que se usan con frecuencia son el Número de Nusselt que relaciona la transferencia de calor por convección con la transferencia por conducción, así también está el Número

de Prandtl, que relaciona las propiedades de viscosidad y conductividad térmica del fluido y el Número de Grashof, que relaciona las fuerzas de rozamiento, inercia y flotación debida a la diferencia de densidades entre los distintos puntos del flujo no isotérmico.

3.1.1) Correlaciones para la transferencia de calor por convección natural en placas o paredes verticales.

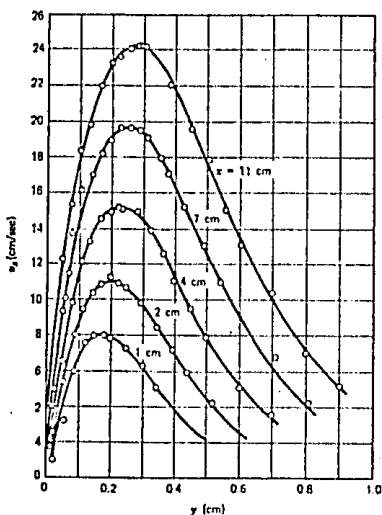
Existen varias correlaciones como las de Schmidt y Beckman, que obtuvieron en la investigación de una placa calentada de 12.5 cm de altura, encontraron que para un fluido con $Pr = 0.733$, los resultados eran

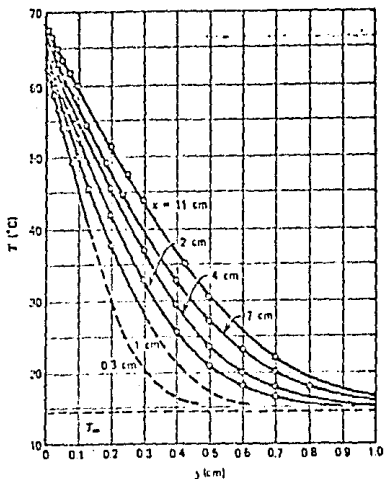
$$Nu = 0.359 (Gr)^{1/4} \quad (3.1)$$

Donde Gr es el Número de Grashof definido como:

$$Gr = \frac{\beta g L^3 \Delta T}{\nu^2}$$

A continuación se presentan los datos obtenidos en forma gráfica del experimento de Schmidt y Beckman:





Perfiles de velocidad y temperatura en el aire adyacente a una placa vertical.

Eckert y Jackson proponen una correlación de datos tanto para placas verticales como para cilindros que se presentan en la Figura 3.1, en la cual se grafica el número de Nusselt contra el producto del Grashof y el Prandtl. Las correlaciones son las siguientes:

$$\begin{aligned} \text{Si } Gr Pr < 10^9 & \quad \text{Flujo laminar} \\ Nu = 0.555 (Gr Pr)^{1/4} & \quad (3.2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Si } Gr Pr > 10^9 & \quad \text{Flujo turbulento} \\ Nu = 0.0210 (Gr Pr)^{2/5} & \quad (3.3) \end{aligned}$$

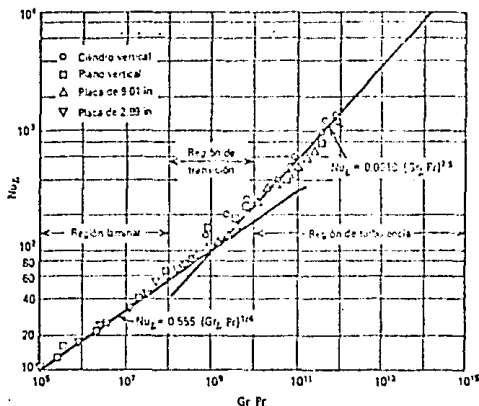


Fig. 3.1 Correlación de datos de convección natural para superficies verticales.

3.1.2) Correlaciones para placas y cilindros horizontales..Convección Natural.

Para el caso de placas con la cara hacia arriba caliente:

$$\text{Si } 2 \times 10^7 < Gr Pr < 3 \times 10^{10}$$

$$Nu = 0.14 (Gr Pr)^{1/3} \quad (3.4)$$

$$\text{Si } 10^5 < Gr Pr < 2 \times 10^7$$

$$Nu = 0.54 (Gr Pr)^{1/4} \quad (3.5)$$

Para planos calientes con la cara hacia abajo:

$$\text{Si } 3 \times 10^5 < Gr Pr < 3 \times 10^{10}$$

$$Nu = 0.27 (Gr Pr)^{1/4} \quad (3.6)$$

En el caso de los cilindros calentados tanto en líquidos como ga

ses:

Si el rango es $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9$

$$Nu = 0.53 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad (3.7)$$

Si $Gr \cdot Pr > 10^9$

$$Nu = 0.13 (Gr \cdot Pr)^{1/3} \quad (3.8)$$

Quando disminuye el diámetro del cilindro en los casos de un alambre el Número de Grashof tiende a ser muy pequeño, por lo que para los casos donde $(Gr \cdot Pr) < 10^4$ se utiliza la siguiente correlación:

$$Nu^3 e^{-6/Nu} = \frac{Gr \cdot Pr}{235} \quad (3.9)$$

o bien:

$$Nu = 1.09 (Gr \cdot Pr)^{1/6} \quad (3.10)$$

3.1.3) Correlaciones para otras geometrías en convección natural.

3.1.3.1) Esferas.

Para una esfera de diámetro D se usa la correlación de Froessling:

Si el producto de $Gr^{1/4} Pr^{1/3} > 200$:

$$\frac{hD}{k} = 2 + 0.6 Gr^{1/4} Pr^{1/3} \quad (3.11)$$

Si $Gr^{1/4} Pr^{1/3} < 200$

$$\frac{hD}{k} = 2 \quad (3.12)$$

3.1.3.2) Tubos.

Si $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^9$

$$Nu = 0.59 (Gr Pr)^{0.25} \quad (3.13)$$

$$Si \ 10^9 < Gr Pr < 10^{12}$$

$$Nu = 0.13 (Gr Pr)^{1/3} \quad (3.14)$$

3.1.4) Ecuaciones simplificadas para la transferencia de calor por convección natural del aire.

Para el caso de placas verticales y cilindros:

$$Si \ 10^9 < Gr Pr < 10^{12} \quad \delta \quad L > 0.4 \text{ m}$$

$$h = 1.127 (\Delta T)^{1/3} \quad (3.15)$$

$$Si \ 10^4 < Gr Pr < 10^9 \quad \delta \quad L < 0.4 \text{ m}$$

$$h = 1.12 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25} \quad (3.16)$$

En el caso de cilindros horizontales y placas:

$$Si \ 10^9 < Gr Pr < 10^{12}$$

$$h = 1.06768 (\Delta T)^{1/3} \quad (3.17)$$

$$Si \ 10^3 < Gr Pr < 10^9$$

$$h = 1.133 \left(\frac{\Delta T}{D_o} \right)^{0.25} \quad (3.18)$$

$$Si \ Gr Pr \text{ va de } 3 \times 10^5 \text{ a } 3 \times 10^{10}$$

$$h = 1.133 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25} \quad (3.19)$$

$$Si \ Gr Pr \text{ va de } 2 \times 10^7 \text{ a } 3 \times 10^{10}$$

$$h = 1.305 (\Delta T)^{1/3} \quad (3.20)$$

3.1.5) Convección natural en espacio limitado.

Para el caso de canales verticales:

$$Si \ 10^3 < Gr Pr < 2 \times 10^4$$

$$\frac{h x}{k} = 0.18 (Gr Pr)^{1/4} \left(\frac{L}{x} \right)^{-1/9} \quad (3.21)$$

$$\text{Si } 2 \times 10^4 < Gr Pr < 11 \times 10^6$$

$$Nu = 0.064 (Gr Pr)^{1/3} \left(\frac{L}{x}\right)^{-1/9} \quad (3.22)$$

Para el caso de canales horizontales:

$$\text{Si } 10^4 < Gr < 4 \times 10^5$$

$$Nu = 0.195 Gr^{1/4} \quad (3.23)$$

$$\text{Si } Gr > 4 \times 10^5$$

$$Nu = 0.068 Gr^{1/3} \quad (3.24)$$

3.2) CONVECCION FORZADA.

En los problemas prácticos de ingeniería es frecuente encontrar la transferencia de calor por convección forzada. Uno de los parámetros más fácilmente controlables en un caso de transferencia de calor que involucra un fluido es la razón de flujo del fluido a través de un tubo o junto a una superficie; a esos casos se les clasifica como de convección forzada.

Cuando un fluido fluye sobre una superficie sólida suceden ciertas cosas de interés. Si el cuerpo sólido representa una obstrucción, entonces el fluido debe cambiar su camino de flujo alrededor del cuerpo. Si el flujo es paralelo a una superficie sólida plana, entonces el efecto de la superficie se transmite dentro de cierta distancia en el fluido.

Una característica inicial que se debe tomar en cuenta para la interacción superficie-fluido es si el flujo es interno o externo. Para el flujo interno el fluido está limitado a fluir en un paso tal como un tubo circular o un ducto regular. Las paredes del paso comprenden la su-

perficie de interés en este caso. En el flujo externo el fluido no está confinado, sino que fluye sobre la superficie exterior de un cuerpo sólido. El flujo puede ser paralelo a una superficie plana, normal a un cilindro o con cualquier orientación relativa a un sólido de cualquier configuración geométrica.

3.2.1) Correlaciones para convección forzada en el flujo interno.

a) Flujo laminar.

Las correlaciones que se sugieren para los casos en que el fluido se transporte en tubos y ductos y que además presenten un régimen de comportamiento laminar, se describen a continuación:

$$Nu = 1.86 \left(Re Pr \frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3.25)$$

Donde las propiedades deben ser evaluadas a la temperatura promedio del fluido, excepto μ_s que está evaluada a la temperatura de la pared.

En el caso de fluidos poco viscosos, se empleará la siguiente correlación:

$$Nu = 1.75 \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left[Re Pr \left(\frac{D}{L} \right) (1 + 0.015 z)^{1/3} \right]^{1/3} \quad (3.26)$$

$$\text{Donde } z = \frac{L^2}{D^2} Gr Pr$$

b) Flujo turbulento.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (3.27)$$

En donde:

1) $n = 0.3$ si se está enfriando el fluido

- $n = 0.4$ si se está calentando el fluido.
- 2) Se evalúan todas las propiedades a la temperatura promedio del fluido.
 - 3) $Re > 10^4$
 - 4) $0.7 < Pr < 100$
 - 5) $\frac{L}{D} > 60$

Una correlación semejante empleando el número de Stanton - en vez del Nusselt y un exponente constante en el Prandtl.

$$St = 0.023 Re^{-0.2} Pr^{-2/3} \quad (3.28)$$

En que:

- 1) Se evalúa St a la temperatura promedio del fluido.
- 2) Se evalúa Re y Pr a la temperatura promedio de película.
- 3) $Re > 10^4$
- 4) $0.7 < Pr < 160$
- 5) $\frac{L}{D} > 60$

En el caso que se estén manejando gases y dado que el número de Prandtl es prácticamente constante e igual a 0.74, se puede emplear la ecuación:

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} \quad (3.29)$$

Para un rango de números de Prandtl mucho más grande que la ecuación (3.29), la expresión es:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3.30)$$

En donde:

- 1) Se evalúan todas las propiedades del fluido a la tempe

ratura promedio del mismo, excepto t_f que se evalúa a la temperatura de la pared.

- 2) $Re > 10^4$
- 3) $0.7 > Pr > 17,000$

Para condiciones en las cuales los líquidos presenten una alta conductividad térmica (metales fundidos) se sugiere:

$$h = \frac{k}{D} \left\{ 4.82 + \left[(0.0185) (Re Pr) \right]^{0.827} \right\} \quad (3.31)$$

Para el caso de flujo isotermo se hace uso de la correlación:

$$h = 0.023 \left(\frac{G^{0.8}}{D^{0.2}} \right) \left(\frac{C_p^{0.4} k^{0.6}}{\mu^{0.4}} \right) \quad (3.32)$$

Donde: G = masa velocidad.

Para el caso que el fluido sera agua se emplea la ecuación:

$$h = 2280 \frac{(1.352 + 0.0198 t) V^{0.8}}{D^{0.2}} \quad (3.32.1)$$

3.2.2) Correlaciones para convección forzada en flujo externo.

a) Flujo turbulento.

Para el caso que se manejen líquidos se recomienda usar:

$$Nu = Pr^{0.3} (0.35 + 0.47 Re^{0.52}) \quad (3.33)$$

y para el caso de gases:

$$Nu = 0.26 Pr^{1/3} Re^{0.6} \quad (3.34)$$

Para el caso del aire y gases diatómicos:

$$Nu = 0.32 + 0.43 Re^{0.52} \quad (3.35)$$

$$Nu = 0.24 Re^{0.6} \quad (3.36)$$

$$Nu = 0.45 + 0.33 Re^{0.56} \quad (3.37)$$

Para líquidos que se encuentran en movimiento en el espacio anular de dos tubos concéntricos, se recomienda:

$$\frac{h}{C_p G} = 0.029 \left(\frac{D_i G}{\mu} \right)^{-0.2} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{-2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \dots$$

$$\dots \left(\frac{D_o}{D_i} \right)^{0.15} \quad (3.38)$$

En la que: D_i y D_o son los diámetros interno y externo de la zona anular. Todas las ecuaciones anteriormente descritas deberán ser evaluadas a la temperatura promedio del fluido.

b) Flujo laminar.

Para líquidos con Reynolds comprendido entre 1 y 200:

$$Nu = 0.86 Pr^{0.3} Re^{0.43} \quad (3.39)$$

y para líquidos (con $Re > 200$) y gases ($0.1 < Re < 1000$):

$$Nu = 0.35 Pr^{0.3} + 0.47 Pr^{0.3} Re^{0.52} \quad (3.40)$$

Para las ecuaciones anteriores, se deberá emplear la temperatura promedio del fluido para ser evaluadas.

Para el caso particular del aire:

$$Nu = 0.24 Re^{0.6} \quad (3.41)$$

3.2.3) Correlaciones para convección mezclada.

En los casos en que se tenga una combinación de convección natural y forzada, se recomienda el uso de las siguientes correlaciones:

a) Flujo laminar.

$$Nu = (1.75) \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left[Gr + (0.0083) (GrPr)^{0.75} \right]^{1/3} \quad (3.42)$$

$$10^3 < Gr Pr \frac{D}{L} < 10^7$$

b) Flujo turbulento.

$$Nu = (4.69) Re^{0.27} Pr^{0.21} Gr^{0.07} \left(\frac{D}{L} \right)^{0.36}$$

$$10^6 < Gr Pr \frac{D}{L} < 10^9 \quad (3.43)$$

$$10^3 < Re < 10^5$$

Para los casos antes mencionados, se debe cumplir que:

$$Gr \cong Re^2$$

3.2.4) Correlaciones para fluidos que viajan por fuera de tubos y en dirección normal a bancos de tubos.

Para bancos de tubos de al menos 10 hileras de profundidad:

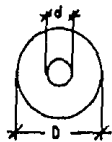
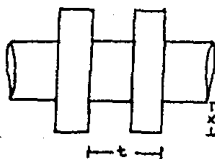
$$Nu = a \left(\frac{DG}{\mu} \right)^{0.6} \left(\frac{Cp \mu}{k} \right)^{1/3} \quad (3.44)$$

Donde:

a = 0.33 para arreglo triangular

a = 0.26 para tubos alineados.

Cuando los bancos de tubos tienen aletas transversales:



$$Nu = C \left(\frac{d}{t}\right)^{-0.54} \left(\frac{x}{t}\right)^{-0.14} Re^N Pr^{0.14} \quad (3.45)$$

Donde:

d = diámetro exterior del tubo en m

t = paso de la aleta en m

$x = \frac{D-d}{2}$; altura de la aleta en m

$c = 0.116$ y $N = 0.72$ arreglo rectangular

$c = 0.25$ y $N = 0.65$ arreglo triangular

La fórmula es aplicable para Re de 3000 a 2500 y para $3 < \frac{d}{t} < 4.8$

3.2.5) Enfriamiento ó calentamiento de líquidos usando camisa ó chaqueta.

Si el fluido va por el interior de los serpentines:

$$\frac{h_i D}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.44} \quad (3.46)$$

$$h_{is} = h_i \left(1 + 3.54 \frac{d}{D}\right) \quad (3.47)$$

Si se quiere determinar el coeficiente externo:

$$\frac{h_o D_t}{k} = a \left(\frac{Da^2 N \rho}{\mu}\right)^{2/3} \left(\frac{Cp \mu}{k}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (3.48)$$

Los valores de a , son:

Agitador	Superficie	a
Turbina	Chaqueta	0.62
Turbina	Serpentín	1.5
Paletas	Chaqueta	0.36
Paletas	Serpentín	0.87
Ancla	Chaqueta	0.46
Propela	Chaqueta	0.54
Propela	Serpentín	0.83

Donde:

D_t = diámetro del tanque

D_a = diámetro del agitador

N = velocidad del agitador en RPM.

3.2.6) Fluidos que se mueven dentro de cambiadores de calor de coraza y tubos:

$$\frac{h_o D_o}{k} = 0.36 \left(\frac{De G_s}{\mu} \right)^{0.55} (Pr)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3.49)$$

Donde:

$$G_s = \frac{W}{a_s} = \frac{kg}{hm^2}$$

$$a_s = \text{área de flujo transversal en tubos} \\ = \frac{(D_c) (C') (B)}{P_t}$$

B = espacio entre deflectores en m

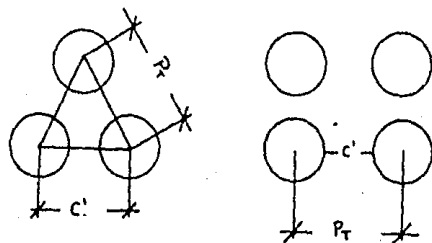
P_T = espacio entre tubos en m

D_c = diámetro interno de la coraza en m

De = diámetro equivalente en m

$$= \frac{4 (P_T^2 - \pi D_o^2 / 4)}{\pi D_o}$$

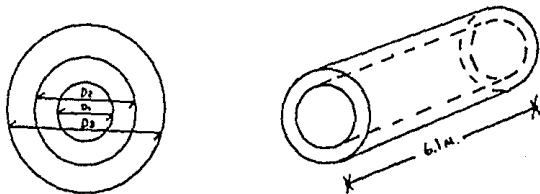
D_o = diámetro exterior del tubo en m



EJEMPLO 3.1

Se transporta vapor saturado por un tubo de acero de 5 cm de diámetro, calibre 80 con un recubrimiento de aislante de 3.81 cm de radio de 85 % de magnesia. Se necesita calcular la pérdida de calor por unidad de longitud del tubo aislado si la línea de vapor está (a) horizontal y (b) vertical, en una distancia de 6.1 metros. El tubo está en aire inmóvil a 4.5°C, la temperatura de saturación del vapor a 35.1 kg/cm² es de 241°C, para este caso se desprecia la resistencia por condensación.

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

Tubo de acero, 5 cm:	$D_1 = 4.925$ cm	VAPOR: $T_i = 241^\circ\text{C}$
	$D_2 = 6.032$ cm	$P = 35.1$ kg/cm ²
	$k_1 = 34.22$ kcal/mh°C	
	$L = 6.1$ m	AIRE: $T = 4.5^\circ\text{C}$
AISLANTE:	$k_2 = 0.0610$ kcal/mh°C	
	$D_3 = 13.622$ cm	

3) PLANTEAMIENTO.

$$Q = \frac{(\Delta T)_{\text{total}}}{\sum R_{\text{total}}} \quad \text{(I)} \quad Q = \frac{1}{h_o A_o} (T_o - T_i) \quad \text{(III) sólo convección.}$$

$$Q = \frac{T_i - T_e}{R_{\text{tubo}} + R_{\text{aislante}}} \quad \text{(II) sólo conducción}$$

$$G_R = \frac{\beta g \rho^2 D^3 \Delta T}{\mu^2}$$

$$Nu = \frac{h_o D}{k}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

4) CALCULOS.

4.1) Resistencias térmicas.

Tubo acero (conducción).

$$R_{\text{tubo}} = \frac{\ln \left(\frac{D_2}{D_1} \right)}{2 k_1 L} = \frac{\ln \left(\frac{6.032}{4.925} \right)}{2 \pi \left(34.22 \frac{\text{kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}} \right) (1 \text{ m})}$$

$$R_{\text{tubo}} = 9.429 \times 10^{-4} \frac{\text{h}^\circ\text{C}}{\text{Kcal}}$$

Aislante (conducción)

$$R_{\text{aislante}} = \frac{\ln \left(\frac{D_3}{D_2} \right)}{2 \pi k_2 L} = \frac{\ln \left(\frac{13.622}{6.032} \right)}{2 \pi \left(0.0610 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}} \right) (1 \text{ m})}$$

$$R_{\text{aislante}} = 2.1257 \frac{\text{h}^\circ\text{C}}{\text{Kcal}}$$

Superficie exterior (convección natural)

$$R_D = \frac{1}{h_o A_o} = \frac{1}{(h_o) (\pi) (13.622 \text{ cm} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}}) (1 \text{ m})}$$

$$R_D = \frac{2.3368}{h_o} \frac{\text{h}^\circ\text{C}}{\text{Kcal}}$$

4.2) Cálculo h_o y T_o por suposición (horizontal).

$$Q = \frac{(\Delta T)_{\text{total}}}{\sum R_{\text{total}}} = \frac{(241 - 4.5)}{2.1266 + \frac{2.3368}{h_o}} \quad (I)$$

$$Q = \frac{T_1 - T_0}{R_{\text{tubo}} + R_{\text{aisl.}}} = \frac{241 - T_0}{2.1266} \quad (\text{II})$$

$$Q = \frac{1}{h_0 A_0} = \frac{h_0}{2.3368} (T_0 - 4.5)^\circ\text{C}$$

Primer cálculo.

Suponer $T_0 = 38^\circ\text{C}$

Calcular Gr, Pr @ temperatura

de película 21°C .

Del Apéndice I:

$$\begin{aligned} \beta &= 3.4115 \times 10^{-3} \text{ }^\circ\text{C}^{-1} & C_p &= 0.238 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \\ \rho &= 1.2055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & k &= 0.02175 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}} \\ \mu &= 1.8148 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m seg}} \\ \nu &= 0.6516 \frac{\text{kg}}{\text{mh}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Gr &= \frac{\beta g \rho^2}{\mu^2} D^3 \Delta T = \frac{(3.415 \times 10^{-3})(9.81)(1.2055)^2}{(1.8148 \times 10^{-5})^2} \dots \\ &\dots \left(\frac{13.622 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right)^3 (38 - 4.5) \end{aligned}$$

$$Gr = 12.51 \times 10^6$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{(0.238)(0.06516)}{0.02175}$$

$$Pr = 0.7130$$

$$Nu = 0.53 (Gr Pr)^{1/4} = 0.53 \left[(12.51 \times 10^6)(0.7130) \right]^{1/4}$$

$$Nu = 28.96$$

$$Nu = \frac{h_0}{Dk}$$

$$\begin{aligned} h_0 &= \frac{k}{D} Nu \\ h_0 &= \frac{0.02175 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}}}{13.622 / 100 \text{ m}} (28.96) \end{aligned}$$

$$h_o = 4.6239 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$$

De la ecuación (I)

$$Q = \frac{241 - 4.5}{2.1266 + \frac{2.3368}{4.6239}} = 89.85 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}}$$

De la ecuación (II)

$$Q = \frac{241 - T_o}{2.1266}$$

$$T_o = 49.91^\circ\text{C}$$

Segundo cálculo.

Usando el valor de T_o obtenido para una segunda serie de cálculos:

$$G_r = 15 \times 10^6$$

$$P_r = 0.708$$

$$Nu = 30.3$$

$$h_o = 4.837$$

$$Q = 90.62 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}}$$

$$T_o = 48.28^\circ\text{C}$$

Por lo tanto:

$$T_{\text{sup}} = 49.91 \approx 48.28 = T_o$$

$$89.85 \approx 90.62 = Q$$

4.3) h_o y T_o por suposición (vertical).

Primer cálculo.

Suponer $T_o = 49^\circ\text{C}$. Calcular Gr Pr @ temperatura de película 4.5°C

Del Apéndice I:

$$Q = \frac{T_i - T_o}{R_{\text{tubo}} + R_{\text{aisl.}}} = \frac{241 - T_o}{2.1266} \quad (\text{II})$$

$$Q = \frac{1}{h_o A_o} = \frac{h_o}{2.3368} (T_o - 4.5)^\circ\text{C}$$

Primer cálculo.

Suponer $T_o = 38^\circ\text{C}$
de película 21°C .

Calcular Gr, Pr @ temperatura

Del Apéndice I:

$$\begin{aligned} \beta &= 3.4115 \times 10^{-3} \text{ }^\circ\text{C}^{-1} & C_p &= 0.238 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \\ \rho &= 1.2055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & k &= 0.02175 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}} \\ \mu &= 1.8148 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m seg}} \\ \mu &= 0.6516 \frac{\text{kg}}{\text{mh}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Gr &= \frac{\beta g \rho^2 D^3 \Delta T}{\mu^2} = \frac{(3.415 \times 10^{-3}) (9.81) (1.2055)^2}{(1.8148 \times 10^{-5})^2} \dots \\ &\dots \left(\frac{13.622 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right)^3 (38 - 4.5) \end{aligned}$$

$$Gr = 12.51 \times 10^6$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{(0.238) (0.6516)}{0.02175}$$

$$Pr = 0.7130$$

$$Nu = 0.53 (Gr Pr)^{1/4} = 0.53 \left[(12.51 \times 10^6) (0.7130) \right]^{1/4}$$

$$Nu = 28.96$$

$$Nu = \frac{h_o D}{k}$$

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{k}{D} Nu \\ h_o &= \frac{0.02175 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}}}{100 \text{ m}} (28.96) \end{aligned}$$

$$\beta = 3.66 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1} \quad C_p = 0.237 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

$$\rho = 1.093 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad k = 0.0240 \frac{\text{Kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$$

$$\mu = 1.951 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m s}} = 0.070236 \frac{\text{kg}}{\text{m h}}$$

$$\text{Gr} = \frac{(3.66 \times 10^{-3})(9.81)(1.093)^2}{(1.951 \times 10^{-5})^2} (6.1 \text{ m})^3 (49 - 4.5)$$

$$\text{Gr} = 1.13 \times 10^{12}$$

$$\text{Pr} = \frac{(0.237)(0.070236)}{0.0240}$$

$$\text{Pr} = 0.70$$

$$\text{Nu} = 0.021 (\text{Gr Pr})^{2/5}$$

$$= 0.021 \left[(1.13 \times 10^{12})(0.70) \right]^{2/5}$$

$$\text{Nu} = 1207$$

$$h_o = \frac{k}{L} \text{Nu}$$

$$h_o = \frac{0.024}{6.1} (1207)$$

$$h_o = 4.75 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

De la ecuación (I)

$$Q = \frac{241 - 4.5}{2.1266 + \frac{2.3368}{4.75}}$$

$$Q = 90.31 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}}$$

De la ecuación (II)

$$Q = \frac{241 - T_o}{2.1266}$$

$$T_o = 48.93^\circ\text{C}$$

Por lo tanto

$$T_{\text{sup}} = 49 \approx 48.93^\circ\text{C} = T_o$$

5) RESULTADOS

a) Horizontal

$$Q = 90.62 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}}$$

$$T_0 = 48.28^\circ\text{C}$$

b) Vertical

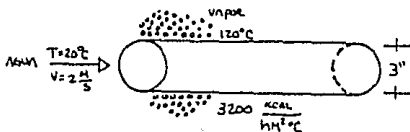
$$Q = 90.31 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}}$$

$$T_0 = 48.93^\circ\text{C}$$

EJEMPLO 3.2

Se tiene vapor de agua a 120°C condensándose sobre un tubo de hierro de 3", en el extremo frío del tubo. Si por ese extremo penetra agua a 20°C y si tiene una velocidad de 2 m/seg, calcule el coeficiente de convección para el agua en el extremo frío del tubo, si el coeficiente de condensación es de $3200 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$.

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

Del Apéndice I

Tubo 3" $D_i = 77.9 \text{ mm}$

$$D_o = 88.9 \text{ mm}$$

Fluido Agua @ 20°C

$$C_p = 0.9995 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$\rho = 998.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu = 1.009 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m seg}}$$

$$k = 0.517 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}}$$

3) PROCEDIMIENTO.

3.1) Identificar el tipo de flujo por medio del Número de Reynolds.

$$Re = \frac{Dv\rho}{\mu}$$

3.2) Emplear las ecuaciones para flujo turbulento y flujo laminar.

4) CALCULOS.

4.1) Tipo de flujo:

$$Re = \frac{(0.0779 \text{ m}) (2 \frac{\text{m}}{\text{seg}}) (998.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})}{1.009 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m seg}}}$$

$$Re = 1.5413 \times 10^5$$

∴ Flujo turbulento.

4.2) Cálculo del coeficiente por:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

4.2.1) Número de Prandtl.

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{(0.9995 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}) (1.009 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m seg}})}{0.517 \frac{\text{Kcal}}{\text{m h}^\circ\text{C}}} \dots$$

$$\dots \frac{(3600 \frac{\text{seg}}{\text{h}})}{1 \text{ h}}$$

$$Pr = 7.02$$

4.2.2) Número de Nusselt.

n = 0.4 para fluido calentándose.

$$Nu = 0.023 (1.5413 \times 10^5)^{0.8} (7.02)^{0.4}$$

$$Nu = 708.88$$

$$Nu = \frac{h D}{k}$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

$$h_2 = \frac{(708,88) (0,517 \text{ Kcal/mh}^\circ\text{C})}{(0,0779 \text{ m})} = 4704 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

4.3) Usando otra ecuación:

$$h = 2280 \frac{(1,352 + 0,0198 T) V^{0,8}}{D^{0,2}}$$

$$h = 2280 \frac{1,352 + 0,0198 (20^\circ\text{C}) \left(2 \frac{\text{m}}{\text{seg}}\right)^{0,8}}{(7,79 \text{ cm})^{0,2}}$$

$$h = 4602 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$$

5) RESULTADOS.

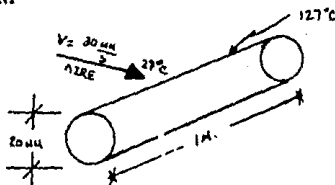
$$5.1) h = 4704 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$$

$$5.2) h = 4602 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$$

EJEMPLO 3.3

Se tiene un tubo horizontal de 20 mm de diámetro por el cual pasa una corriente de aire a través de este a 30 mm/seg. Si la temperatura del tubo es de 127°C y la temperatura de la corriente de aire es de 27°C, calcule la transferencia de calor si la longitud del tubo es de 1 m.

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

Del Apéndice I

Tubo

$$D_i = 0.02 \text{ m}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

$$T_s = 127^\circ\text{C}$$

Aire

$$V = 0.030 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$T = 27^\circ\text{C}$$

$$k = 0.0225 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$$

$$\nu = 1.55 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

$$\mu = 1.84 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m seg}}$$

$$\text{Pr} = 0.6985$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Número de Reynolds.

$$\text{Re} = \frac{V D}{\nu}$$

3.2) Número de Grashof.

$$\text{Gr} = \frac{g \beta (T_s - T) D^3}{\nu^2}$$

3.3) Régimen de flujo.

$$\text{Gr Pr} \frac{D}{L}$$

3.4) Número de Graetz.

$$\text{Gz} = \text{Re Pr} \frac{D}{L}$$

3.5) Número de Nusselt.

Dependiendo del tipo de Régimen.

3.6) Flujo de calor.

$$Q = h A \Delta T$$

4) CALCULOS.

4.1) Reynolds y Grashof.

$$Re = \frac{(0.030 \frac{m}{seg}) (0.02 m)}{1.55 \times 10^{-5} \frac{m^2}{seg}} = 38.71$$

Del Apéndice I

$$\textcircled{a} 27^\circ C \quad \beta = 3.38 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ C^{-1}$$

$$Gr = \frac{(9.81 \frac{m}{seg^2}) (3.38 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ C^{-1}) (127 - 27) \text{ } ^\circ C (0.02)^3 m}{(1.55 \times 10^{-5} \frac{m^2}{seg})^2}$$

$$Gr = 1.10 \times 10^5$$

4.2) Régimen de flujo y Número de Graetz.

$$GrPr \frac{D}{L} = (1.10 \times 10^5) (0.6985) (\frac{0.02 m}{1 m}) = 1536.7$$

Con Re 38.71

∴ Régimen laminar

Convección mezclada.

$$Gz = (38.71) (0.6985) (\frac{0.02}{1})$$

$$Gz = 0.5408$$

4.3) Número de Nusselt.

$$Nu = \frac{h D}{k} = 1.75 \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left[Gz + (0.0083) (GrPr)^{0.75} \right]^{1/3}$$

Del Apéndice I @ 127°C

$$\mu = 2.28 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \text{ } ^\circ C}$$

$$Nu = (1.75) \left(\frac{1.84 \times 10^{-5}}{2.28 \times 10^{-5}} \right)^{0.14} \left[0.5408 + (0.0083) \dots \right. \\ \left. \dots (76,835)^{0.75} \right]^{1/3}$$

$$= 5.75$$

$$h = \frac{k}{D} Nu$$

$$h = \frac{0.0225 \text{ Kcal/m}^2\text{C}}{0.02 \text{ m}} \quad (5.75)$$

$$h = 6.468 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{C}}$$

4.4) Flujo de calor para 1 m de longitud.

$$Q = (6.468 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{C}}) \pi (0.02 \text{ m}) (1 \text{ m}) \cdot (127 - 27) \text{C}$$

$$Q = 40.64 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

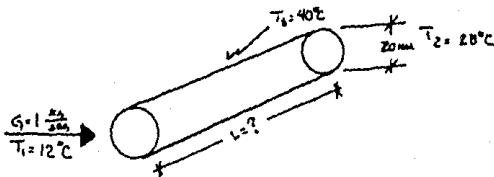
5) RESULTADOS.

$$Q = 40.64 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

EJEMPLO 3.4

En una tubería de acero fluye mercurio líquido a una velocidad de 1 kg/seg. La tubería tiene un diámetro interno de 20 mm. El mercurio entra a la tubería a 12°C y es calentado a 28°C como va fluyendo a través del tubo. Para un flujo constante de calor en la pared del tubo el cual tiene una temperatura promedio de 40°C. Determinar la longitud del tubo requerido para llevar a cabo dicha operación.

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

Mercurio

Tubo

$$G = 1 \frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$$

$$DI = 20 \text{ mm}$$

$$T_1 = 12^\circ\text{C}$$

$$T_s = 40^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 28^\circ\text{C}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Evaluar la conductividad del metal.

3.2) Coeficiente de transferencia.

$$h = \frac{k}{D} \left\{ 4.82 + \left[(0.0185) \text{Re Pr} \right]^{0.827} \right\}$$

3.3) Longitud del tubo.

$$Q = h \pi D L (\Delta T)$$

4) CALCULOS.

4.1) Conductividad del metal (mercurio).

$$T = \frac{12 + 28}{2} = 20^\circ\text{C}$$

Del Apéndice I

$$k = 7190 \times 10^{-3} \frac{\text{Kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}} \quad \therefore \text{ALTA } \mu = 1.6 \text{ Ctp}$$

$$C_p = 0.03327 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}}$$

4.2) Coeficiente de transferencia

$$\text{Re} = \frac{Dv}{\mu} = \frac{G D}{\mu} = \frac{\left(1 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right) (0.02 \text{ m})}{(1.6 \text{ Ctp}) \times 3.6 \frac{\text{kg}}{\text{h m}}}$$

$$Re = 12.5$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{(0.03327 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}) (1.6 \text{ CTP} \times 3.6 \frac{\text{Kg}}{\text{lm}})}{7.19 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}}}$$

$$Pr = 0.02665$$

$$h = \frac{7.19 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^\circ\text{C}}}{0.02 \text{ m}} \left\{ 4.82 + \left[(0.0185) (12.5) (0.02665) \right]^{0.827} \right\}$$

$$h = 1735.47 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}}$$

4.3) Longitud requerida.

4.3.1) Calor ganado por el mercurio.

$$Q = m C_p (T_2 - T_1) = (1 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}) (0.03327 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}) (28 - 12)^\circ\text{C}$$

$$Q = 0.5323 \frac{\text{Kcal}}{\text{seg}} = 1916.35 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$L = \frac{Q}{h \pi D (T_s - T)} = \frac{1916.35 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{\pi (1735.47 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}}) (0.02 \text{ m}) (40 - 20)^\circ\text{C}}$$

$$L = 0.8787 \text{ m}$$

5) RESULTADOS.

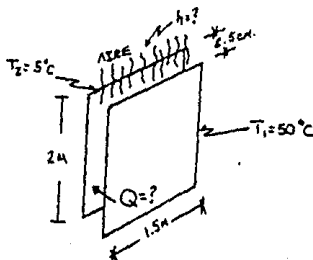
$$L = 0.8787 \text{ m}$$

EJEMPLO 3.5

Se tienen dos placas verticales paralelas entre sí y separadas 2.5

cm de distancia. Dichas placas tienen las siguientes dimensiones: 2 m de altura, por 1.5 m de lado y las temperaturas a las que se encuentran, dichas placas son 50°C y 5°C. Si existe aire entre las dos placas, estime cuál sería el coeficiente de transferencia y el flujo de calor a través de este espacio.

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

$$T_2 = 5^\circ\text{C} \quad Q = ?$$

$$T_1 = 50^\circ\text{C} \quad h = ?$$

$$A = 2\text{ m}$$

$$L = 1.5\text{ m}$$

$$d = 2.5\text{ cm}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Coeficiente de transferencia por:

$$Nu = \frac{h d}{k} = 0.18 Gr^{1/4} \left(\frac{A}{d} \right)^{-1/9}$$

3.2) Número de Grashof.

$$Gr = \frac{g \beta (T_1 - T_2) d^3}{\nu^2}$$

3.3) Flujo de calor.

$$Q = h A (T_1 - T_2)$$

4) CALCULOS.

4.1) Número de Grashof.

A temperatura promedio.

$$\bar{T} = \frac{T_2 + T_1}{2} = \frac{50 + 5}{2} = 27.5^\circ\text{C}$$

Del Apéndice I.

Para el aire @ 27.5°C

$$k = 0.0225 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}}$$

$$g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}$$

$$\nu = 1.5767 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

$$\beta = 0.0033^\circ\text{C}^{-1}$$

$$\text{Gr} = \frac{(9.81 \text{ m/seg}^2) (0.0033^\circ\text{C}^{-1}) (50 - 5)^\circ\text{C} (0.025 \text{ m})^3}{(1.5767 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}})^2}$$

$$\text{Gr} = 9.1331 \times 10^4 \quad \therefore \quad \text{Flujo laminar } (2 \times 10^3 \leq \text{Gr} \leq 2 \times 10^5)$$

4.2) Coeficiente de transferencia.

$$\text{Nu} = \frac{h D}{k} = 0.18 (9.1331 \times 10^4)^{1/4} \left(\frac{2 \text{ m}}{0.025 \text{ m}} \right)^{-1/9}$$

$$\frac{h D}{k} = 1.92$$

$$h = \frac{1.92 \cdot 0.0225 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}}{0.025 \text{ m}}$$

$$h = 1.728 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}}$$

4.3) Flujo de calor.

$$Q = 1.728 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}} (2 \text{ m} \times 1.5 \text{ m}) (50 - 5) ^\circ\text{C}$$

$$Q = 233.28 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

5) RESULTADOS.

$$h = 1.728 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}}$$

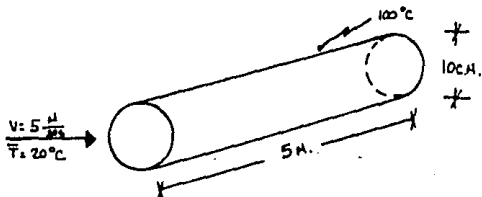
$$Q = 233.78 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

EJEMPLO 3.6

En un sistema de enfriamiento se tiene glicol como refrigerante. Este es introducido en un tubo de cobre de 5 m de largo y con un diámetro de 10 cm y fluye a una velocidad aproximada de 5 m/seg.

Si la pared del tubo es mantenida a una temperatura de 100°C, ¿cuál será la velocidad de transferencia de calor si la temperatura promedio del glicol es de 20°C?

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

Glicol

Tubo

$$V = 5 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$D = 10 \text{ cm}$$

$$\bar{T} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$L = 5 \text{ m}$$

3) PLANTEAMIENTO.

- 3.1) Evaluar la magnitud de los Números de Re y Pr.
- 3.2) Para flujo interno, aplicar correlación más acertada a los números de Re y Pr.
- 3.3) Coeficiente de transferencia.
- 3.4) Flujo de calor.

$$Q = h A (T_s - T_f)$$

4) CALCULOS.

4.1) Reynolds y Prandtl.

Del Apéndice I a 20 °C para glicol.

$$\mu = 23 \text{ ctp}$$

$$C_p = 0.58 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg } ^{\circ}\text{C}}$$

$$k = 0.228 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh } ^{\circ}\text{C}}$$

$$\rho = 0.684 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$$

$$Re = \frac{(0.1 \text{ m}) (5 \text{ m/seg}) \times 3600 \text{ seg/l h} (0.684 \text{ g/cm}^3)}{(23 \text{ ctp}) (3.6 \frac{\text{kg}}{\text{h m}})} \times \dots$$

$$\dots \text{kg}/1000 \text{ g} \times (100 \text{ cm})^3 / 1 \text{ m}^3$$

$$Re = 1.49 \times 10^4$$

$$Pr = \frac{(0.58 \text{ Kcal/kg } ^\circ\text{C}) (23 \text{ ctg}) (3.6 \text{ kg/h m})}{0.228 \frac{\text{Kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}}$$

$$Pr = 210.63$$

4.2) Coeficiente de transferencia.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

Del Apéndice I μ_s a 100°C

$$\mu_s = 1.9 \text{ ctg}$$

$$Nu = \frac{h D}{k} = 0.023 (1.49 \times 10^4)^{0.8} (210.63)^{1/3} \left(\frac{23}{1.9} \right)^{0.14}$$

$$\frac{h D}{k} = 423.06$$

$$h = \frac{(423.06) (0.228 \text{ Kcal/mh } ^\circ\text{C})}{(0.1 \text{ m})}$$

$$h = 964.58 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$$

4.3) Flujo de calor.

$$Q = (964.58 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}) \pi (0.1 \text{ m}) (5 \text{ m}) (100 - 20) ^\circ\text{C}$$

$$Q = 121,212 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

5) RESULTADOS.

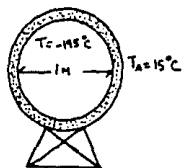
$$Q = 121,212 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

EJEMPLO 3.7

Un tanque esférico de 1 m de diámetro contiene oxígeno a -195°C . Este tanque está cubierto con 5.08 cm de fibra de vidrio. Determine la cantidad de calor perdida por conducción y convección si el tanque está rodeado por aire a 15°C .

El tanque está construido de acero inoxidable de 0.3175 cm de grueso y su conductividad térmica es $14 \text{ kcal}/\text{m}^{\circ}\text{C}$ y la de la fibra de vidrio de $0.0327 \text{ kcal}/\text{m}^{\circ}\text{C}$.

1) TRADUCCION:



2) DATOS.

$$D_{\text{tanque}} = 1 \text{ m}$$

$$\text{Espesor aislante} = 5.08 \text{ cm}$$

$$T = -195^{\circ}\text{C}$$

$$T_A = 15^{\circ}\text{C}$$

$$k_{\text{acero}} = 14 \text{ kcal}/\text{m}^{\circ}\text{C}$$

$$k_{\text{aislante}} = 0.0327 \text{ kcal}/\text{m}^{\circ}\text{C}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Calor.

$$Q = \frac{\Delta T}{\Sigma R} :$$

$$R_{\text{esfera}} = \frac{r_1 - r_2}{(r_2 r_1) k 4\pi}$$

$$R_{\text{aire}} = \frac{1}{h_c A}$$

3.2) Coeficiente por convección.

$$\frac{h D}{k} = 2 + 0.6 Gr^{1/4} Pr^{1/3}$$

4) CALCULOS.

4.1) Coeficiente de convección.

Suponiendo para el aire que la temperatura de superficie es 0°C , la temperatura de película es:

$$T_p = \frac{0 + 15}{2} = 7.5^{\circ}\text{C}$$

① 7.5°C :

$$Gr = 2.85 \times 10^9 ; Pr = 0.71$$

$$\frac{hc (1 \text{ m})}{0.0208 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}} = 2 + 0.6(2.85 \times 10^9)^{0.25} (0.71)^{0.333}$$

$$h_c = 2.614 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}$$

4.2) Calor.

$$Q = \frac{15 - (-195)^{\circ}\text{C}}{\frac{0.503175 - 0.5}{0.503175 (0.5)^{14} (\pi)^4} + \frac{0.553975 - 0.503175}{4(0.553975)(0.503175)}} \dots$$

$$\dots \frac{1}{\frac{(0.0327)\pi}{2.614 (3.8564)}}$$

$$Q = 386.9 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Comprobando la temperatura supuesta de la pared:

$$386.9 = \frac{T_s - (-195)}{7.17 \times 10^{-5} + 0.4435}$$

$$T_s = -23.38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Realizando un nuevo cálculo con la temperatura de superficie obtenida, tenemos:

$$T_p = \frac{-23.38 \text{ } ^\circ\text{C} + 15 \text{ } ^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_p = -4.19 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\textcircled{a} \quad -4.19 \text{ } ^\circ\text{C} \quad Gr = 5.044 \times 10^9; \quad Pr = 0.721$$

$$\frac{h (1 \text{ m})}{0.0196 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^\circ\text{C}}} = 2 + 0.6 (5.044 \times 10^9)^{0.25} (0.721)^{0.333}$$

$$h = 2.8494 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^\circ\text{C}}$$

Por lo tanto:

$$Q = \frac{15 - (-195) \text{ } ^\circ\text{C}}{(7.17 \times 10^{-5}) + 0.4435 + \frac{1}{(2.8494)(3.8564)}}$$

$$Q = 392.83 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

5) RESULTADO.

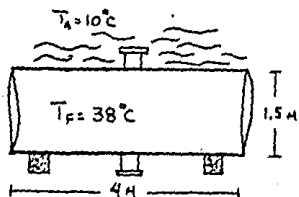
$$Q = 392.83 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

EJEMPLO 3.8

Un tanque cilíndrico horizontal de 1.5 m de diámetro y 4 m de largo, se usa para almacenar un fluido a 38°C. El tanque no está aislado, pero está protegido del viento.

Si la temperatura del aire circundante está a 10°C, obtenga el calor perdido por convección natural que se deberá suministrar al fluido para que este permanezca a 38°C.

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

$$T_A = 10^\circ \text{C}$$

$$T_F = 38^\circ \text{C}$$

$$D = 1.5 \text{ m}$$

$$L = 4 \text{ m}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Pérdidas de calor.

$$Q = h A \Delta T$$

3.2) Coeficiente de transferencia de calor.

$$h = 1.133 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{0.25}$$

4) CALCULOS.

4.1) Coeficientes.

$$h = 1.133 \left(\frac{38 \text{ }^\circ\text{C} - 10 \text{ }^\circ\text{C}}{1.5 \text{ m}} \right)^{0.25}$$

$$h = 2.355 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

4.2) Área del tanque.

$$A = 2 r \pi (r + L)$$

$$A = 2 (0.75 \text{ m}) (\pi) (0.75 \text{ m} + 4 \text{ m})$$

$$A = 22.38 \text{ m}^2$$

4.3) Calor perdido.

$$Q = \left(2.355 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^2 \text{ }^\circ\text{C}} \right) (22.38 \text{ m}^2) (38 \text{ }^\circ\text{C} - 10 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$Q = 1.476 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

4) RESULTADO.

$$Q = 1.476 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

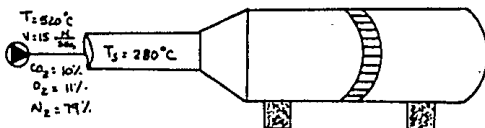
Ejemplo 3.9

Gases de combustión son introducidos por un conducto de 14.1 cm de diámetro a un secador rotatorio en el cual se encuentra secándose con dichos gases sulfato de Amonio. Los gases viajan a una velocidad de 15 m por segundo y a una temperatura de 520°C. La mezcla de gases está compuesta por CO₂, 10 %; O₂, 11 % y 79 % de N₂, que tiene una viscosidad de

3.62×10^{-5} kg/m seg. La densidad de la mezcla es $0.552 \text{ kg/m}^3 @ 400^\circ\text{C}$ y el C_p es $0.263 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$.

Se desea saber cuál es el coeficiente de convección en la superficie interna del conducto si la temperatura de este es 280°C y la conductividad térmica @ 400°C es $0.044 \text{ kcal/m}^\circ\text{C}$. La presión de los gases es 120 mm de agua manométrico (barométrico 750). Además, calcule la cantidad de calor perdido por hora y metro lineal del conducto.

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

$$T_{\text{gases}} = 520^\circ\text{C}$$

$$T_s = 280^\circ\text{C}$$

$$V = 15 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$D = 14.1 \text{ cm}$$

$$\text{CO}_2 = 10\%$$

$$k = 0.044 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

$$\text{O}_2 = 11\%$$

$$P = 120 \text{ mm de agua}$$

$$\text{N}_2 = 79\%$$

$$\mu = 3.62 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{seg m}}$$

$$\rho = 0.552 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$C_p = 0.263 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Número de Reynolds y Prandtl.

$$Re = \frac{D V \rho}{\mu}$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

3.2) Coeficiente de transferencia de calor.

$$Nu = 0.023 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.3}$$

3.3) Calor perdido.

$$Q = h A \Delta T$$

4) CALCULOS.

4.1) Reynolds y Prandtl.

$$Re = \frac{(15 \text{ m/seg}) (0.141 \text{ m}) (0.552 \text{ kg/m}^3) (673 \text{ }^\circ\text{K})}{(3.62 \times 10^{-5} \text{ k/m seg}) (793 \text{ }^\circ\text{K})}$$

$$Re = 27,370$$

$$Pr = \frac{(0.263 \text{ Kcal/kg }^\circ\text{C}) (3.62 \times 10^{-5} \text{ kg/m seg}) (3600 \text{ seg/1 h})}{0.044 \text{ kcal/mh }^\circ\text{C}}$$

$$Pr = 0.77$$

4.2) Coeficiente.

$$\frac{h D}{k} = 0.023 (27,370)^{0.8} (0.77)^{0.3}$$

$$\frac{h D}{k} = 75.42$$

$$h = \frac{(75.42) (0.044 \text{ kcal/m}^2\text{°C})}{0.141 \text{ m}}$$

$$h = 23.53 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}}$$

4.3) Calor perdido.

$$Q = (23.53 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}}) (\pi) (0.141 \text{ m}) (1 \text{ m}) (520 - 280^{\circ}\text{C})$$

$$Q = 2,501 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

5) RESULTADO.

$$h = 23.53 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}}$$

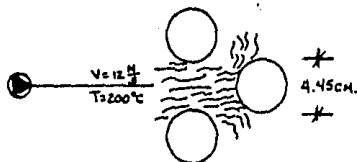
$$Q = 2,501 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

EJEMPLO 3.10

Un calentador de aire está formado por un banco de tubos en arreglo triangular y cuyo diámetro es de 4.45 cm. El fluido calentador pasa por el interior de los tubos y el aire al calentarse a presión atmosférica pasa los tubos en dirección transversal, formando un ángulo de 90°

Calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado del aire si su temperatura media es de 200 °C y su velocidad en la sección estrecha del haz es de 12 m/s.

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

$$T = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$D = 4.45 \text{ cm}$$

$$V = 12 \text{ m/s}$$

3) MANTENIMIENTO.

3.1) Coeficientes de transferencia de calor.

$$Nu = a \left(\frac{D G}{\mu} \right)^{0.6} \left(\frac{C_p \mathcal{M}}{k} \right)^{1/3}$$

$$a = 0.33 \quad \text{Arreglo triangular.}$$

4) CALULOS.

4.1) Propiedades del aire @ 200 °C.

Del Apéndice I.

$$\rho = 0.746 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mathcal{M} = 2.582 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

$$k = 0.0336 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m } ^\circ\text{C}}$$

$$C_p = 0.236 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

4.2) Coeficiente de transferencia de calor.

$$Nu = 0.33 \left[\frac{(0.0445 \text{ m}) (12 \frac{\text{m}}{\text{s}}) (0.746 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})}{2.582 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}} \right]^{0.6} \dots \dots$$

$$\dots \dots \left[\frac{(0.236 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}) (2.58 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}) (3600)}{0.0336 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m } ^\circ\text{C}}} \right]^{1/3}$$

$$\frac{h D}{k} = 93.25$$

$$h = \frac{(93.25) (0.0336 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m } ^\circ\text{C}})}{(0.0445 \text{ m})}$$

$$h = 70.41 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 ^\circ\text{C}}$$

5) RESULTADO.

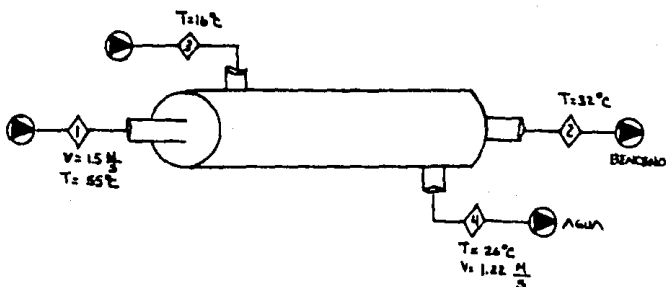
$$h = 70.41 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 ^\circ\text{C}}$$

EJEMPLO 3.11

Se envía benceno de 55 °C a 32 °C en el tubo interno de un intercambiador. El cambiador de calor consiste en una tubería interna de 7/8 de pulgada 16 BWG de cobre y encaquetado con un tubo de acero de 1.5 pulgadas óschula 40.

La velocidad lineal del benceno en los tubos es de 1.5 m/s. Por la chaqueta fluye agua a 16 °C y sale a 26 °C a una velocidad de 1.22 m/s. Obtenga el coeficiente de transferencia de calor por convección del agua y del benceno.

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

	Benceno	Agua
D_c	$7/8$ in	-
	16 BWG	
D_c	1.5 in	
	Cl 40	
V	1.5 m/s	1.22 m/s
T_1	55 °C	$T_3 = 16$ °C
T_2	32 °C	$T_4 = 26$ °C

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Coeficientes de transferencia de calor.

Para el benceno.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$$

Para el agua.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

4) CALCULOS.

4.1) Diámetros de tuberías.

Del Apéndice III.

Tubo

$$D_i = 0.745'' = 0.018923 \text{ m}$$

Coraza.

$$D_i = 1.610'' = 0.04089 \text{ m}$$

4.2) Propiedades de los fluidos. @ temperatura media.

Del Apéndice I.

$$\bar{T}_{\text{benceno}} = \frac{55 \text{ }^\circ\text{C} + 32 \text{ }^\circ\text{C}}{2} = 43.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\bar{T}_{\text{agua}} = \frac{16 \text{ }^\circ\text{C} + 26 \text{ }^\circ\text{C}}{2} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$$

Benceno.

Agua.

$$C_p = 0.435 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

$$C_p = 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

$$\mu = 4.79 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

$$\mu = 9.67 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$$

$$\rho = 852 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$k = 0.13 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm } ^\circ\text{C}}$$

$$k = 0.514 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm } ^\circ\text{C}}$$

4.3) Diámetro equivalente anular.

$$De = 4 r_H = \frac{4\pi (D_{iC}^2 - D_{oC}^2)}{\pi (D_{iC} + D_{oC})^4}$$

$$De = \frac{4\pi (0.04089)^2 - (0.0222)^2}{\pi (0.04089 + 0.0222)^4}$$

$$De = 0.018675 \text{ m}$$

4.4) Números de Reynolds y Prandtl.

BENCENO

$$Re = \frac{(0.018675) (1.5) (852)}{4.79 \times 10^{-4}}$$

$$Re = 5.048 \times 10^4$$

$$Pr = \frac{(0.435) (4.79 \times 10^{-4}) (3600)}{0.13}$$

$$Pr = 5.77$$

AGUA

$$Re = \frac{(0.01867) (1.22) (1000)}{9.67 \times 10^{-4}}$$

$$Re = 2.35 \times 10^4$$

$$Pr = \frac{(1) (9.67 \times 10^{-4}) (3600)}{0.514}$$

$$Pr = 6.77$$

4.5) Coeficientes.

Para el benceno.

$$Nu = 0.023 (5.048 \times 10^4)^{0.8} (5.77)^{0.3} = 225.2$$

$$\frac{h D}{k} = 225.2$$

$$h = \frac{(225.2) (0.13)}{0.018923}$$

$$h = 1547.14 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Para el agua.

$$Nu = 0.023 (2.35 \times 10^4)^{0.8} (6.77)^{0.3} = 128.16$$

$$\frac{h D}{k} = 128.16$$

$$h = \frac{(128.16) (0.514)}{0.018675}$$

$$h = 3527.45 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

5) RESULTADOS.

$$\text{Benceno:} \quad h = 1547.14 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$$

$$\text{Agua:} \quad h = 3527.45 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$$

EJEMPLO 3.12

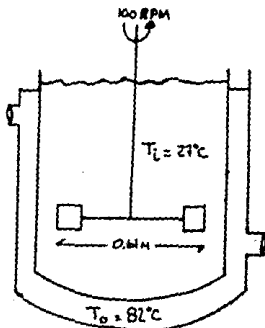
Un recipiente enchaquetado de 1.83 m de diámetro, calienta un líquido que está a 27°C. El tanque presenta un agitador de 0.61 m de diámetro. Este agitador es del tipo turbina de paletas planas y gira a 100 RPM.

La chaqueta contiene agua caliente y la temperatura superficial de las paredes es constante e igual a 82 °C.

El líquido presenta las siguientes propiedades: $\rho = 961 \text{ kg/m}^3$, $C_p = 0.597 \text{ kcal/kg °C}$, $k = 0.1488 \text{ kcal/m °C}$, $\mu = 1000 \text{ CTP @ } 27 \text{ °C}$ y $84 \text{ CTP @ } 82 \text{ °C}$

Calcule el coeficiente de transferencia de calor.

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

$$D_T = 1.83 \text{ m}$$

$$D_A = 0.61 \text{ m}$$

$$T_i = 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_o = 82 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V = 100 \text{ RPM}$$

$$\rho = 961 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 0.597 \text{ kcal/kg }^\circ\text{C}$$

$$k = 0.1488 \text{ kcal/m }^\circ\text{C}$$

$$\mu = 1000 \text{ CTP @ } 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\mu = 84 \text{ CTP @ } 82 \text{ }^\circ\text{C}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Coeficiente de transferencia de calor.

$$Nu = \frac{h D_T}{k} = 0.62 \left(\frac{D_A^2 N \rho}{\mu} \right)^{2/3} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

4) CALCULOS.

4.1) Coeficiente de transferencia de calor.

$$\frac{h D_T}{k} = 0.62 \left[\frac{(0.61 \text{ m})^2 \left(\frac{1000 \text{ RPM}}{60 \text{ seg}} \right) \left(961 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)}{1 \frac{\text{kg}}{\text{m s}}} \right]^{2/3} \dots$$

$$\dots \left[\frac{(0.597 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg }^\circ\text{C}}) \left(1 \frac{\text{kg}}{\text{m s}} \right) \left(3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} \right)}{0.1488 \frac{\text{Kcal}}{\text{m }^\circ\text{C}}} \right]^{1/3} \dots$$

$$\dots \left(\frac{1000 \text{ CTP}}{84 \text{ CTP}} \right)^{0.14}$$

$$\frac{h D_T}{k} = 1,574.64$$

$$h = \frac{(1,574.64) (0.1488 \text{ Kcal/m }^\circ\text{C})}{1.83 \text{ m}}$$

$$h = 128.03 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

5) RESULTADOS.

$$h = 128.03 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

PROBLEMAS PROPUESTOS

3.1)

Un horno de 2 m x 2 m x 2 m se instala sobre un piso de concreto. Si suponemos que la temperatura del techo de los lados del horno están a 70 °C, calcule las pérdidas de calor por convección desde el horno si el aire está a 10 °C.

Resultado:

$$5,456.97 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

3.2)

Determinar las pérdidas de calor por convección en una tubería de vapor vertical, no aislada de 10 cm de diámetro y 4 m de alto, si la temperatura de la pared externa es de 170 °C y la temperatura del aire es 30 °C.

Resultado:

$$1,336.88 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

3.3)

Calcular las pérdidas de calor por convección libre que se tendría en un cambiador de calor horizontal de forma cilíndrica si no estuviera aislado. El cambiador tiene un diámetro de 40 cm y 15 m de longitud. La temperatura de la superficie es 200 °C, mientras que la del aire está a 30 °C.

Resultado:

$$1,815.79 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

3.4)

Calcule el coeficiente de transferencia de calor por convección que se puede esperar cuando aire a 25 °C se pone en contacto con una superficie caliente a 92 °C y de 1 m de alto.

*Resultado.

$$5.11 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$$

3.5)

Para aislar el techo de una casa se colocan dos placas paralelas horizontales separadas por 2.54 cm de aire. La placa superior está a 60°C y la inferior a 15 °C. ¿Qué cantidad de calor pasa por metro cuadrado de superficie?

Resultado.

$$145.7 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2}$$

3.6)

Por una tubería de 1/4" que tiene 1 m de longitud, circula una corriente de metanol con una velocidad másica de 60 kg/m²s.

Calcule el coeficiente de convección a 0 °C si la pared del tubo está a 60 °C.

Resultado:

$$257.4 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}}$$

3.7)

Una corriente de aire pasa sobre un tubo horizontal de 20 mm de diámetro a la velocidad de 30 m/s. Si la temperatura del tubo es de 127 °C y la del aire de 27 °C, ¿cuál es la cantidad de calor transferido por unidad de longitud de tubo?

Resultado.

$$959 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}}$$

3.8)

Una esfera aislada de 5 m de diámetro tiene su superficie a 5 °C, ¿cuál será el coeficiente de transferencia de calor por convección cuando el aire fluye a una velocidad de 0.5 m/s y a 15 °C y 1 atm?

Resultado.

$$1.58 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.9)

El haz de tubos de una caldera está bañado por el flujo normal de los gases de combustión. Los tubos del haz son de 8 cm de diámetro externo y de 3 m de longitud y el espaciamiento entre ellos es de 20 cm en arreglo cuadrangular. La temperatura media de los gases es de 750 °C mientras que la superficie de los tubos está a 250 °C y la velocidad media de los gases es 6 m/s.

Se puede considerar que los gases son fundamentalmente aire. Determine el coeficiente de transferencia de calor por convección de los gases al haz de tubos.

Resultado.

$$150 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

3.10)

A través del espacio tubular de un intercambiador horizontal se bombea aceite a una temperatura media de 80 °C. La temperatura del tubo está a 20 °C. La velocidad del aceite es de 0.6 m/s y el tubo tiene un diámetro de 8 mm y una longitud de 1 m.

A 80 °C la viscosidad cinemática es $3.66 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ y a 20 °C es $7.58 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. A 80 °C la densidad es 844 kg/m^3 . El Cp $1.846 \text{ KJ/kg } ^\circ\text{C}$ y la conductividad térmica $0.108 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$.

¿Cuál es el coeficiente de transferencia de calor esperado?

Resultado.

$$251 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

A P E N D I C E I

Propiedades físicas del agua, a 1 atm

t, °C	ρ Kg/m ³	μ 10 ⁻³ Kg/m seg	Cp Kcal/ Kg °C	h Kcal/ mh °C	β 10 ⁻⁴ °C ⁻¹	λ Kcal/ Kg	ν 10 ⁻⁴ m ² /seg	α 10 ⁻⁴ m ² /seg	Pv = $\frac{v}{a}$	$\frac{g}{ay}$ 10 ¹¹ m ⁻¹
0	999.8	1.794	1.008	0.491	—	596.4	1.794	1.35	12.2	40.4
10	999.7	1.310	1.002	0.504	0.88	590.9	1.310	1.40	9.4	53.5
20	998.2	1.009	0.9995	0.517	2.07	585.5	1.011	1.44	7.02	67.4
30	995.7	0.800	0.9986	0.530	3.04	580.0	0.803	1.48	5.43	82.4
40	992.2	0.654	0.9987	0.543	3.85	574.5	0.659	1.52	4.33	97.7
50	988.1	0.549	0.9982	0.555	4.60	568.9	0.556	1.56	3.36	113.0
60	983.2	0.470	1.000	0.567	5.21	563.2	0.478	1.60	2.98	128.1
70	977.8	0.407	1.001	0.580	5.86	557.3	0.416	1.65	2.53	143.2
80	971.8	0.357	1.003	0.592	6.41	551.3	0.367	1.69	2.18	158.2
90	965.3	0.317	1.005	0.604	7.00	545.3	0.328	1.73	1.90	172.6
100	958.4	0.284	1.008	0.616	7.48	539.0	0.296	1.77	1.67	186.9
110	95°.0	0.256	1.011	0.628	7.9	532.6	0.269	1.81	1.48	201
120	943.4	0.232	1.014	0.640	8.4	525.9	0.246	1.86	1.32	215
130	935.2	0.212	1.017	0.652	9.0	519.0	0.227	1.90	1.19	227
140	926.4	0.196	1.020	0.664	9.7	511.9	0.212	1.95	1.08	236
150	917.3	0.184	1.024	0.676	10.4	504.5	0.201	2.00	1.00	245
160	907.5	0.174	1.027	0.688	11.0	496.9	0.192	2.05	0.935	250

TABLA A. 6

Propiedades físicas del vapor de agua a 1 atm*

t, °C	ρ Kg/m ³	μ 10 ⁻³ Kg m. seg	Cp Kcal/ Kg. °C	h Kcal/m. h °C	ν 10 ⁻¹ m ² / seg	α 10 ⁻¹ m ² / seg	Pv = $\frac{v}{a}$
100	0.580	1.28	0.51	0.0208	2.21	1.96	1.12
200	0.453	1.67	0.46	0.0281	3.68	3.76	0.978
300	0.373	2.02	0.48	0.0366	5.41	5.70	0.948
400	0.317	2.30	0.49	0.0473	7.24	8.49	0.876
500	0.275	2.68	0.52	0.0646	9.73	12.54	0.777

Propiedades físicas del aire, a 1 atm

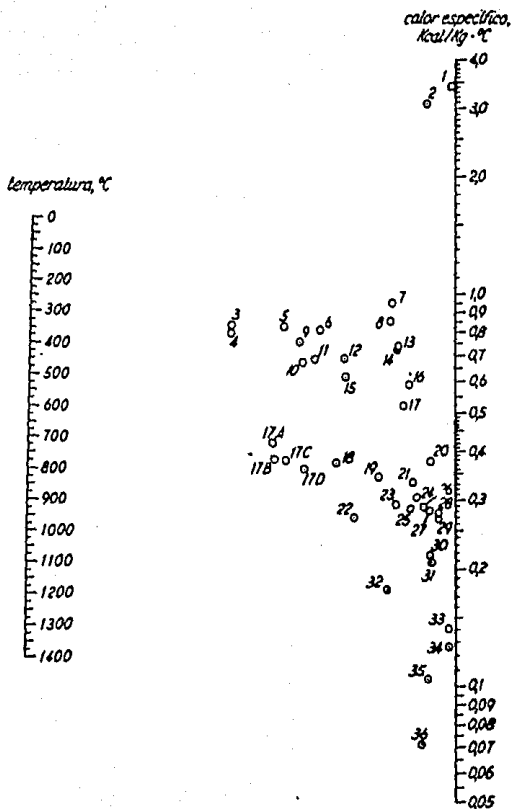
t, °C	ρ Kg/m ³	μ 10 ⁻³ Kg/m seg	Cp Kcal/ Kg °C	h Kcal/ mh °C	β 10 ⁻⁴ °C ⁻¹	ν 10 ⁻⁴ m ² /seg	α 10 ⁻⁴ m ² /seg	Pv = $\frac{v}{a}$	$\frac{g}{ay}$ 10 ¹¹ m ⁻¹
0	1.293	1.709	0.238	0.0208	3.66	1.32	1.88	0.702	39.5
50	1.093	1.951	—	0.0240	3.10	1.78	2.57	0.695	21.4
100	0.946	2.175	0.237	0.0272	2.68	2.30	3.17	0.681	12.65
150	0.834	2.385	—	0.0304	2.36	2.86	4.28	0.668	8.02
200	0.746	2.582	0.236	0.0336	2.11	3.46	5.30	0.652	5.35
250	0.675	2.770	—	0.0366	1.91	4.10	6.40	0.640	3.74
300	0.616	2.946	0.235	0.0394	1.74	4.78	7.57	0.632	2.71

(Referencia Bibliográfica No.17)

Colores específicos de gases y vapores
(El número corresponde al del punto en la gráfica de la página siguiente)

Num.	GAS O VAPOR	Intervalo de temperatura, °C		Num.	GAS O VAPOR	Intervalo de temperatura, °C	
		Min.	Más.			Min.	Más.
10	Acetileno	0	200	17B	Freon-11 (CClF ₃)	0	150
15	Acetileno	200	400				
16	Acetileno	400	1 400	17C	Freon-21 (CHClF ₂)	0	150
17	Agua	0	1 400				
27	Aire	0	1 400				
12	Amoniaco	0	600	17A	Freon-22 (CHClF ₂)	0	150
14	Amoniaco	600	1 400				
33	Azufre	300	1 400				
35	Bromuro de hidrógeno	0	1 400	17D	Freon-113 (CClF—CClF ₂)	0	150
32	Cloro	0	200		Hidrógeno	0	600
34	Cloro	200	1 400	1	Hidrógeno	600	1 400
30	Cloruro de hidrógeno	0	1 400	2	Ioduro de hidrógeno	0	1 400
22	Dióxido de azufre	0	400	36	Metano	0	300
31	Dióxido de azufre	400	1 400	5	Metano	300	700
18	Dióxido de carbono	0	400	6	Metano	700	1 400
24	Dióxido de carbono	400	1 400	7	Nitrógeno	0	1 400
3	Etano	0	200	26	Oxido de carbono	0	1 400
9	Etano	200	600	26	Oxido nítrico	0	700
8	Etano	600	1 400	25	Oxido nítrico	700	1 400
4	Etileno	0	200	28	Oxígeno	0	500
11	Etileno	200	600	23	Oxígeno	500	1 400
13	Etileno	600	1 400	29	Sulfuro de hidrógeno	0	700
20	Fluoruro de hidrógeno	0	1 400	19	Sulfuro de hidrógeno	700	1 400
				21			

(Referencia bibliográfica No.17)



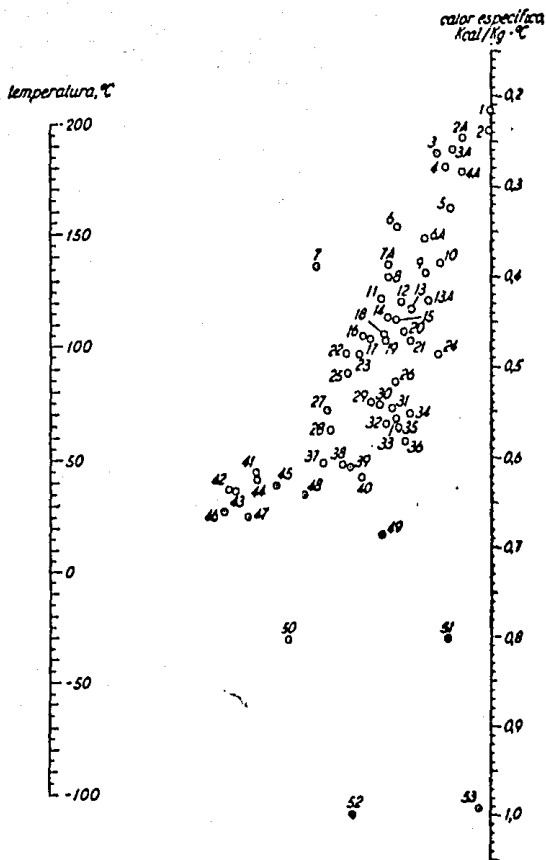
(Referencia bibliográfica No.17)

Colores específicos de líquidos

(El número corresponde al del punto en la gráfica de la página siguiente)

Núm.	LÍQUIDO	Intervalo de temperatura, °C		Núm.	LÍQUIDO	Intervalo de temperatura, °C	
		Mín.	Máx.			Mín.	Máx.
26	Acetato de amilo ...	0	100	31	Eter isopropílico ...	-80	20
24	Acetato de etilo ...	-50	25	25	Etilbenceno ...	0	100
32	Acetona ...	20	50	2A	Freon-11 (CCl ₂ F) ...	-20	70
29	Acido acético ...	0	80	6	Freon-12 (CCl ₂ F ₂) ...	-40	15
48	Acido clorhídrico, 30 % ...	20	100	4A	Freon-21 (CHCl ₂ F) ...	-20	70
9	Acido sulfúrico, 98 %	10	45	7A	Freon-22 (CHClF ₂) ...	-20	60
53	Agua ...	10	200	3A	Freon-113 (CCl ₂ F-CClF ₂) ...	-20	70
37	Alcohol amílico ...	-50	25	38	Glicerina ...	-40	20
27	Alcohol bencílico ...	-20	30	39	Glicol ...	-40	200
41	Alcohol isoamílico ...	10	100	28	Heptano ...	0	60
52	Amoníaco ...	-70	50	35	Hexano ...	-80	20
10	Anilina ...	0	130	7	Ioduro de etilo ...	0	100
23	Benceno ...	10	80	43	Isobutanol ...	0	100
1	Bromuro de etilo ...	5	25	47	Isopropanol ...	-20	50
14	Butanol ...	0	100	40	Metanol ...	-40	20
8	Clorobenceno ...	0	100	14	Naftaleno ...	90	200
4	Cloroformo ...	0	50	12	Nitrobenceno ...	0	100
10	Cloruro de bencilo...	-30	30	34	Nonano ...	-50	25
49	Cloruro de calcio, solución 25 % ...	-40	20	33	Octano ...	-50	25
13	Cloruro de etilo ...	-30	40	16	Oxido de difenilo ...	0	200
13A	Cloruro de metilo...	-80	20	45	Piridina ...	-50	25
51	Cloruro de sodio, so- lución 25 % ...	-40	20	20	Propanol ...	-20	100
21	Decano ...	-80	25	2	Sulfuro de carbono...	-100	25
6A	Dicloroetano ...	-30	60	3	Tetracloroetileno ...	-30	140
5	Diclorometano ...	-40	50	23	Tetracloruro de car- bono ...	10	60
22	Difenilmetano ...	30	100	80	Tolueno ...	0	60
15	Difenilo ...	80	120	19	Xileno, orto ...	0	100
11	Dióxido de azufre...	-20	100	18	Xileno, meta ...	0	100
16	Dowtherm A ...	0	200	17	Xileno, para ...	0	100
42	Etanol, 100 % ...	30	80				
46	Etanol, 95 % ...	20	80				
50	Etanol, 50 % ...	20	80				
36	Eter etílico ...	-100	25				

(Referencia bibliográfica No. 17)



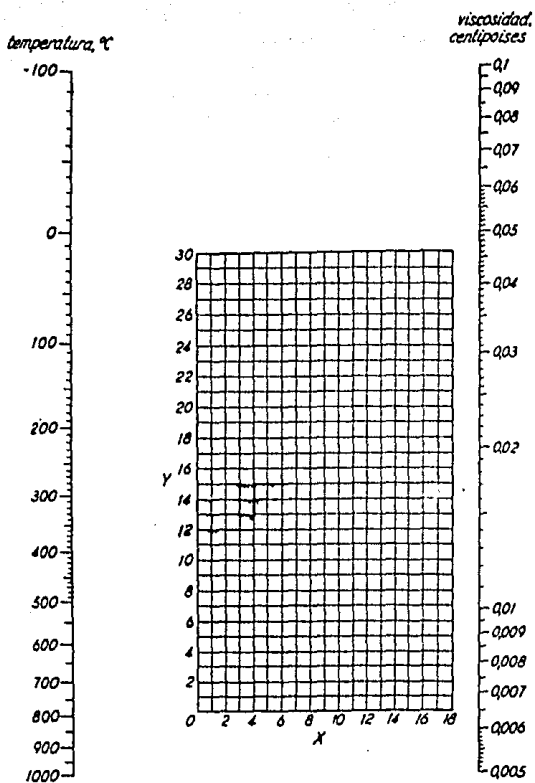
(Referencia bibliográfica No. 17)

Viscosidad de gases y vapores a 1 atm

(Coordenadas X e Y para determinar la viscosidad según la gráfica de la página siguiente)

GAS O VAPOR		X	Y	GAS O VAPOR		X	Y
Acetato de etilo	8,5	13,2	Freon-11	10,6	15,1		
Acetileno	9,8	14,9	Freon-12	11,1	16,0		
Acetona	8,9	13,0	Freon-21	10,8	15,3		
Acido acético	7,7	14,3	Freon-22	10,1	17,0		
Agua	8,0	16,0	Freon-113	11,3	14,0		
Aire	11,0	20,0	Helio	10,9	20,5		
Amoníaco	8,4	16,0	Hexeno	8,6	11,8		
Argón	10,5	24,0	Hidrógeno	11,2	12,4		
Benceno	8,5	13,2	H ₂ + N ₂ (3:1)	11,2	17,2		
Bromo	8,9	19,2	Ido	9,0	18,4		
Bromuro de hidrógeno	8,8	20,9	Ioduro de hidrógeno	9,0	21,3		
Buteno-1	9,2	13,7	Mercurio	5,3	22,9		
Buteno-2	8,9	13,0	Metano	9,9	15,5		
Cianógeno	9,2	15,2	Metanol	8,5	15,6		
Cianuro de hidrógeno	9,8	14,9	Monóxido de carbono	11,0	20,0		
Ciclohexano	9,2	12,0	Nitrógeno	10,6	20,0		
Cloro	9,0	18,4	Oxido nítrico	10,9	20,5		
Cloroformo	8,9	15,7	Oxido nítrico	8,8	19,0		
Cloruro de etilo	8,5	15,6	Oxígeno	11,0	21,1		
Cloruro de hidrógeno	8,8	18,7	Pentano	7,0	12,8		
Cloruro de nitrosilo ...	8,0	17,6	Propano	9,7	12,9		
Dióxido de azufre	9,6	17,0	Propanol	8,4	13,4		
Dióxido de carbono ...	9,5	18,7	Propeno	9,0	13,8		
Etano	9,1	14,5	Sulfuro de carbono ...	8,0	16,0		
Etanol	9,2	14,2	Sulfuro de hidrógeno	8,6	18,0		
Eter etílico	8,9	13,0	Tolueno	8,6	12,4		
Etileno	9,5	15,1	Trimetilbutano (2, 3, 3)	9,5	10,5		
Fluor	7,3	23,8	Xenón	9,3	23,0		

(Referencia bibliográfica No. 17)



(Referencia bibliográfica No. 17)

Viscosidad y densidad de líquidos

(X e Y son las coordenadas para determinación de la viscosidad según la gráfica de la página 398)

LÍQUIDO	X	Y	Densidad a 20° C g/cm ³	LÍQUIDO	X	Y	Densidad a 20° C g/cm ³
Aceite de linaza ...	7,5	27,2	0,930-0,938 (15°)	Anilina ...	8,1	18,7	1,022
Acetaldehído ...	15,2	4,8	0,783 (18°)	Anisol ...	12,3	13,5	0,990
Acetato de amilo ...	11,8	12,5	0,879	Benceno ...	12,5	10,9	0,879
Acetato de butilo ...	12,3	11,0	0,882	Bromo ...	14,2	13,2	3,119
Acetato de etilo ...	13,7	9,1	0,901	Bromotolueno ...	20,0	15,9	1,41
Acetato de metilo ...	14,2	8,2	0,924	Bromuro de etilo ...	14,5	8,1	1,431
Acetato de vinilo ...	14,0	8,8	0,932	Bromuro de propilo ...	14,5	9,6	1,353
Acetona, 100 % ...	14,5	7,2	0,792	Butanol ...	8,6	17,2	0,810
Acetona, 35 % ...	7,9	15,0	0,948	Ciclohexanol ...	2,9	24,3	0,962
Acido acético, 100 %	12,1	14,2	1,019	Clorobenceno ...	12,3	12,4	1,107
Acido acético, 70 %	9,5	17,0	1,069	Cloroformo ...	14,4	10,2	1,489
Acido butírico ...	12,1	15,3	0,964	Clorotolueno, orto ...	13,0	13,3	1,082
Acido clorhídrico, 31,5 %	13,0	16,6	1,157	Clorotolueno, meta ...	13,3	12,5	1,072
Acido clorosulfónico ...	11,2	18,1	1,787 (25°)	Clorotolueno, para ...	13,3	12,5	1,070
Acido fórmico ...	10,7	15,8	1,220	Cloruro de calcio, solu- ción 25 % ...	6,6	15,9	1,228
Acido isobutírico ...	12,2	14,4	0,949	Cloruro estánnico ...	13,5	12,8	2,226
Acido nítrico, 95 %	12,8	13,8	1,493	Cloruro de etilo ...	14,8	6,0	0,917 (6°)
Acido nítrico, 60 %	10,8	17,0	1,367	Cloruro de metilo ...	15,0	3,8	0,952 (0°)
Acido propiónico ...	12,8	13,8	0,992	Cloruro de propilo ...	14,4	7,5	0,890
Acido sulfúrico, 110 %	7,2	27,4	1,98	Cloruro de sodio, solu- ción 25 % ...	10,2	16,6	1,186 (25°)
Acido sulfúrico, 98 %	7,0	24,8	1,836	Cloruro de sulfúrico ...	15,2	12,4	1,667
Acido sulfúrico, 60 %	10,2	21,3	1,498	Cresol, meta ...	2,5	20,8	1,034
Agua ...	10,2	13,0	0,998	Dibrometano ...	12,7	15,8	2,495
Alcohol alílico ...	10,2	14,3	0,854	Dicloroetano ...	13,2	12,2	1,256
Alcohol amílico ...	7,5	18,4	0,817	Diclorometano ...	14,6	8,9	1,336
Amoniaco, 100 %	12,6	2,0	0,817 (-79°)	Difenilo ...	12,0	18,3	0,992 (73°)
Amoniaco, 26 %	10,1	13,9	0,904				
Anhídrido acético ...	12,7	12,8	1,832				

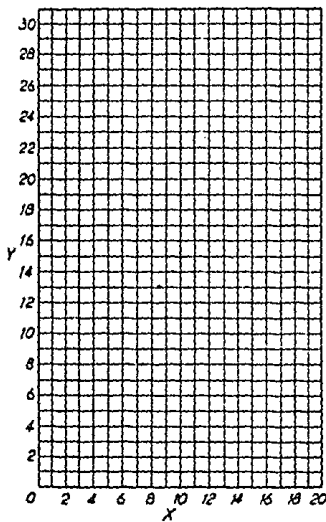
LÍQUIDO	X	Y	Densidad a 20° C g/cm ³	LÍQUIDO	X	Y	Densidad a 20° C g/cm ³
Dióxido de azufre ...	15,2	7,1	1,434 (0°)	Metiltilcetona ...	13,9	8,6	0,805
Dióxido de carbono ...	11,6	0,3	1,101 (-37°)	Naftaleno ...	7,9	18,1	1,145
Etanol, 100 % ...	10,5	13,8	0,789	Nitrobenceno ...	10,6	16,2	1,205 (18°)
Etanol, 95 % ...	9,8	14,3	0,804	Nitrotolueno ...	11,0	17,0	1,16
Etanol, 40 % ...	6,5	16,6	0,935	Octano ...	13,7	10,0	0,703
Eter etílico ...	14,5	5,3	0,708 (25°)	Octanol ...	6,6	21,1	0,827
Etilbenceno ...	13,2	11,5	0,867	Oxalato de dietilo ...	11,0	16,4	1,079
Fenol ...	6,9	20,8	1,071 (25°)	Oxalato de dimetilo ...	12,3	15,8	1,148 (54°)
Formiato de etilo ...	14,2	8,4	0,923	Oxalato de dipropilo ...	10,3	17,7	1,038 (0°)
Freon-11 ...	14,4	9,0	1,494 (17°)	Pentacloroetano ...	10,9	17,3	1,671 (25°)
Freon-12 ...	16,8	5,6	1,486 (-30°)	Pentano ...	14,9	5,2	0,630 (18°)
Freon-21 ...	15,7	7,5	1,426 (0°)	Propanol ...	9,1	16,5	0,804
Freon-22 ...	17,2	4,7	3,87 (0°)	Queroseno ...	10,2	16,9	0,78-0,82
Freon-113 ...	12,5	11,4	1,576	Sodio ...	16,4	13,9	0,97
Glicerina, 100 %	2,0	30,0	1,261	Sulfuro de carbono ...	16,1	7,5	1,263
Glicerina, 50 %	6,9	19,6	1,126	Tetracloroetano ...	11,9	15,7	1,600
Glicol ...	6,0	23,6	1,113	Tetracloroetileno ...	14,2	12,7	1,624 (15°)
Heptano ...	14,1	8,4	0,684	Tetracloruro de carbono ...	12,7	13,1	1,595
Hexano ...	14,7	7,0	0,659	Tetracloruro de titanio ...	14,4	12,3	1,726
Hidróxido sódico, 50 %	3,2	25,8	1,525	Tolueno ...	13,7	10,4	0,866
Ioduro de etilo ...	14,7	10,3	1,933	Trementina ...	11,5	14,9	0,861-0,867
Ioduro de propilo ...	14,1	11,6	1,747	Tribromuro de fósforo ...	13,8	16,7	2,852 (15°)
Isobutanol ...	7,1	18,0	0,779 (26°)	Tricloroetileno ...	14,8	10,5	1,466
Isopropanol ...	8,2	16,0	0,789	Tricloruro de arsénico ...	13,9	14,5	2,163
Mercurio ...	18,4	16,4	13,546	Tricloruro de fósforo ...	16,2	10,9	1,574
Metanol, 100 %	12,4	10,5	0,792	Xileno, orto ...	13,5	12,1	0,881
Metanol, 90 %	12,3	11,8	0,820	Xileno, meta ...	13,9	10,6	0,867
Metanol, 40 %	7,8	15,5	0,935	Xileno, para ...	13,9	10,9	0,861

temperatura, °C

200
190
180
170
160
150
140
130
120
110
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
0
-10
-20
-30

viscosidad,
centipoises

100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1



(Referencia bibliográfica No. 17)

Conductividades caloríficas de gases y vapores

GAS O VAPORES	t, °C	$\frac{k}{10^{-1}}$ $\frac{\text{Kcal}}{\text{mb} \cdot ^\circ\text{C}}$	GAS O VAPORES	t, °C	$\frac{k}{10^{-1}}$ $\frac{\text{Kcal}}{\text{mb} \cdot ^\circ\text{C}}$
Acetato de etilo ...	50	110	Eter etílico ...	0	114
	100	143		100	195
	200	212		-200	298
Acetato de metilo ...	0	88	Etileno ...	0	150
	20	101		-100	240
	0	160	Freon-12 (CCl ₂ F ₂) ...	0	71
Acetileno ...	50	208		100	119
	100	256	Heptano ...	100	153
	0	85	Hexano ...	200	167
Acetona ...	50	112		0	107
	100	147	Hexeno ...	0	91
	200	232		100	162
Agua (véase A. 6)			Hidrógeno ...	-100	970
Aire (véase A. 4)				0	1490
	-50	149		100	1920
Amoníaco ...	0	190	H ₂ + CO: 20% H ₂	0	245
	50	233	40% H ₂	0	400
	100	275	60% H ₂	0	610
	0	77	80% H ₂	0	920
Benceno ...	50	111	H ₂ + N ₂ : 20% H ₂	0	315
	100	153	40% H ₂	0	465
	200	246	60% H ₂	0	650
	0	116	80% H ₂	0	945
Butano ...	100	201	H ₂ + N ₂ O: 20% H ₂	0	250
Ciclohexano ...	100	140	40% H ₂	0	400
Cloro ...	0	64	60% H ₂	0	610
	0	-56	80% H ₂	0	970
Cloroformo ...	50	69	Isobutano ...	0	120
	100	86		100	207
	0	82	Isopentano ...	0	107
Cloruro de etilo ...	100	141		100	190
	200	212	Mercurio ...	200	293
	0	79	Metano ...	-100	150
Cloruro de metilo ...	100	140		0	260
	0	58	Metanol ...	0	123
Diclorometano ...	100	94		100	190
	200	136	Monóxido de carbono ...	-200	56
	0	74		0	200
Dióxido de azufre ...	100	102		-100	140
	-50	102	Nitrógeno ...	0	210
	0	126		100	270
Dióxido de carbono ...	200	270		-70	153
	0	158	Oxido nítrico ...	0	205
Etano ...	100	260		-70	100
	20	137	Oxido nítrico ...	0	130
Etanol ...	100	184		100	190

(Referencia bibliográfica No.17)

Conductividades caloríficas de líquidos

Líquido	t, °C	k		Líquido	t, °C	k	
		10 ⁻¹	10 ⁻¹			10 ⁻¹	10 ⁻¹
		Kcal				Kcal	
		mh °C				mh °C	
Aceite de oliva ...	20	144		Bromobenceno ...	30	110	
	100	141			100	104	
	20	155			20	104	
Aceite de ricino ...	100	149		Butanol ...	30	144	
	10	123		75	141		
Acetato de amilo ...	10	123		Clorobenceno ...	10	123	
Acetato de butilo ...	25-30	125		Cloroformo ...	30	119	
Acetato de etilo ...	20	150		Cloruro cálc. 30 %	30	470	
Acetona ...	30	152		15 %	30	505	
Acido acético 100 %	20	147		Cloruro de metilo	-15	165	
	50 %	20	297	30	132		
	30 %	30	310	30	490		
Acido sulfúrico 90 %	30	370		Cloruro sód. 25 %	30	505	
	60 %	30	450	12,5 %	30	505	
	30 %	30	450	Cumeno (para) ...	30	116	
Agua (véase A. 5)	25-30	155		60	117		
Alcohol alílico ...	30	140		Decano ...	30	126	
Alcohol amílico ...	100	131		60	123		
Alcohol isoamílico	30	132		Dicloroetano ...	50	122	
	75	129		-15	165		
	15-30	430		30	143		
Amoníaco ...	20	388		Diclorometano ...	-15	195	
60	430		30	165			
Amoníaco acuoso ...	0-20	130		Etanol 100 % ...	50	129	
Anilina ...	30	137		100 %	20	156	
Benceno ...	30	129		80 %	20	204	
	60	129		60 %	20	262	

Líquido	t, °C	k		Líquido	t, °C	k	
		10 ⁻¹	10 ⁻¹			10 ⁻¹	10 ⁻¹
		Kcal				Kcal	
		mh °C				mh °C	
Etanol 40 %	20	333		Metanol 100 %	20	185	
	20 %	20	418		80 %	20	230
Eter etílico ...	30	119		60 %	20	283	
	75	116		40 %	20	348	
Eter de petróleo ...	30	111		20 %	20	423	
	75	108		Nitrobenceno ...	30	141	
Etilbenceno ...	30	128		100	132		
	60	122		30	186		
	-7	85		60	178		
Freon-21 (CChF ₂) ...	16	79		30	125		
	38	71		60	122		
	60	64		30	123		
	82	56		60	120		
Gasolina ...	30	116		Paraldehído ...	30	125	
	100	244		100	116		
Glicerina 100 %	20	244		Pentano ...	30	116	
	80 %	20	280	75	100		
	60 %	20	327	Petróleo crudo ...	0	120-135	
	40 %	20	385	Propanol ...	30	147	
	20 %	20	415	75	141		
Glicol ...	0	228		Sodio ...	100	73 000	
	30	120		210	68 000		
Heptano ...	60	117		20	128		
	30	140		75	120		
Heptanol ...	75	135		Queroseno ...	30	118	
	30	119		75	130		
Hexano ...	60	116		Sulfuro de carbono	30	137	
	30	138		75	130		
Hexanol ...	75	134		Tetracloroetileno ...	50	160	
	40	95		0	160		
Ioduro de etilo ...	75	94		Tetracloruro de carbono ...	68	140	
	10	135		30	128		
Isobutanol ...	30	135		Tolueno ...	75	125	
Isopropanol ...	60	134		Trementina ...	15	110	
	30	135		Tricloroetano (β) ...	50	115	
Mercurio ...	28	190		Tricloroetileno ...	50	119	
	50	170		Vaselina ...	15	158	
Metanol 100 %	30	170		Xileno, orto ...	20	134	
	50	170		Xileno, meta ...	20	134	

C A P I T U L O I V

TRANSPERENCIA DE CALOR CON CAMBIO DE FASE

4.1) CONDENSACION.

La condensación ocurre cuando se mantiene una superficie a una temperatura inferior a la de saturación de un vapor adyacente. El líquido que se condensa se colecta en una superficie horizontal plana o fluye bajo la influencia de la gravedad si la superficie y su orientación lo permiten.

Bajo la mayoría de las circunstancias, el líquido condensado moja la superficie, se extiende y forma una película en toda la superficie. A este tipo de condensación se le conoce como condensación de película. Si tratamos con vapores puros, la temperatura del líquido en la interfase será la temperatura de saturación.

Quando el líquido no moja la superficie la condensación se forma por medio de gotitas que corren a lo largo de una superficie inclinada, incorporándose con otras gotitas que tocan. Esta es la condensación por goteo.

Quando ocurre la condensación por película, la transferencia de calor necesaria para la condensación en la interfase líquido-vapor debe ser por conducción a través de la película, por lo que cuando aumenta el espesor de la película, disminuirá la razón de transferencia de calor y con ello la razón de condensación. Por otro lado, como la condensación por goteo, parte de una superficie fría siempre está en contacto con el vapor y no está sujeta al efecto aislante como sucede con la capa líquida.

Por lo anterior, las magnitudes de los coeficientes por goteo son de 2 a 20 veces mayores que los formados por la condensación pelicular.

Ya que es difícil lograr la condensación por goteo y mantenerla durante períodos extendidos; en consecuencia normalmente se diseña al

equipo que involucra el fenómeno de condensación por película.

Si, ahora suponemos que el vapor contiene un gas no condensable, - este gas se acumula durante el proceso de la condensación, lo que hace que actúe como otra resistencia, ya que el vapor antes de ponerse en contacto con la superficie fría, debe difundirse a través del gas no condensable. Estos incondensables arrojan valores más bajos en el coeficiente - de transferencia de calor.

Con lo visto anteriormente, es fácil deducir que el coeficiente - de transferencia de calor por condensación, depende del tipo de superficie sobre la cual se realice este fenómeno. Además del calor latente, la viscosidad, la densidad, la conductividad térmica, etc.

A continuación se presentan las correlaciones más importantes - que se utilizan para predecir los valores de los coeficientes de transferencia de calor por condensación pelicular en tubos y placas.

4.1.1) Correlaciones para condensación sobre tubos horizontales.

$$\frac{hD_o}{k} = 0.73 \left(\frac{D_o^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T} \right)^{1/4} = 0.76 \left(\frac{D_o^3 \rho^2 g}{\mu \Gamma} \right)^{1/3} \quad (4.1)$$

En donde:

- g = aceleración de la gravedad
- ρ = densidad del condensado
- μ = viscosidad del condensado
- k = conductividad térmica del condensado.
- λ = calor latente de condensación
- D_o = diámetro externo del tubo
- Γ = masa del condensado por unidad de superficie $W/\pi D$
- W = masa del condensado
- $\Delta T = T_v - T_s$
- T_v = temperatura del vapor
- T_s = temperatura de la pared del tubo

Las propiedades del condensado deberán ser obtenidas a la temperatura de película T_f , donde:

$$T_f = T_v - \frac{3}{4} (T_v - T_s)$$

Para el caso de vapor de agua a la presión atmosférica, se emplea la siguiente fórmula simplificada:

$$h = \frac{9235}{D_o^{1/4} \Delta T^{1/3}} \quad (4.2)$$

Donde:

$$h [=] \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$D_o [=] \text{ m}$$

$$\Delta T [=] \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$y \Delta T = \frac{T_v - T_s}{2}$$

4.1.2) Correlaciones para condensación en un haz de tubos horizontales.

$$\frac{h D_o}{k} = 0.73 \left(\frac{D_o^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T N} \right)^{1/4} = 0.76 \left(\frac{D_o^3 \rho^2 g}{\mu \Gamma} \right)^{1/3} \quad (4.3)$$

En donde N es el número de tubos que están uno encima del otro - en una hilera, cada uno con un diámetro D_o .

4.1.3) Correlaciones para condensación en el exterior de tubos y placas verticales.

4.1.3.1) Régimen Laminar.

$$\frac{h L}{k} = 1.13 \left(\frac{L^3 \rho^2 g}{k \mu \Delta T} \right)^{1/4} = 1.18 \dots$$

$$\dots \left(\frac{L^3 \rho^2 g}{\mu \Gamma} \right)^{1/3} \quad (4.4)$$

Donde:

L = longitud tubo a la altura de la placa,

Para vapor a presión atmosférica.

$$h = \frac{11915}{L^{1/4} \Delta T^{1/3}} \quad (4.5)$$

Donde:

$$h \text{ [W]} = \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \cdot \text{C}}$$

$$L \text{ [m]} = \text{M}$$

$$\Delta T \text{ [m]} = \text{C}$$

$$y \Delta T \text{ [m]} = \frac{T_v - T_s}{2}$$

4.1.3.2) Regimen Turbulento.

$$\text{Para } Re > 525 = \frac{\Gamma}{\mu}$$

$$\frac{h D_o}{k} = 0.0134 \left(\frac{\Gamma}{\mu} \right)^{1.07} \left(\frac{D_o^3 \rho^2 g}{\Gamma^2} \right)^{1/3} \quad (4.6)$$

6

$$\frac{h D_o}{k} = 0.00071 \left(\frac{k L \Delta T}{D_o \lambda \mu} \right)^{0.67} \left(\frac{D_o^3 \rho g}{\mu^2} \right)^{0.56} \quad (4.7)$$

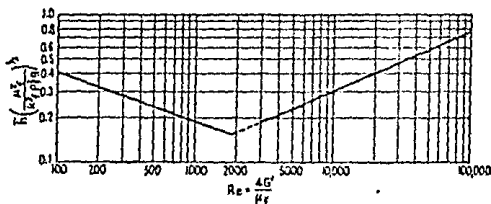
4.1.4) Correlaciones para vapores en el interior de tubos verticales.

$$Nu = \frac{h D_o}{k_1} = 0.0054 Pr_1^{0.65} Re_v^{0.9} \frac{\mu_v}{\mu_1} \left(\frac{\rho_1}{\rho_v} \right)^{0.5} \quad (4.8)$$

Donde:

$$Re_v = \frac{4 W}{\mu_v \pi D}$$

También se puede usar la siguiente Figura (4.1):



4.1.5) Correlaciones para condensación dentro de tubos horizontales y serpentines.

$$h \left(\frac{\mu^2}{k^3 \rho^2 g} \right)^{1/3} = 1.51 \left(\frac{4 G''}{\mu} \right)^{-1/3} \quad (4.9)$$

Donde:

$$G'' = \frac{W}{0.5 L N}$$

N = Número de tubos para condensar

L = Longitud

$$h = 1.36 A Q^{0.5} L^{0.35} D^{-0.25} \quad (4.10)$$

Donde:

$$Q = \text{Carga térmica} \quad [=] \quad \frac{W}{M^2}$$

L = longitud tubo [=] m

D = diámetro interno [=] m

A = coeficiente físico-químico para agua y vapor. (Ver Figura 4.2)

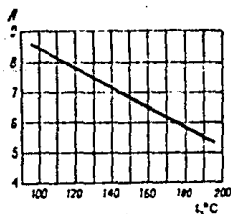


Fig. 4.2 Valores del coeficiente A.

La velocidad del vapor inicial en los serpentines no debe superar a los 30 m/s y cuando ΔT es de 30 a 40 °C, la relación límite entre la longitud del serpentín y el diámetro del tubo L/D , en función de la presión del vapor, constituye:

atm	5	3	1.5	0.8
$(\frac{L}{D})_{\max.}$	275	225	175	125

Para el caso de otros ΔT los valores de L/D para los serpentines de vapor deben multiplicarse por:

$$\frac{6}{\sqrt{\Delta T}}$$

4.1.6) Correlaciones para condensación de un vapor que contiene un gas no condensable.

Si el vapor contiene aire u otro gas no condensable, la transferencia de calor se ve disminuida durante la condensación.

Para este caso se emplea la siguiente correlación:

$$h_{\text{aire}} = h_{\text{sin aire}} \propto \quad (4.11)$$

Donde:

α = es un factor que depende de la concentración del aire en el vapor.

$$\alpha [=] \frac{\text{kg aire}}{\text{kg vapor}}$$

En la Fig. 4.3 se encuentran graficados los valores de α contra la concentración del aire en el vapor (Y).

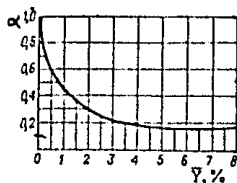


Fig. 4.3

4.2) EBULLICION.

La transferencia de calor de un líquido en ebullición es muy importante en las operaciones de evaporación y en la destilación.

El líquido en ebullición puede estar encerrado en un recipiente, con superficies de calentamiento formadas por tubos o placas horizontales o verticales que suministran el calor requerido para la ebullición.

Por regla general, en la industria el calentamiento se da por medio de un fluido caliente que se condensa o que se enfría del otro lado

de la superficie calentada. Durante la ebullición, la temperatura del líquido en el punto de ebullición está a la presión con la que opera el equipo, por lo que la superficie de calentamiento debe estar a una temperatura superior a dicho punto de ebullición. En la superficie calentada, se generan burbujas de vapor que se elevan a través del líquido.

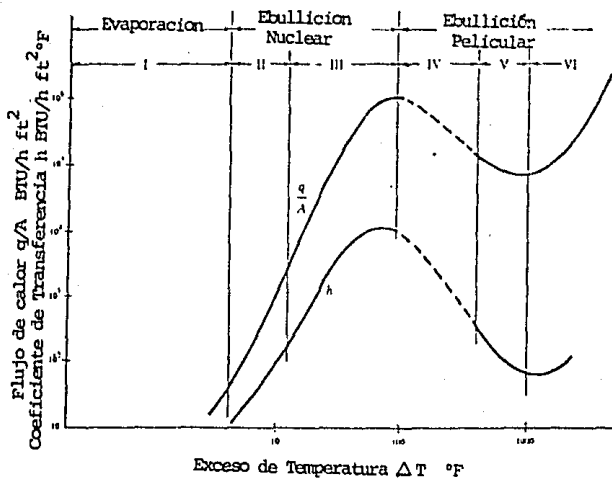
Existen básicamente dos tipos de ebullición: la ebullición pelicular y nucleada.

Supóngase que se introduce un tubo horizontal calentado en un recipiente que contiene agua a la presión de una atmósfera, en la ebullición nucleada se forman burbujas sobre el tubo, las que se desprenden de la superficie del metal y se elevan agitando el líquido. Si se grafica el flujo de calor contra la diferencia de temperaturas, se observará que a medida que aumenta el ΔT sube el flujo de calor y el coeficiente de transferencia de calor. Esto continuará hasta un punto llamado de flujo máximo, después del cual desciende el flujo de calor y a su vez el coeficiente de transferencia de calor, debido a que se produce la ebullición en película.

En este régimen se forman muchas burbujas con tal rapidez que - tienden a conglomerarse formando una capa, o película de vapor alrededor del tubo, la cual actúa como aislante. Al aumentar el ΔT se incrementa el espesor de la capa y el flujo de calor, dando como consecuencia que - el coeficiente de transferencia de calor disminuya a medida que ΔT aumenta.

La zona de interés comercial en ingeniería química, es la región de ebullición nucleada, la cual se utiliza en los rehervidores de tipo - marmita y en los de circulación natural.

El proceso antes descrito es presentado en la siguiente figura:



4.2.1) Correlaciones para ebullición en burbujas de un volumen grande - de líquido.

$$Nu = 0,125 Re^{0,65} Pr^{1/3} \quad (4,12)$$

$$\text{Si } Re \geq 10^{-2}$$

$$Nu = 0,0625 Re^{0,5} Pr^{1/3} \quad (4,13)$$

$$\text{Si } Re \leq 10^{-2}$$

Donde:

$$Re = \frac{\rho l}{\mu \Delta T}$$

$$= \frac{h l}{k_l} ;$$

$$Pr_1 = \frac{c_p \mu}{k}$$

$$1 = \frac{C_p \rho_l \nabla T_e}{(\lambda \rho)^2}$$

ν = viscosidad cinemática del líquido

C_p = capacidad calorífica del líquido

λ = calor latente de vaporización

k_l = conductividad térmica del líquido

∇ = tensión superficial

ρ_l = densidad del líquido

T_e = temperatura de ebullición

ρ = densidad del vapor

Las fórmulas anteriores son válidas para:

$$0,86 \leq Pr \leq 7,6$$

$$10^{-5} \leq Re \leq 10^4$$

Y presiones desde $0,045 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ hasta $178 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$

Las correlaciones anteriores se pueden presentar también de la siguiente forma:

$$Nu = 2,63 \times 10^{-3} \left(\frac{k \Delta T}{\lambda \rho \nu} \right)^{1,86} Pr^{0,952} \quad (4.14)$$

$$\text{Cuando } \left(\frac{k \Delta T}{\lambda \rho \nu} \right) Pr^{1/3} \geq 1,6$$

$$Nu = 3,91 \times 10^{-3} \left(\frac{k \Delta T}{\lambda \rho \nu} \right) Pr^{2/3} \quad (4.15)$$

$$\text{Cuando } \left(\frac{k \Delta T}{\lambda \rho \nu} \right) Pr^{1/3} \leq 1,6$$

Son aplicables en los mismos límites de los números de Re y Pr de las ecuaciones 4.12 y 4.13 y si, además:

$$0,05 \leq \frac{\Delta T}{k \rho \nu} Pr^{1/3} \leq 200$$

Algunos valores para $1, \frac{1}{k \rho \nu}$ y $\frac{\lambda}{k \rho \nu}$

En el caso del agua son presentados en el Apéndice II.

- 4.2.2) Correlaciones para la carga crítica durante la ebullición de un volumen grande de líquido.

$$Q_{\text{crítica}} = Re_{\text{crítico}} \frac{\lambda \rho \Delta T}{l} \quad (4.16)$$

Donde:

$$Re_{\text{crítico}} = (68 \text{ g } \frac{l^3}{\Delta T} \frac{\rho - \rho_v}{\rho}) Pr^{-1/3}$$

- 4.2.3) Relaciones simplificadas para el agua en ebullición a 1 atm de presión.

- 4.2.3.1) En el exterior de superficies horizontales sumergidas.

$$\text{Si } \frac{Q}{A} < 13760 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}}$$

$$h = 897 \Delta T^{1/3} \quad (4.17)$$

$$\text{Si } 13,760 < \frac{Q}{A} < 200\,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}}$$

$$h = 4.78 \Delta T^3 \quad (4.18)$$

- 4.2.3.2) Para superficies verticales.

$$\text{Si } \frac{Q}{A} < 3000 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}}$$

$$h = 462 \Delta T^{1/7} \quad (4.19)$$

$$\text{Si } 3000 < \frac{Q}{A} < 60\,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{h}}$$

$$h = 6.838 \Delta T^3$$

Donde: $\Delta T = T_s - T_e$

T_s = temperatura superficial

T_e = temperatura de ebullición.

Si la presión es diferente a la atmosférica, los valores de h a 1 atm se multiplicarán por:

$$\left(\frac{P_{\text{nueva}}}{P_{\text{atm}}} \right)^{0.4}$$

4.2.3.3) Convección forzada en el interior de tubos.

$$h = 22 \Delta T^3 e^{P/1551} \quad (4.20)$$

$$h \text{ [=]} \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} ; \quad T \text{ [=]} \text{ } ^\circ\text{C} ; \quad P \text{ [=]} \text{ K Pa.}$$

4.2.4) Ebullición por movimiento forzado de un fluido por el interior de los tubos.

$$\frac{h_{\text{eb}}}{h_w} \leq 0.5 \quad \therefore \quad h = h_w \quad (4.21)$$

$$\frac{h_{\text{eb}}}{h_w} \geq 2 \quad \therefore \quad h = h_{\text{eb}} \quad (4.22)$$

$$0.5 \leq \frac{h_{\text{eb}}}{h_w} \leq 2 \quad \therefore \quad h = \frac{4 h_w + h_{\text{eb}}}{5 h_w - h_{\text{eb}}} \quad (4.23)$$

Donde:

h = coeficiente de transferencia de calor, durante el movimiento forzado del líquido en ebullición por tubos;

h_{eb} = coeficiente de transferencia de calor durante la ebullición desarrollada de burbujas en gran volumen determinado en el punto (4.2.1)

h_w = coeficiente de transferencia de calor durante el movimiento turbulento de un fluido por tubos, calculado por la ecuación (3.14).

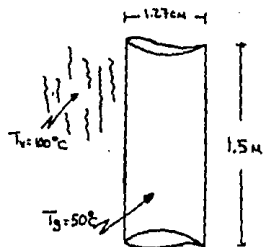
Las fórmulas anteriores son válidas para el agua a presiones de 1 atm hasta 86 atm, velocidades de 0,2 a 6,7 m/s y contenido volumétrico de los vapores menores del 70 %.

EJEMPLO 4.1

Se desea saber cuál es el coeficiente de transferencia de calor para una serie de tubos verticales que se encuentran en un condensador.

Se sabe que en el condensador se maneja vapor que está a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ y que los tubos tienen una temperatura de $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ y tienen una altura de 1.5 m y diámetro externo de 1.27 cm .

1) TRADUCCION.



2) DATOS

$$D_o = 1.27\text{ cm}$$

$$L = 1.5\text{ m}$$

$$T_s = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_v = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Coeficiente de transferencia,

$$\frac{hL}{k} = 1.23 \left(\frac{L^3 \rho^2 g \lambda}{k \Delta T \mu} \right)^{1/4}$$

Para Reynolds < 525

3.2) Comprobar el Número de Reynolds,

$$Re = \frac{\Gamma}{\mu}$$

4) CALCULOS.

4.1) Propiedades del vapor a la temperatura de película,

$$T_p = 100\text{ }^{\circ}\text{C} - \frac{3}{4} (100\text{ }^{\circ}\text{C} - 50\text{ }^{\circ}\text{C}) = 62.5\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ver Apéndice II.

$$\mu = 1,638 \frac{\text{kg}}{\text{M h}}$$

$$\lambda = 561,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$g = 1,27 \times 10^8 \frac{\text{m}}{\text{h}^2}$$

$$\rho = 981,75 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$k = 0,5685 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \cdot \text{C}}$$

4.2) Coeficiente.

$$\frac{hL}{k} = 1,13 \left[\frac{(1)^3 (981,75)^2 (1,27 \times 10^8) (561,5)}{(0,5685) (50) (1,638)} \right]^{1/4}$$

$$\text{Nu} = \frac{hL}{k} = 6\,198,48$$

$$h = (6\,198,48) (0,5685)$$

$$h = 3\,523,8 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \cdot \text{C}}$$

4.3) Reynolds.

$$\Gamma = \frac{hL \Delta T}{\lambda} = \frac{(3523,8) (1) (50)}{561,5}$$

$$\Gamma = 313,7 \frac{\text{kg}}{\text{hm}}$$

$$\text{Re} = \frac{\Gamma}{\mu} = \frac{313,7}{1,638} = 191,56$$

$$191,56 < 525$$

5) RESULTADO.

$$h = 3\,523,8 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \cdot \text{C}}$$

EJEMPLO 4.2

Se tiene un condensador horizontal el cual tiene tubos de 2,54 cm de diámetro externo, de un metro de longitud. Si el condensador tiene una columna de 5 tubos los cuales son tocados por el condensado que se produce. ¿Cuál será el valor del coeficiente de transferencia de calor si la superficie de los tubos es de 50 °C y el vapor está a 1 atm?

1) TRADUCCION.

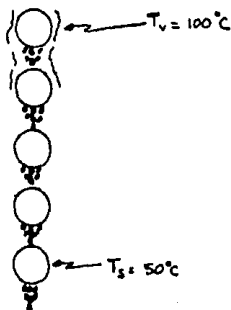
2) DATOS

$$D_o = 2.54 \text{ cm}$$

$$N = 5 \text{ tubos}$$

$$T_s = 50 \text{ °C}$$

$$P_v = 1 \text{ atm}$$



3) PLANTAMIENTO.

$$\frac{h D_o}{k} = 0.73 \left[\frac{\rho^2 g \lambda D^3}{N \mu \Delta T k} \right]^{1/4}$$

4) CALCULOS.

4.1) Propiedades de vapor

$$T_p = T_v - \frac{3}{4} (T_v - T_s)$$

$$T_p = 100 \text{ °C} - \frac{3}{4} (100 \text{ °C} - 50 \text{ °C}) = 62.5 \text{ °C}$$

$$\rho = 1.638 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.5685 \frac{\text{Kcal}}{\text{m} \cdot \text{°C}}$$

$$\rho = 981.75 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\lambda = 561.5 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$g = 1.27 \times 10^8 \text{ m/h}^2$$

4.2) Coeficiente,

$$\frac{h D_0}{k} = 0.73 \left[\frac{(981.75)^2 (1.27 \times 10^8) (561.5) (0.0254)^3}{(5) (1.638) (50) (0.5685)} \right]^{1/4}$$

$$\frac{h D_0}{k} = 192.5$$

$$h = \frac{(192.5) (0.5685)}{0.0254}$$

$$h = 4\,309.1 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

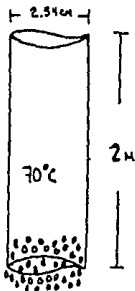
5) RESULTADO:

$$h = 4\,039.1 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

EJEMPLO 4.3

Si suponemos que la temperatura de la superficie de un tubo está a 70°C y que por el exterior de este se condensa vapor de agua saturado a una presión de 2.02 atm. ¿Cuál será el coeficiente de transferencia de calor por condensación, si el tubo tiene 2 m de longitud y está arreglado en forma vertical, y además se sabe que tiene 2.54 cm de diámetro?

1) TRADUCCION,



2) DATOS.

$$T_s = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$D_o = 2,54 \text{ cm}$$

$$L = 2 \text{ m}$$

$$P = 2,02 \text{ atm}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Condensación para tubos verticales.

$$\frac{hL}{k} = 1,13 \left(\frac{L^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T} \right)^{1/4}$$

4) CALCULOS.

4.1) Propiedades a temperatura de película.

Del Apéndice II.

$$\textcircled{c} P = 2,02 \text{ atm} \quad T_v = 120 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_p = 120 \text{ } ^\circ\text{C} - 3/4 (120 - 70) \text{ } ^\circ\text{C} = 82,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mu = 1,2483 \frac{\text{kg}}{\text{mh}}$$

$$\lambda = 526,73 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$k = 0,5814 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^\circ\text{C}}$$

$$g = 1,27 \times 10^8 \frac{\text{m}}{\text{h}^2}$$

$$\rho = 970,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

4.2) Coeficiente.

$$\frac{hL}{k} = 1,13 \left[\frac{(2)^3 (970,2)^2 (1,27 \times 10^8) (526,73)}{(0,5814) (1,2483) (50)} \right]^{1/4}$$

$$\frac{hL}{k} = 12\,265,6$$

$$h = \frac{(12\,265,6) (0,5814)}{2} = 3\,565 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

5) RESULTADO.

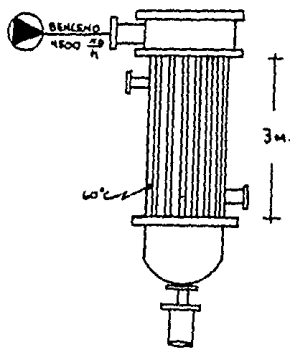
$$h = 3\,565 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

EJEMPLO 4.4

En un condensador de tubos verticales, se hace pasar una corriente de benceno a razón de 4500 kg/h , el cual se desea condensar a presión atmosférica.

Los tubos del condensador tienen un diámetro exterior de 2.54 cm y una longitud de 3 m . Si existen 16 tubos dentro del condensador, ¿cuál será el valor del coeficiente de transferencia por condensación si la temperatura de la superficie de los tubos está a $60 \text{ }^\circ\text{C}$.

1) TRADUCCION,



2) DATOS.

$$W = 1500 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$N^\circ \text{ de tubos} = 16$$

$$L = 3 \text{ m}$$

$$D_o = 2.54 \text{ cm}$$

$$T_s = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Ecuaciones de condensación para tubos verticales.

$$\frac{hL}{k} = 1.18 \left(\frac{L^3 \rho^2 \alpha}{\mu} \right)^{1/3} \quad \text{Regimen Laminar}$$

$$\frac{hD_0}{k} = 0.0134 \left(\frac{\Gamma}{\mu} \right)^{1.07} \left(\frac{D_0^3 \rho^2 \alpha}{\mu^2} \right)^{1/3} \quad \text{Regimen turbulento}$$

3.1) Investigar tipo de regimen.

$$Re = \frac{\Gamma}{\mu}$$

4) CALCULOS.

4.1) Propiedades del Benceno.

Suponer: $T_p = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$

Del Apéndice I y II.

$$\rho = 830 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$k = 0.129 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}}$$

$$\lambda = 97.49 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}\cdot\text{m}}$$

$$\mu = 0.00039 \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$$

4.2) Número de Reynolds.

$$\Gamma = \frac{W}{N D_0 \pi} = \frac{4\,500}{(16)(0.0254)\pi} = 3524.59 \frac{\text{kg}}{\text{mh}_{\text{tubo}}}$$

$$Re = \frac{\Gamma}{\mu} = \frac{3524.5}{(0.00039)(3600)} = 2510$$

\(\therefore\) Regimen Turbulento.

4.3) Coeficiente.

$$\frac{h D_0}{k} = 0.0134 \left[\frac{3524.59}{(0.00039)(3600)} \right]^{1.07} \dots$$

$$\dots \left[\frac{(0.0254)^3 (830)^2 (9.81)}{\left(\frac{3524.59}{3600} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$Nu = \frac{h D_0}{k} = 283.35$$

$$h = \frac{(283.35)(0.129)}{0.0254} = 1,439.07 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}}$$

5) RESULTADO.

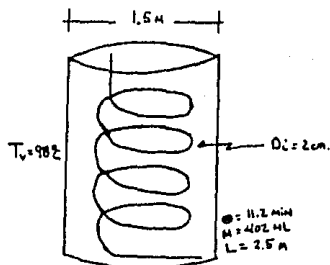
$$h = 1,439.07 \frac{\text{Kcal}}{\text{mh}^\circ\text{C}}$$

EJEMPLO 4.5

Se están obteniendo 402 ml de vapor condensado, en un serpentín que está hecho de cobre y que tiene 2,5 m de longitud y un diámetro interno de 2 cm.

El condensado es obtenido en 11,2 minutos con el vapor a 98 °C, bajo estas condiciones ¿cuál será el valor del coeficiente de transferencia de calor?

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

$$D_i = 2 \text{ cm}$$

$$L = 2.5 \text{ m}$$

$$m = 402 \text{ ml}$$

$$\theta = 11.2 \text{ min}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Ecuación para serpentín.

$$h = 1,36 A Q^{0,5} L^{0,35} D^{-0,25}$$

4) CALCULOS.

4.1) Cantidad de calor.

$$\rho = 963 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; \quad \lambda = 540,49 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$W = \frac{402 \text{ ml}}{11.2 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ litro}}{1000 \text{ ml}} \times \frac{0.963 \text{ kg}}{1} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}$$

$$W = 5.7608 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

$$Q = (5.7608 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}) (540,49 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}})$$

$$(1.163 \frac{\text{W hr}}{\text{Kcal}})$$

$$Q = 1.303,6 \text{ W}$$

4.2) Coeficiente.

Del Apéndice II @ 98 °C

$$A = 8,5$$

$$\text{Area} = \pi D_i L = \pi (0.02) (2.5) = 0.1570 \text{ m}^2$$

$$h = 1.36 (8,5) \left(\frac{1.303.6}{0.1570} \right)^{0.5} (2.5)^{0.35} (0.02)^{-0.25}$$

$$h = 3860.12 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \times \frac{\text{Kcal}}{1.163 \text{ h W}}$$

$$h = 3.319.1 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

5) RESULTADO.

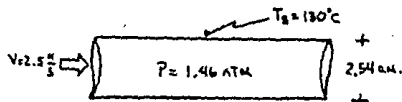
$$h = 3.319.1 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$$

EJEMPLO 4.6

Dentro de un tubo fluye agua hirviendo con una velocidad de $2.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ a una presión de 1.46 atm.

El tubo tiene un diámetro interno de 2.54 cm y la temperatura interna del tubo es 130 °C. ¿Cuál será el coeficiente de transferencia de calor de la pared del tubo al agua?

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

$$V = 2.5 \text{ m/s}$$

$$P = 1.46 \text{ atm}$$

$$T_s = 130 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$D_i = 2.54 \text{ cm}$$

3) PLANTAMIENTO.

3.1) Ecuación de transferencia de calor.

$$\frac{h_{eb}}{h_w} = 0.5 \quad \therefore \quad h = h_w$$

$$\frac{h_{eb}}{h_w} \geq 2 \quad \therefore \quad h = h_{eb}$$

$$0.5 \leq \frac{h_{eb}}{h_w} \leq 2 \quad \therefore \quad \frac{h}{h_w} = \frac{4 h_w + h_{eb}}{5 h_w + h_{eb}}$$

$$\frac{h_e D_i}{k} = 0.023 \text{ Re}^{0.8} \text{ Pr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

$$\frac{h_{eb} l}{k} = 2.63 \times 10^{-3} \left(\frac{k \Delta T}{\lambda \rho D} \right)^{1.86} (\text{Pr})^{0.952}$$

$$\text{Si } \left(\frac{k \Delta T}{\lambda \rho D} \right) (\text{Pr})^{1/3} \geq 1.6$$

4) CALCULOS.

4.1) Propiedades del agua. (Apéndice II).

$$\textcircled{a} \quad 1.46 \text{ atm}$$

$$T_{eb} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho = 951 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$k = 0.5889 \frac{\text{Kcal}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Pr} = 1.23$$

$$v_1 = 0.268 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$v_2 = 0.266 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

4.2) Coeficiente por convección forzada.

$$\text{Re} = \frac{(0.0254)(2.5)}{0.268 \times 10^{-6}}$$

$$\text{Re} = 263,940$$

$$\frac{h_w \text{Di}}{k} = 0.023 (263,940)^{0.8} (1.23)^{0.33} \left(\frac{0.268 \times 10^{-6}}{0.266 \times 10^{-6}} \right)^{0.14}$$

$$\frac{h_w \text{Di}}{k} = 491.54$$

$$h_w = \frac{(491.54)(0.5889)}{0.0254}$$

$$h_w = 11,396.4 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

4.3) Coeficiente por ebullición nuclear.

Del Apéndice II @ 110 °C

$$l = 25.9 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$\frac{k}{\lambda \rho v} = 138 \times 10^{-2} \frac{1}{^\circ\text{C}}$$

$$\Delta T = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\left(\frac{k \Delta T}{\lambda^2 D} \right) Pr^{1/3} = (138 \times 10^{-2}) (20) (1.23)^{1/3} = 29,5 > 1,6$$

$$\frac{h_{eb} l}{k} = 2,63 \times 10^{-3} (138 \times 10^{-2} \times 20)^{1,86} (1,23)^{0,952}$$

$$= 1,5333$$

$$h_{eb} = \frac{(1,5333) (0,5889)}{25,9 \times 10^{-6}}$$

$$h_{eb} = 34\ 864 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

4.4) Coeficiente en el tubo,

$$\frac{h_{eb}}{h_w} = \frac{34\ 864}{11\ 396,4} = 3,0592 > 2$$

$$\therefore h = h_{eb} = 34\ 864 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

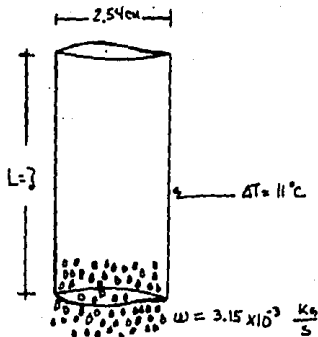
5) RESULTADO,

$$h = 34\ 864 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

EJEMPLO 4.7

Se condensa vapor a 0,1511 atm sobre la superficie exterior de un tubo vertical de 2,54 cm de diámetro externo. Determine cuál será la longitud del tubo, si el flujo de condensado en el extremo inferior del tubo es de $3,15 \times 10^{-3}$ kg/s por tubo y si existe una diferencia de temperatura de 11 °C entre el vapor y la superficie del tubo.

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

$$P = 0.1511 \text{ atm}$$

$$D_o = 2.54 \text{ cm}$$

$$W = 3.15 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_v - T_s = 11^\circ\text{C}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Ecuaciones para condensación en tubos verticales.

$$\frac{h L}{k} = 1.13 \left(\frac{L^3 \rho^2 g \lambda}{k \mu \Delta T} \right)^{1/4} = 1.18 \left(\frac{L^3 \rho^2 g}{\mu \Gamma} \right)^{1/3}$$

Laminar

$$\frac{h D_o}{k} = 0.00071 \left(\frac{k L \Delta T}{D_o \lambda \mu} \right)^{0.61} \left(\frac{D_o^3 \rho g}{\mu^2} \right)^{0.56}$$

Turbulento.

3.2) Investigar tipo de regimen.

$$Re = \frac{\Gamma}{\mu}$$

4) CALCULOS.

4.1) Propiedades del agua.

Del Apéndice II @ P = 0.1511 atm

$$T_v = 53.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_p = 53.7 - \frac{3}{4} \text{ (11)} = 45.45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mu = 2.34 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$\rho = 990 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\lambda = 570.87 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$k = 0.5511 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$$

4.2) Regimen.

$$Re = \frac{v}{\mu} = \frac{(3.15 \times 10^{-3}) (3600)}{(0.0254) (1)} \cdot \frac{1}{2.34}$$

$$Re = 60.73$$

∴

Laminar

4.3) Longitud del tubo.

$$1.18 \left(\frac{L^3 \rho^2 g}{\mu \Gamma} \right)^{1/3} = 1.13 \left(\frac{L^3 \rho^2 \lambda g}{k \mu \Delta T} \right)^{1/4}$$

$$L(1.18) \left[\frac{(990)^2 (1.27 \times 10^8)}{(2.34) (142.11)} \right]^{1/3} = \dots$$

$$\dots 1.13 \left[\frac{(990)^2 (1.27 \times 10^8) (578.87)}{(0.5511) (2.34) (11)} \right]^{1/4} (L)^{3/4}$$

$$L(8504,06) = (9\,539,65) (L)^{3/4}$$

$$L = \left(\frac{8504,06}{9539,65} \right)^{-4}$$

$$L = 1,58 \text{ m}$$

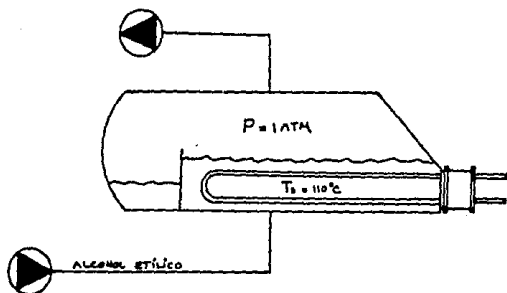
5) RESULTADO.

$$L = 1,58 \text{ m}$$

EJEMPLO 4,8

En un rehervidor del tipo marmita se evapora alcohol etílico a presión atmosférica. ¿Cuál será el coeficiente de transferencia de calor para el alcohol etílico, si la temperatura de la pared de los tubos calentadores es de $110\text{ }^{\circ}\text{C}$?

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

$$T_s = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P = 1 \text{ atm}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Ecuación de transferencia de calor.

$$\text{Si } \frac{k \Delta T}{\lambda \rho \Delta} \text{ Pr}^{1/3} \cong 1.6$$

$$\text{Nu} = 2.63 \times 10^{-3} \left(\frac{k \Delta T}{\lambda \rho \Delta} \right)^{1.86} \text{Pr}^{0.952}$$

$$\text{Nu} = 3.91 \times 10^{-3} \left(\frac{k \Delta T}{\lambda \rho \Delta} \right) \text{Pr}^{2/3}$$

$$\text{Si } \frac{k \Delta T}{\lambda \rho \Delta} (\text{Pr})^{1/3} \leq 1.6$$

$$1 = \frac{C_p \rho \Delta T_{\text{eb}}}{(\lambda \rho \Delta)^2}$$

3.2) Temperatura de ebullición y propiedades.

Del Apéndice I y II

$$T_{\text{eb}} = 78.3 \text{ } ^\circ\text{C} = 351.3 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\rho_l = 790 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_v = 1.6 \text{ kg/m}^3$$

$$\sigma = 0.0168 \text{ N/m}$$

$$\mu = 0.45 \text{ CTP} = 0.45 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

$$\lambda = 210 \text{ kcal/kg}$$

$$C_p = 0.782 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta = \frac{0.45 \times 10^{-3}}{790} = \frac{\mu}{\rho_l} = 5.696 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0.1435 \text{ kcal/m}^{\circ}\text{C}$$

4) CALCULOS.

4.1) Comprobación.

$$\left(\frac{k \Delta T}{\lambda \rho \nu} \right) (\text{Pr})^{1/3}$$

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{(0.782)(0.45 \times 10^{-3})(3600)}{0.1435}$$

$$\text{Pr} = 8.82$$

$$\frac{(0.1435)(110 - 78.3)}{(210)(1.16)(5.696 \times 10^{-7})(3600)} (8.82)^{1/3} = 18.8 > 1.6$$

4.2) Coeficiente.

$$\text{Nu} = 2.63 \times 10^{-3} (9.106)^{1.86} (8.82)^{0.952}$$

$$\frac{h l}{k} = 1.2717$$

$$1 = \frac{(0.782)(790)(0.0168)(351.3)}{(210 \times 1.6)^2 (4185)}$$

$$l = 7.71 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$h = \frac{(1.2717)(0.1438)}{7.71 \times 10^{-6}}$$

$$h = 23\,669.12 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^2 \cdot \text{C}}$$

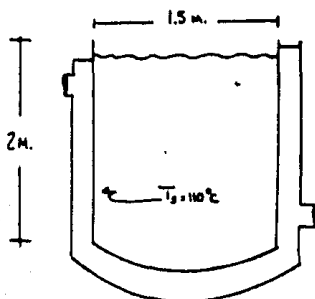
5) RESULTADO.

$$h = 23\,669.12 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^2 \cdot \text{C}}$$

EJEMPLO 4.9

Un tanque de 1.5 m de diámetro interno por 2 m de altura, se encuentra descubierto en su parte superior y está enchaquetado. En su interior hierve una solución acuosa a presión atmosférica, si la temperatura de la pared interna del tanque se encuentra a 110 °C, ¿cuál será el coeficiente de transferencia de calor por ebullición para la superficie interior y las paredes del tanque?. ¿Cuál será el flujo de calor total en el tanque enchaquetado?

1) TRADUCCION.



2) DATOS,

$$T_s = 110\text{ °C}$$

$$D_i = 1.5\text{ m}$$

$$A = 2.0\text{ m}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Coeficiente para agua en superficie vertical.

$$\frac{Q}{A} < 3\ 000 \quad h = 462 \Delta T^{1/7}$$

$$3\ 000 < \frac{Q}{A} < 60\ 000 \quad h = 6.838 \Delta T^3$$

3.2) Coeficiente para agua en superficie horizontal.

$$\frac{Q}{A} < 13\,760 \qquad h = 897 \Delta T^{1/3}$$

$$13\,760 < \frac{Q}{A} < 200\,000 \qquad h = 4,78 \Delta T^3$$

3.3) Calor total

$$Q_{\text{total}} = Q_v + Q_h$$

4) CALCULOS.

4.1) Coeficiente en la superficie horizontal.

$$\text{Suponemos que } \frac{Q}{A} > 13\,760$$

$$T_{\text{eb}} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h = 4,78 (10)^3 = 4\,780 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

4.2) Calor transmitido por el fondo del tanque.

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} (1,5)^2 = 1,7671 \text{ m}^2$$

$$Q = Ah \Delta T = (1,7671) (4,780) (10) = 84\,469,57 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$\frac{Q}{A} = 47\,801 > 13\,760 \quad \therefore \text{ La suposición es buena.}$$

4.3) Coeficiente en la superficie vertical.

$$\text{Suponiendo: } \frac{Q}{A} > 3\,000$$

$$h = 6,838 (10)^3 = 6,838 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

4.4) Calor transmitido por los lados del tanque.

$$A = \pi D_i L = \pi (1.5) (2) = 9.4247 \text{ m}^2$$

$$Q = Ah \Delta T = (9.4247) (6.838) (10) = 644,460.98 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$\frac{Q}{A} = 68,380 > 3,000 \quad \therefore \text{ la suposición es buena.}$$

4.5) Calor total transmitido.

$$Q_{\text{total}} = 84,469.57 + 644,460.98$$

$$Q_{\text{total}} = 728,930.55 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

5) RESULTADOS.

5.1) Coeficiente superficie horizontal

$$h = 4,780 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

5.2) Coeficiente superficie vertical.

$$h = 6,838 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}$$

5.3) Flujo total de calor.

$$Q = 728,930.55 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

EJEMPLO 4.10

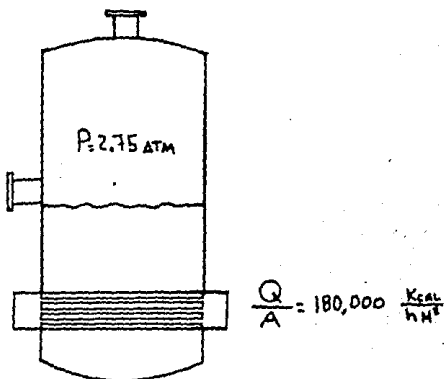
Se tiene en un evaporador una cantidad de agua que está hirviendo a una presión de 2.75 atm y que existe una carga térmica de 180 000 $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2}$ y que el régimen de ebullición que se lleva a cabo es nuclear (burbujas).

Si en el interior del evaporador se encuentran una serie de tubos, determine:

- El coeficiente de transferencia de calor en la superficie exterior de los tubos del evaporador.
- La temperatura a la cual deberían estar la superficie de los tubos para lograr ese coeficiente.
- El porcentaje de flujo crítico de calor al que se está trabajando.

Considere que la ebullición se lleva a cabo en un volumen grande de líquido.

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

$$P = 2.75 \text{ atm}$$

$$\frac{Q}{A} = 180\,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Coeficiente de transferencia,

$$Nu = 0.125 Re^{0.65} Pr^{1/3}$$

$$Si Re \geq 10^{-2}$$

$$Re = \frac{Q/A}{\lambda \rho v} \quad 1 = \frac{Cp \rho v T}{(\lambda \rho)^2}$$

3.2) Temperatura superficie tubos,

$$h = 4.78 \Delta T^3$$

3.3) Flujo critico.

$$\frac{Q}{A \text{ critico}} = Re_{cr} \frac{\lambda \rho v}{1}$$

$$Re_{cr} = 68 g \left[\left(\frac{1^3}{D^2} \right) \left(\frac{A - \rho v}{A} \right) \right]^{4/9} Pr^{-1/3}$$

4) CALCULOS.

4.1) Propiedades del agua.

Del Apéndice II @ P = 2.75 ; Ts = 130 °C

$$\rho_l = 935 \frac{kg}{m^3}$$

$$Cp = 1.019 \frac{Kcal}{kg \cdot ^\circ C}$$

$$\rho_v = 1.2863 \frac{kg}{m^3}$$

$$v = 529 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

$$D = 0.226 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$k = 0.5898 \frac{Kcal}{lm \cdot ^\circ C}$$

$$\lambda = 519.5 \frac{Kcal}{kg}$$

4.2) Reynolds y Prandtl.

$$l = \frac{(1.019)(935)(529 \times 10^{-4})(403)(1)}{\left[(519.5)(1.2863) \right]^2 (4185)}$$

$$l = 1.0869 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$Re = \frac{(172\ 000)(1.0869 \times 10^{-5})}{(519.5)(1.2863)(0.226 \times 10^{-6}) \left(\frac{3600}{1} \right)} = 3.4386$$

$$Pr = \frac{(1.019)(0.226 \times 10^{-6})(935)(3600)}{0.5898}$$

$$Pr = 1.3143$$

4.3) Coeficiente de transferencia de calor.

$$Nu = 0.125 (3.4386)^{0.65} (1.3143)^{1/3} = 0.3056$$

$$h = \frac{(0.3056)(0.5898)}{1.0869 \times 10^{-5}}$$

$$h = 16\ 582.0 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^2 \cdot \text{C}}$$

4.4) Temperatura superficie tubos.

$$16\ 582.0 = 4.78 \Delta T^3$$

$$\Delta T = 15.138 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_s = 130 + 15.138$$

$$T_s = 145.13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.5) Reynolds crítico.

$$Re_{\text{crítico}} = (68)(9,81) \left[\frac{(1,0869 \times 10^{-5})^3}{(0,226 \times 10^{-6})^2} \dots \right. \\ \left. \dots \left(\frac{935 - 1,2863}{935} \right) \right]^{4/9} (1,3143)^{-1/3}$$

$$Re_{\text{crítico}} = 118,41$$

4.6) Porcentaje Flujo crítico.

$$\frac{Q}{A} = (118,41) \frac{(519,5)(1,2863)(0,226 \times 10^{-6})(3600/1)}{1,0869 \times 10^{-5}}$$

$$\frac{Q}{A} = 5,992,943 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2}$$

$$\% = \frac{180,000}{5,922,943} \times 100 = 3,04$$

5) RESULTADOS.

5.1) Coeficiente de transferencia de calor;

$$h = 16,582,0 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

5.2) Temperatura superficie tubos

$$T_s = 145,13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.3) Porcentaje del flujo crítico a que se trabaja.

$$\% = 3,04$$

PROBLEMAS PROPUESTOS

4.1)

Se desea saber cuál será el coeficiente de transferencia de calor del vapor a los tubos de un condensador que se encuentran en forma de haz horizontal y que está compuesto por 14 filas verticales,

En la superficie de dichos tubos se condensa vapor de agua seco y saturado a 0.099 kg/m^2 absolutos. La temperatura a la que se encuentra la superficie de los tubos es de $35 \text{ }^\circ\text{C}$ y el diámetro externo de estos es de 16 mm.

Resultado.

$$h = 6\ 858 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

4.2)

En un generador de vapor se lleva a cabo una ebullición nucleada de un volumen grande de agua; si esta se encuentra a una presión de 6 atm absolutas, ¿cuál será el flujo de calor en el generador de vapor si la superficie de calentamiento de este se encuentra a una temperatura de $175 \text{ }^\circ\text{C}$?

Resultado.

$$\frac{Q}{A} = 682\ 618 \frac{\text{Kcal}}{\text{lm}^2}$$

4.3)

En un tubo vertical el cual es calentado por la condensación de vapor sobre la superficie externa de este fluye en su interior un líquido hirviente. El tubo tiene 5.08 cm de diámetro externo y el vapor que se usa está saturado. La sección del tubo calentada por el vapor es de 3 m de alto.

Se desea saber cuál será la temperatura tal que pueda suministrarse 23 000 kcal/h al tubo si la superficie de este tiene 93 °C. Suponga condensación pelicular.

Resultado.

$$T_v = 105 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.4)

En un evaporador que se encuentra a 0,64 atm y que tiene tubos de 2.54 cm de diámetro interno, fluye una solución acuosa de nitrato de potasio al 20 % de concentración y hierve a 80 °C. Si la solución fluye a 1 m/s, ¿cuál será el coeficiente de transferencia de calor por ebullición si la superficie de los tubos se encuentra a una temperatura de 100 °C?

Resultado.

$$h = 14\,978 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{ } ^\circ\text{C}}$$

4.5]

Se condensa vapor a la presión de 0,1511 atm absolutas sobre la superficie exterior de un tubo vertical de 2,54 cm de diámetro externo y de 3,66 m de longitud. La temperatura del tubo es mantenida en promedio a 43 °C. Se desea saber cuál es el valor del coeficiente de transferencia de calor por condensación,

Resultado.

$$h = 3\,922 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

4.6]

Por un tubo cuyo diámetro interno es de 3,8 cm fluye agua hirviendo a una velocidad de 1 m/s. El agua se encuentra a una presión de 2,8 atm absolutas.

Si la temperatura de la superficie interna del tubo es de 240 °C, ¿cuál será la carga térmica y el valor del coeficiente de transferencia de calor?

Resultado.

$$h = 25\,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\frac{Q}{A} = 172\,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2}$$

4.7)

Es necesario calentar una corriente de agua desde 20 °C hasta 80 °C. Dicha corriente fluye por el interior de un tubo horizontal de 2 cm de diámetro externo,

En el exterior del tubo se está condensando vapor saturado a una presión de 5 kg/cm² de sobrepresión.

Calcúlese la longitud del tubo para un caudal de agua de 36 l/min.

Resultado.

L = 5,31 m

A P E N D I C E I I

t_a , °C	$t_a \cdot 10^4$, m	$\frac{t_a}{10^4} \cdot 10^4$ $\frac{m^2}{m^2 \cdot W}$	$\frac{t_a}{10^4} \cdot 10^4$ $\frac{1}{1/°C}$	t_a , °C	$t_a \cdot 10^4$, m	$\frac{t_a}{10^4} \cdot 10^4$ $\frac{m^2}{m^2 \cdot W}$	$\frac{t_a}{10^4} \cdot 10^4$ $\frac{1}{1/°C}$
30	16.450	276.870	1040	190	0.450	0.216	32.2
40	5.950	73.345	782	200	0.296	0.123	27.5
50	2.305	20.694	587	210	0.200	0.0718	23.5
60	960	6.543	450	220	0.136	0.0426	20.2
70	423	2.201	347	230	0.0938	0.0254	17.3
80	197	788	273	240	0.0746	0.0155	15.1
90	96.0	304	216	250	0.0451	0.00989	13.6
100	48.7	122.4	172	260	0.0318	0.00593	11.4
110	25.9	51.8	138	270	0.0224	0.00373	9.60
120	14.2	22.8	110	280	0.0158	0.00243	8.80
130	8.05	10.7	96.0	290	0.0114	0.00153	7.47
140	4.70	5.13	75.0	300	0.00800	0.000911	6.16
150	2.62	2.58	60.5	310	0.00565	0.000609	5.64
160	1.73	1.33	52.6	320	0.00398	0.000388	4.93
170	1.08	0.710	44.5	330	0.00278	0.000249	4.34
180	0.715	0.396	37.5	340	0.00192	0.000158	3.77
				350	0.00126	0.000099	3.36

Valores de $1, \frac{\lambda}{k \rho v \Delta}$, $\frac{1}{k \rho v \Delta}$ para las

ecuaciones 4.12 a 4.16

(Referencia bibliográfica No. 19)

Temperatura de ebullición del agua en función
de la presión [L.2]

$10^5 \frac{kg}{cm^2}$	$t_b, ^\circ C$	$10^5 \frac{kg}{cm^2}$	$t_b, ^\circ C$	$10^5 \frac{kg}{cm^2}$	$t_b, ^\circ C$	$10^5 \frac{kg}{cm^2}$	$t_b, ^\circ C$	$10^5 \frac{kg}{cm^2}$	$t_b, ^\circ C$
1	99,64	26	226,03	72	287,71	122	325,90	172	353,21
2	120,33	27	228,06	74	289,58	124	327,15	174	353,17
3	133,54	28	230,04	76	291,41	126	328,39	176	355,11
4	143,62	29	231,96	78	293,22	128	329,61	178	356,04
5	151,84	30	233,83	80	294,98	130	330,81	180	356,96
6	158,84	32	237,44	82	296,71	132	332,00	182	357,87
7	164,96	34	240,88	84	298,40	134	333,18	184	358,78
8	170,42	36	244,16	86	300,07	136	334,34	186	359,67
9	175,35	38	247,31	88	301,71	138	335,49	188	360,56
10	179,68	40	250,33	90	303,32	140	336,63	190	361,44
11	184,05	42	253,24	92	304,90	142	337,75	192	362,31
12	187,95	44	256,05	94	306,45	144	338,86	194	363,17
13	191,60	46	258,75	96	307,98	146	339,96	196	364,02
14	195,04	48	261,37	98	309,49	148	341,04	198	364,87
15	198,28	50	263,91	100	310,96	150	342,11	200	365,71
16	201,36	52	266,38	102	312,42	152	343,18	202	366,54
17	204,30	54	268,77	104	313,86	154	344,23	204	367,37
18	207,10	56	271,10	106	315,28	156	345,27	206	368,18
19	209,78	58	273,36	108	316,67	158	346,30	208	368,99
20	212,37	60	275,56	110	318,04	160	347,32	210	369,79
21	214,84	62	277,71	112	319,39	162	348,33	212	370,58
22	217,24	64	279,80	114	320,73	164	349,32	214	371,4
23	219,55	66	281,85	116	322,05	166	350,31	216	372,2
24	221,77	68	283,85	118	323,35	168	351,29	218	372,9
25	223,93	70	285,80	120	324,63	170	352,26	220	373,7
									Estado crítico
									221,29 374,15

(Referencia bibliográfica No. 19)

Coeficientes dinámicos de viscosidad del agua

Temperatura, °C	Coefficiente dinámico de viscosidad, mPa·s (cP)	Temperatura, °C	Coefficiente dinámico de viscosidad, mPa·s (cP)	Temperatura, °C	Coefficiente dinámico de viscosidad, mPa·s (cP)
0	1,792	33	0,7523	67	0,4233
1	1,731	34	0,7371	68	0,4174
2	1,673	35	0,7225	69	0,4117
3	1,619	36	0,7085	70	0,4061
4	1,567	37	0,6947	71	0,4006
5	1,519	38	0,6814	72	0,3952
6	1,473	39	0,6685	73	0,3900
7	1,428	40	0,6560	74	0,3849
8	1,385	41	0,6439	75	0,3799
9	1,346	42	0,6321	76	0,3750
10	1,308	43	0,6207	77	0,3702
11	1,271	44	0,6097	78	0,3655
12	1,236	45	0,5995	79	0,3610
13	1,203	46	0,5893	80	0,3565
14	1,171	47	0,5782	81	0,3521
15	1,140	48	0,5683	82	0,3478
16	1,111	49	0,5588	83	0,3436
17	1,083	50	0,5494	84	0,3395
18	1,056	51	0,5404	85	0,3355
19	1,030	52	0,5315	86	0,3315
20	1,005	53	0,5229	87	0,3276
20,2	1,000	54	0,5146	88	0,3239
21	0,9810	55	0,5067	89	0,3203
22	0,9673	56	0,4985	90	0,3165
23	0,9558	57	0,4907	91	0,3130
24	0,9442	58	0,4832	92	0,3095
25	0,9337	59	0,4759	93	0,3060
26	0,9237	60	0,4688	94	0,3027
27	0,9145	61	0,4618	95	0,2994
28	0,9060	62	0,4550	96	0,2962
29	0,9180	63	0,4483	97	0,2930
30	0,9007	64	0,4418	98	0,2899
31	0,7840	65	0,4355	99	0,2868
32	0,7679	66	0,4293	100	0,2836

(Referencia bibliográfica No. 19)

Propiedades del vapor de agua saturado en función de la temperatura

Temperatura, °C	Presión saturada, at	Volumen específico, m ³ /kg	Densidad, kg/m ³	Entalpía de saturación del líquido t°, kJ/kg	Entalpía de saturación del vapor t°, kJ/kg	Calor específico de saturación t°, kJ/kg
0	0,0062	206,5	0,00484	0	2493,1	2493,1
5	0,0089	147,1	0,00680	20,95	2502,7	2481,7
10	0,0125	106,4	0,00940	41,90	2512,3	2470,4
15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	0,0238	57,8	0,01729	83,80	2532,0	2448,2
25	0,0323	43,40	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	0,0433	32,93	0,03036	125,70	2551,3	2425,6
35	0,0573	25,25	0,03960	146,65	2561,0	2414,3
40	0,0752	19,55	0,05114	167,60	2570,6	2403,0
45	0,0977	15,28	0,06543	188,55	2579,8	2391,3
50	0,1258	12,054	0,0830	209,50	2589,5	2380,0
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368,2
60	0,2031	7,687	0,1301	251,40	2608,3	2356,9
65	0,2550	6,209	0,1611	272,35	2617,5	2345,2
70	0,3177	5,052	0,1979	293,30	2626,3	2333,2
75	0,393	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
85	0,590	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,5970	419,0	2679	2260
105	1,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2696	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	1,1199	504,1	2711	2207

(Referencia bibliográfica No. 19)

Propiedades del vapor de agua saturado en función de la presión

Presión (absoluta), at	Temperatura, °C	Volumen específico, m ³ /kg	Densidad, kg/m ³	Entalpía específica del vapor saturado, kJ/kg	Entalpía específica del líquido saturado, kJ/kg	Calor específico del vapor saturado, kJ/kg
0,01	6,6	121,60	0,00760	27,7	2560	2478
0,015	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2465
0,02	17,1	68,27	0,01465	71,6	2520	2455
0,025	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447
0,03	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
0,04	28,6	35,46	0,02820	119,8	2545	2429
0,05	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
0,06	35,8	24,19	0,04133	150,0	2562	2413

Presión (absoluta), at	Temperatura, °C	Volumen específico, m ³ /kg	Densidad, kg/m ³	Entalpía específica del vapor saturado, kJ/kg	Entalpía específica del líquido saturado, kJ/kg	Calor específico del vapor saturado, kJ/kg
0,08	41,1	18,45	0,05420	172,2	2573	2400
0,10	45,4	14,96	0,06686	190,1	2581	2390
0,12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
0,15	53,6	10,22	0,09789	221,6	2596	2372
0,20	59,7	7,977	0,1263	250,1	2607	2358
0,30	68,7	5,331	0,1876	287,0	2620	2336
0,40	75,4	4,072	0,2456	315,0	2632	2324
0,50	80,9	3,304	0,3027	339,0	2642	2317
0,60	85,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2310
0,70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2306
0,80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2303
0,90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2300
1,0	99,1	1,727	0,5790	415,2	2672	2299
1,2	104,2	1,457	0,6865	437,0	2678	2296
1,4	108,7	1,261	0,7931	456,3	2683	2293
1,6	112,7	1,113	0,898	473,1	2687	2291
1,8	116,3	0,997	1,003	488,6	2690	2289
2,0	119,6	0,903	1,107	502,4	2693	2288
3,0	132,9	0,6180	1,618	558,9	2730	2271
4,0	142,9	0,4718	2,120	601,1	2744	2261
5,0	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2254
6,0	158,1	0,3222	3,104	667,0	2763	2248
7,0	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2243
8,0	169,6	0,2434	4,075	718,4	2776	2238
9,0	174,5	0,2195	4,556	740,0	2780	2234
10	178,0	0,1985	5,037	759,6	2784	2231
11	183,2	0,1813	5,516	778,1	2787	2229
12	187,1	0,1668	5,996	795,3	2790	2227
13	190,7	0,1545	6,474	811,2	2793	2225
14	194,1	0,1438	6,952	826,7	2795	2223
15	197,4	0,1346	7,431	840,9	2798	2221
16	200,4	0,1264	7,909	854,8	2798	2220
17	203,4	0,1192	8,389	867,7	2799	2219
18	206,2	0,1128	8,868	880,3	2800	2218
19	208,8	0,1070	9,349	892,5	2801	2217
20	211,4	0,1017	9,83	904,2	2802	2216
30	232,8	0,06802	14,70	1002	2801	2210
40	249,2	0,05069	19,73	1079	2793	2203
50	262,7	0,04007	24,96	1143	2780	2197
60	274,3	0,03289	30,41	1199	2763	2191
70	284,5	0,02769	36,12	1249	2740	2184
80	293,0	0,02374	42,13	1294	2726	2178
90	301,9	0,02064	48,45	1337	2705	2172
100	309,5	0,01815	55,11	1377	2684	2166
120	323,1	0,01437	69,60	1455	2638	2153
140	335,0	0,01164	85,91	1531	2592	2141
160	345,7	0,00956	104,6	1606	2540	2131
180	355,4	0,00782	128,0	1684	2483	2122
200	364,2	0,00614	162,9	1783	2400	2110
225	374,0	0,00310	322,6	2160	2160	0

Tensión superficial de los líquidos.

Líquido	Temperatura, °C	Tensión superficial σ , dyn/cm	Fórmula de dependencia de σ respecto a la temperatura
Acido acético	20	27,8	
Acido fórmico	17	37,5	
	80	30,8	
Agua	0	75,6	
	20	72,8	
	60	66,2	
	100	58,9	
	130	52,6	
Alcohol etílico	0	24,1	$\sigma_t = \sigma_0 - 0,092t$
	20	22,8	
	40	20,2	
	60	18,4	
Alcohol metílico	20	22,6	
Alcohol propílico	20	23,8	
Anilina	20	42,9	
Benceno	0	31,6	$\sigma_t = \sigma_0 - 0,148t$
	30	27,6	
	60	23,7	
Cloroformo	10	28,5	
	60	21,7	
Eter dietílico	20	17,0	$\sigma_t = \sigma_0 - 0,115t$
Nitrógeno líquido	-196	8,5	
Oxígeno líquido	-183	13,2	
Sulfuro de carbono	19	33,6	
	46	29,4	
Tetracloruro de carbono	20	26,8	
Tolueno	15	28,6	

(Referencia bibliográfica No.19)

Calor específico de vaporización de algunas
sustancias (KJ/Kg)

Sustancia	Temperatura, °C				
	0	20	60	100	140
Agua	2493,1	2448,9	2359,0	2258,4	2149,5
Alcohol butílico	703,9	687,2	653,6	611,7	561,5
Alcohol etílico	921,8	913,4	879,9	812,9	712,3
Alcohol isopropílico	775,2	750,0	699,7	636,9	557,3
Alcohol metílico	1198,3	1173,2	1110,4	1013,9	892,6
Alcohol propílico	812,9	791,9	745,8	683,0	595,0
Amoníaco	1265,4	1190,0	—	—	—
Anilina	—	—	—	—	435,8 (a 134° C)
Benceno	449,3	435,8	408,5	379,2	346,1
Cloro	266,5	253,1	222,0	176,8	71,23
Clorobenceno	375,8	369,5	351,4	336,1	320,5
Cloroformo	271,5	263,1	247,6	231,3	—
Dióxido de carbono	235,1	155,4	—	—	—
Eter dietílico	387,8	366,6	326,4	282,4	228,4
Freón-12	155,0	144,9	132,4	—	—
Nitrobenceno	—	—	—	—	331,9 (a 211° C)
Sulfuro de carbono	374,6	367,0	311,4	316,4	282,4
Tetracloruro de carbono	218,3	213,7	201,9	185,8	168,0
Tolueno	414,8	407,7	358,3	368,7	344,0

(Referencia bibliográfica No. 19)

C A P I T U L O V

DISEÑO DE EQUIPO PARA
TRANSFERENCIA DE CALOR

5.1) EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Las industrias de procesos químicos utilizan ampliamente la transferencia de energía como calor. En capítulos anteriores se han establecido ya los mecanismos para la transferencia de calor, que son la conducción y convección, además se estableció que estos dos mecanismos pueden presentarse en forma simultánea.

Los cambiadores de calor utilizados por los ingenieros químicos no pueden caracterizarse por un solo diseño, ya que las variedades de tal equipo son prácticamente ilimitadas. Sin embargo, la única característica en común de la mayor parte de los cambiadores de calor, es que la transferencia se hace de una fase caliente, a una fase fría y que las dos fases están separadas mediante una frontera sólida.

Podemos decir que los equipos de transferencia de calor se pueden clasificar por las funciones que desempeñan en un proceso.

Los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes en un proceso, como son los intercambiadores de doble tubo, los de tubo y coraza.

Los calentadores se usan primariamente para calentar fluidos de proceso y, generalmente, se usa vapor para este fin, aún cuando en las refinerías de petróleo el aceite caliente recirculado tiene el mismo propósito.

Los enfriadores se emplean para enfriar fluidos en un proceso, el agua es el medio enfriador principal.

Los condensadores son enfriadores cuyo propósito principal es eliminar calor latente en lugar de calor sensible.

Los hervidores tienen el propósito de suplir los requerimientos de calor en los procesos de destilación como calor latente.

Los evaporadores se emplean para la concentración de soluciones - por evaporación de agua. Si además del agua se vaporiza cualquier otro fluido, la unidad es un vaporizador.

5.2) INTERCAMBIADORES DE CALOR DE DOBLE TUBO.

Un intercambiador de doble tubo consiste en dos tubos concéntricos, como se muestra en la figura 5.1 En general, el fluido que debe enfriarse se introduce por la tubería interna, mientras que el fluido que se va a calentar circula por el espacio anular comprendido entre las dos tuberías.

Estos cambiadores pueden conectarse en serie para aumentar el área de transferencia y en general, se usan para servicios en los que se transfieren bajas cargas térmicas, del orden de un cuarto de millón de kilocalorías por hora.

Este tipo de equipos son muy utilizados en la industria petroquímica y farmacéutica, pero poco frecuentes en la industria de la refinación y se usan para calentar ó enfriar un fluido sin que llegue a presentarse un cambio de fase:

En general, como los fluidos que se manejan son sucios o producen oxidación de las superficies, provocan un depósito de suciedad ó sarro a ambos lados de las paredes del tubo, provocando una resistencia al paso del fluido y de la transferencia de calor.

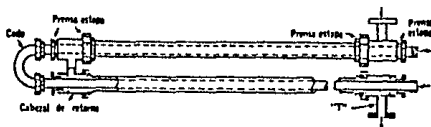


Fig. 5.1

Para medir los equipos comerciales se toma el comportamiento general del equipo, basado en un coeficiente de transferencia de calor total U , el cual depende de tantas variables que es necesario reducirlo a partes.

Los coeficientes totales pueden estar basados en el área externa ó interna del tubo y presentan la siguiente forma:

Basándonos en el área externa

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k_w D_{wm}} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{di} \frac{D_o}{D_i}} \quad (5.1)$$

Basándonos en el área interna

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{di} + \frac{x D_i}{k_w D_{wm}} + \frac{D_i}{D_o h_o} + \frac{D_i}{D_o} R_{do}} \quad (5.2)$$

Donde:

h_o = coeficiente externo de película

h_i = coeficiente interno de película

D_o = diámetro externo del tubo

D_i = diámetro interno del tubo

x = espesor del tubo

k_w = conductividad térmica del tubo

D_{wm} = diámetro medio logarítmico del tubo

R_{do} = resistencia por suciedad ó incrustación externa

R_{di} = resistencia por suciedad interna

La ecuación básica de transferencia de calor en cambiadores de calor es:

$$d_A = \frac{dQ}{UAT} \quad (5.3)$$

En donde dA es el elemento diferencial de superficie requerida para transferir dQ en el punto en el que el coeficiente es U y en donde la diferencia de temperaturas es ΔT .

Para la mayoría de los casos prácticos es posible calcular el coeficiente promedio U_{cm} y obtener un ΔT_m , tal que:

$$A_0 = \frac{Q}{U_{cm} \Delta T_m} \quad (5.4)$$

En un cambiador de calor, la ΔT varía a través del equipo de acuerdo a la dirección de las corrientes y como se muestra en la Figura 5.2 a y b.

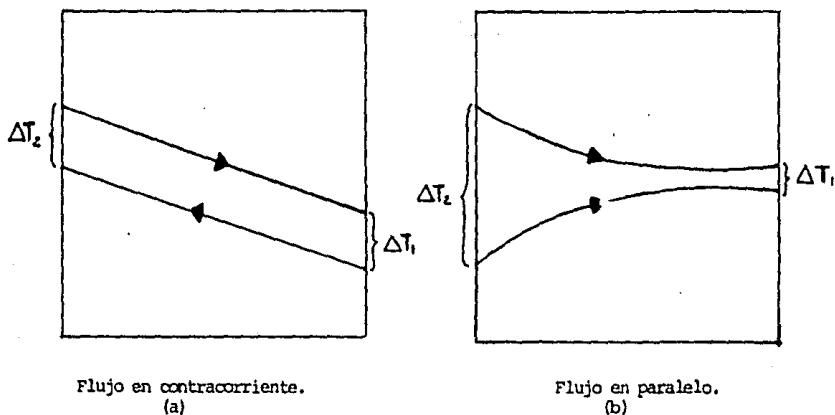


Fig. 5.2

Para obtener la ΔT_m apropiada para el cálculo del equipo se utiliza la fórmula:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (5.5)$$

Para obtener la cantidad de calor que se debe transmitir es necesario hacer un balance de materia y energía alrededor del equipo. Si U varía mucho con la temperatura y por lo tanto a través del equipo, se deberán dividir el aparato en partes para su evaluación. En el caso de variación lineal con la temperatura y si se usa I para entrada y II para salida, entonces:

$$Q = A_o \frac{U_{oII} \Delta T_1 - U_{oII} \Delta T_2}{\ln \left(\frac{U_{oII} \Delta T_1}{U_{oI} \Delta T_2} \right)} \quad (5.6)$$

Los cambiadores de calor de tubos concéntricos se construyen generalmente con tubos de las siguientes dimensiones:

TUBO EXTERNO

2 pulgadas
2.5 pulgadas
3 pulgadas
4 pulgadas

TUBO INTERNO

1.25 pulgadas
1.25 pulgadas
2 pulgadas
3 pulgadas

Las longitudes de los tubos suelen ser de 20, 15, ó 12 pies. Si se requieren longitudes mayores se construyen horquillas para que los tubos no se caigan.

Los coeficientes de película interno y externo se calcularán utilizando las correlaciones ya vistas en el capítulo de convección forzada. Los coeficientes por suciedad, incrustación ó depósito se pueden obtener del Apéndice III.

Un cambiador de calor bien diseñado debe provocar caídas de presión entre 0,3 y 0,7 kg/cm^2 .

Las ecuaciones para el cálculo de las caídas de presión en los tubos son:

Tubo interno:

$$\frac{\Delta P_T}{\rho} = \sum F = \frac{f_D \cdot V^2 \cdot L}{2 \cdot g_c \cdot D_i} \quad (5.7)$$

Espacio anular:

$$\frac{\Delta P_A}{\rho} = \sum F = \frac{f_D \cdot V^2 \cdot L}{2 \cdot g_c \cdot D_e} \quad (5.8)$$

Donde:

- $\sum F$ = sumatoria de fricciones
- f_D = factor de fricción de Darcy
- V = velocidad del fluido
- L = longitud del tubo
- g_c = factor de conversión 9,81 N/kg
- ρ = densidad del fluido
- D_i = diámetro interno del tubo
- D_e = $D_2 - D_1$
- D_2 = diámetro interno del tubo externo
- D_1 = diámetro externo del tubo interno
- ΔP = caída de presión

El factor de Darcy se calcula con el diámetro D_e

También deben considerarse las pérdidas por entradas y salidas de las tuberías y por cambios de dirección en la horquilla, dando la ecuación:

Espacio anular:

$$\frac{\Delta P_{\text{total}}}{\rho} = \frac{\Delta P_A}{\rho} + \frac{\Delta P_r}{\rho} \quad (5.9)$$

$$\frac{\Delta P_r}{\rho} = \frac{4 N V^2}{2 g_c}$$

Donde N = número de horquillas.

En el caso de que alguna de las corrientes se encuentre con vapor de agua, se tendrá que evaluar el coeficiente de transferencia de calor, del lado del vapor, utilizando las correlaciones apropiadas de condensación.

Algunos valores de los coeficientes de película para diferentes sustancias se presentan en el Apéndice III.

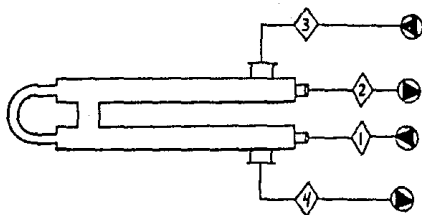
Ejemplo 5.1

Se calienta petróleo crudo a razón de 1000 kg/h en el interior de un intercambiador de doble tubo desde 32 °C hasta 93 °C. El calor lo da la querosina que entra a 232 °C en el espacio anular. Si la temperatura de acercamiento (diferencia de temperaturas mínima entre fluidos) es de 10 °C, determine el área de transferencia y la querosina requerida si se opera en contracorriente y en paralelo.

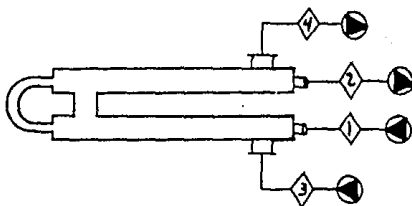
Para la querosina el $C_p = 0.6$ kcal/kg °C y para el petróleo 0.56 kcal/kg °C, el coeficiente total U_0 es 390 kcal/m² °C.

1) TRADUCCION.

1.1) En contracorriente.



1.2) En paralelo.



2) DATOS.

Petróleo

$T_1 = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$
 $T_2 = 93 \text{ } ^\circ\text{C}$
 $C_p = 0.56 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$
 $m = 1000 \text{ kg/h}$

Querosina

$T_3 = 232 \text{ } ^\circ\text{C}$
 $T_4 = ?$
 $m = ?$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Ecuación de diseño.

$$Q = U_o A_o \Delta T_m$$

3.2) Balance de masa y energía.

$$(mCp)_p (T_2 - T_1) = (mCp)_q (T_3 - T_4)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

4) CALCULOS.

4.1) Calor.

$$Q = 1000 (0.56) (93 - 32)$$

$$Q = 34,160 \text{ kcal/h}$$

4.2) Diferencias de temperatura en contracorriente.

$$34,160 = m_q (0.6) \dots$$

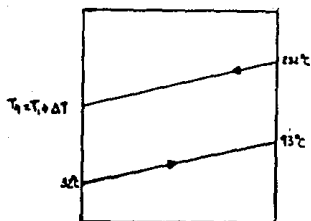
$$\dots \left[232 - (32 + 10) \right]$$

$$m_q = 299.65 \text{ kg/h}$$

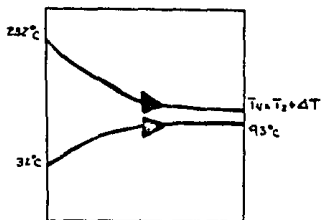
$$T_4 = 32 + 10 = 42 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{(232 - 93) - (42 - 32)}{\ln \frac{232 - 93}{42 - 32}}$$

$$\Delta T_m = 49 \text{ } ^\circ\text{C}$$



4.3) En paralelo.



$$34,160 = m_G (0.6) (232 - 103)$$

$$m_G = 441.34 \text{ kg/h}$$

$$T_4 = 93 + 10 = 103$$

$$\Delta T_m = \frac{(232 - 32) - (103 - 93)}{\ln \left(\frac{232 - 32}{103 - 93} \right)}$$

$$\Delta T_m = 63.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.4) Área en contracorriente.

$$A_O = \frac{34,160}{(390) (49)}$$

$$A_O = 1.787 \text{ m}^2$$

4.5) Área en paralelo.

$$A_C = \frac{34,160}{390 (63.4)}$$

$$A_O = 1.3815 \text{ m}^2$$

5) RESULTADOS.

5.1) Contracorriente.

$$A_O = 1.767 \text{ m}^2$$

$$m = 299.65 \text{ kg/h}$$

5.2) Paralelo.

$$A_O = 1.3815 \text{ m}^2$$

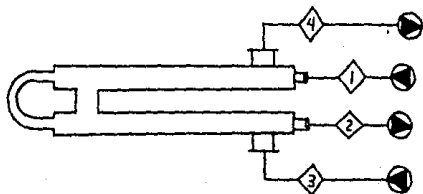
$$m = 441.34 \text{ kg/h}$$

Ejemplo 5.2

Se desean calentar 3000 kg/h de alcohol etílico desde 10 °C a 50 °C, usando agua caliente que pasará de 80 °C a 40 °C. Para ello se quiere construir un cambiador de tubos concéntricos en el que se permitirá hasta 0.7 kg/cm² de caída de presión.

¿Cuál es el área requerida, el número de horquillas si se cuenta con tubos de 2.5 y 1.25 pulgadas de 20 pies de largo Cd 40 y si se trabaja a contracorriente? ¿Cuál será la caída de presión en el sistema?

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

Alcohol etílico

$T_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$
 $T_2 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$
 $m = 3000 \text{ kg/h}$

Agua

$T_3 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$
 $T_4 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
 $m = ?$

Tubos

2.5 pulgadas
 1.25 pulgadas
 Cd 40
 $L = 20 \text{ pies}$
 $\Delta P = 0.7 \text{ kg/cm}^2$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Ecuación de diseño.

$$Q = A_o U_o \Delta T_m$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x_{D_o}}{k_w D_w} + \frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_i} + \frac{D_o}{D_i} R_{di}}$$

3.2) Coeficientes de película.

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

$$Nu = 0.031 (Re)^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \left(\frac{D_i}{D_o} \right)^{-0.15}$$

3.3) Balance de energía.

$$(Mcp)_1 (T_2 - T_1) = (Mcp)_3 (T_4 - T_3)$$

3.4) Caídas de presión.

$$\frac{\Delta P_t}{\rho} = \frac{f_D V^2 L}{2 g_c D_i}$$

$$\frac{\Delta P_{total}}{\rho} = \frac{\Delta P_A}{\rho} + \frac{P_r}{\rho}$$

4) CALCULOS

4.1) Balance de masa y calor.

$$\bar{T}_{agua} = \frac{80 + 40}{2} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\bar{T}_{alcohol} = \frac{10 + 50}{2} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Del Apéndice I @ 60° y 30°, respectivamente.

$$C_{p_{\text{agua}}} = 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$C_{p_{\text{alcohol}}} = 0.58 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

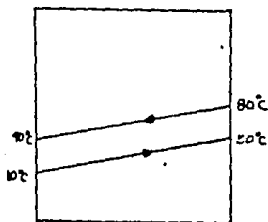
$$3000 (0.58) (50 - 10) = m_{\text{agua}} (1) (80 - 40)$$

$$m_{\text{agua}} = 1,740 \text{ kg/h}$$

$$\therefore Q = 1740 (1) (80 - 40)$$

$$Q = 69,600 \text{ kcal/h}$$

4.2) Diferencia de temperatura.



$$\Delta T_1 = 80 - 50 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 40 - 10 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

4.3) Datos de los tubos.

Del Apéndice III

Tubo de 2,5 pulgadas

$$D_i = 0.0627 \text{ m}$$

$$D_o = 0.07315 \text{ m}$$

$$\text{Area anular} = 0.00169 \text{ m}^2$$

Tubo de 1,25 pulgadas

$$D_i = 0.035052 \text{ m}$$

$$D_o = 0.042164 \text{ m}$$

$$\text{Area flujo} = 0.0009677 \text{ m}^2$$

$$x = 7.112 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_w = 0.0386717 \text{ m}$$

Debido a que hay mayor cantidad de alcohol éste se introducirá por el espacio anular y el agua por el tubo interno, además - que es mas sucio e incrustante el agua.

4.4) Temperatura en la superficie.

Para obtener esta temperatura supondremos el valor de los coeficientes de transferencia interno y externo y después se ajustarán.

Suponiendo: $h_i = 2000 \text{ kcal/m}^2\text{°C}$; $h_o = 500 \text{ kcal/m}^2\text{°C}$

$$2000 (60 - T_s) = 500 (T_s - 30)$$

$$T_s = 54 \text{ °C}$$

4.5) Coeficiente interno (agua).

@ 60 °C del Apéndice I

$C_p = 1 \text{ kcal/kg °C}$; $\mu = 0.47 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$; $k = 0.567 \text{ kcal/m}^2\text{°C}$

$M_s = 0.5 \text{ kg/ms}$

$$\frac{m}{A} = \frac{1,740}{(0.0009645)(3600)} = 501.12 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Re = \frac{D \left(\frac{m}{A} \right)}{\mu} = \frac{(0.035052)(501.12)}{0.47 \times 10^{-3}}$$

$$Re = 37,373$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{(1)(0.47 \times 10^{-3})(3600)}{0.567}$$

$$Pr = 2,9841$$

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 (37,373)^{0.8} (2.9841)^{0.33} \left(\frac{0.47}{0.5}\right)^{0.14}$$

$$\frac{h_i D_i}{k} = 148.83$$

$$h_i = \frac{(148.83)(0.567)}{0.035052}$$

$$h_i = 2,407.5 \text{ kcal/m}^2\text{°C}$$

4.6) Coeficiente externo (alcohol).

Ⓐ 30 °C del Apéndice I.

$$C_p = 0.58 \text{ kcal/kg°C}; \mu = 1.1 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}; k = 0.156 \text{ kcal/m°C}$$

$$\frac{m}{A} = \frac{3000}{(0.00169)(3600)} = 493.09 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Re = \frac{D \left(\frac{m}{A}\right)}{\mu} = \frac{0.042164 (493.09)}{1.1 \times 10^{-3}}$$

$$Re = 18,900$$

Ⓑ 54 °C del Apéndice I

$$\mu = 0.65 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

$$Pr = \frac{(0.58)(1.1 \times 10^{-3})(3600)}{0.156}$$

$$Pr = 14.72$$

$$Nu = 0.031(18,900)^{0.8} (14.72)^{0.33} \left(\frac{1.1}{0.65}\right)^{0.14} \left(\frac{0.0627}{0.042164}\right)^{0.15}$$

$$Nu = 226.869$$

$$h_o = \frac{(226.869)(0.156)}{0.042164}$$

$$h_o = 839.38 \text{ kcal/m}^2\text{°C}$$

4.7) Corrección de temperatura en la superficie.

$$2407.5 (60 - T_s) = 839.38 (T_s - 30)$$

$$T_s = 52.24 \text{ °C}$$

∴ Como la nueva temperatura es muy parecida a la supuesta, los coeficientes no combinan mucho, se toma esta nueva temperatura.

4.8) Coeficientes de ensuciamiento.

Del Apéndice III.

Para agua tratada de torres de enfriamiento.

$$R_{di} = 3 \times 10^{-4}$$

Para alcohol (líquidos orgánicos)

$$R_{do} = 2.04 \times 10^{-4}$$

4.9) Coeficiente total.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{839.30} + 2.04 \times 10^{-4} + \frac{(7.112 \times 10^{-3})(0.042164)}{(44.75)(0.0386717)}} \dots$$

$$\dots + \frac{0.042164}{0.035052(2407.5)} + \frac{0.042164 (3 \times 10^{-4})}{0.035052}$$

$$U_o = 411.66 \text{ kcal/m}^2\text{°C}$$

4.10) Area.

$$69,600 = 411.66 A_o \quad (30)$$

$$A_o = 5.6356 \text{ m}^2$$

4.11) Longitud de tubos y horquillas.

Para un tubo de 1.25 pulgadas el área externa por metro de longitud:

$$a = (0.042164) (\pi) (1) = 0.132462 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$L = \frac{5.6356}{0.132462} = 42.54 \text{ m}$$

Tramos de 20 pies (6.096 m)

$$\text{Tramos} = \frac{42.54}{6.096} = 6.979 = 7$$

Se requieren 3.5 horquillas

4.12) Caídas de presión.

Del Apéndice III, para el tubo interno.

$$f_D = 0.0316 ; \quad \rho = 983.2 \text{ kg/m}^3$$

$$v = \frac{(1740) \left(\frac{1}{3600} \right)}{(983.2) (0.009677)} = 0.5080 \text{ m/s}$$

Suponiendo una longitud de medio metro para cada retorno:

$$L_{\text{total}} = 42.54 + (0.5) (6) = 45.54 \text{ m}$$

$$\sum F = \frac{(0.0316) (0.5080)^2 (45.54)}{(2) (9.81) (0.035052)} = 0.5400 \text{ kgm/kg}$$

$$\Delta P_T = (0.5400) (983.2) / 10,000$$

$$\Delta P_T = 0.05309 \text{ kg/cm}^2$$

Del Apéndice II para el alcohol (espacio anular):

$$\rho = 780 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Diámetro de flujo} = (D_i)_o - (D_o)_i$$

$$= 0.0627 - 0.042164$$

$$= 0.02053 \text{ m}$$

$$v = \frac{3000}{(3600) (780) (0.03169)} = 0.6321 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{(0.02053) (0.6321) (780)}{1.1 \times 10^{-3}} = 9,202.9$$

Del Apéndice III con $Re = 9,202.9$

$$f_D = 0.0316$$

$$\frac{\Delta P_A}{\rho} = \frac{(0.0316)(0.6321)^2(45.54)}{(2)(9.81)(0.02053)} = 1.4310 \text{ kgm/kg}$$

$$\frac{\Delta P_r}{\rho} = \frac{4(3.5)(0.6321)^2}{2(9.81)} = 0.2851 \text{ kgm/kg}$$

$$\frac{\Delta P_{\text{total}}}{\rho} = 1.7161 \text{ kgm/kg}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 1.7161 \left(\frac{780}{10\,000} \right) = 0.1338 \text{ kg/cm}^2$$

5) RESULTADOS.

5.1) Area requerida.

$$A_o = 5.6356 \text{ m}^2$$

5.2) Número de Horquillas.

3.5

5.3) Caída de presión tubos

$$\Delta P_T = 0.05309 \text{ kg/cm}^2$$

5.4) Caída de presión anulo.

$$\Delta P_{\text{total}} = 0.1338 \text{ kg/cm}^2$$

5.3) INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS.

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos ó de haz de tubos son los más usados en la industria de proceso. Los componentes principales de estos intercambiadores son el cabezal de entrada, la coraza o envolvente, los tubos o haz y el cabezal de retorno.

Para mejorar la transferencia de calor en el lado externo de los tubos, en estos intercambiadores, se utilizan deflectores, también llamados manparas, los cuales permiten el aumento de velocidad en el lado externo de los tubos. En el caso de el fluido que viaja por el interior del tubo se usan también manparas que dividen al intercambiador haciendo que el fluido pasa repetidamente por el mismo. Los pasos aumentan la velocidad, el coeficiente y también las pérdidas por fricción. En ocho pasos el coeficiente es 5 veces mayor que en un paso, pero la caída de presión es 300 veces mayor.

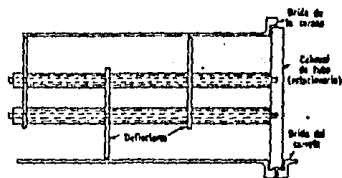
Los tubos son los componentes básicos de los intercambiadores, ya que son los que proveen la superficie de transferencia de calor entre los fluidos que van dentro y fuera de ellos. Los tubos para intercambiadores de calor son especiales y no deben confundirse con otro tipo de tubería comercial.

La longitud de los tubos va desde 8, 10, 16, 20 y 24 pies. Los tubos se arreglan con espaciamiento ó distancia de centro a centro (pitch) ya sea triangular o cuadrado. En los intercambiadores suelen ser de 5/8, 3/4, 1, 1 1/4 ó 1 1/2 pulgadas. La coraza es simplemente el recipiente del fluido externo a los tubos y las boquillas son la entrada y salida de él.

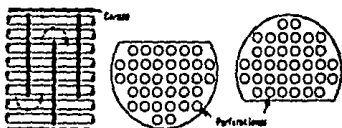
La envolvente está hecha comúnmente de placas de metal, las que se cortan y se soldan para dar las dimensiones requeridas. Las corazas ó envolventes menores de 25 pulgadas se pueden construir con tubería comercial.

Las mamparas tienen tres funciones: 1) soportar los tubos en la posición apropiada; 2) prevenir la vibración de los tubos causada por remolinos en el flujo y 3) guiar al fluido de la envolvente en forma transversal al haz de tubos, aumentando su velocidad y el coeficiente de transferencia de calor.

El tipo de mampara más común es la segmentada con corte vertical, horizontal o inclinado. Las mamparas se colocan espaciadas entre sí con 0.2 a 1 vez el diámetro de la coraza.



Espaciador de deflector (aumentado)

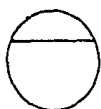


Detalle de deflector segmentado

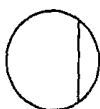
Fig. 5.3

Las velocidades de diseño más comunes en líquidos van de 1 a 2 m/s, lo que equivale a masas velocidades de 1000 a 1500 kg/m²s, para agua.

CORTE PARA MAMPARAS SEGMENTADAS



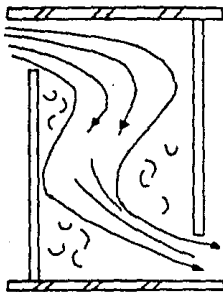
Horizontal



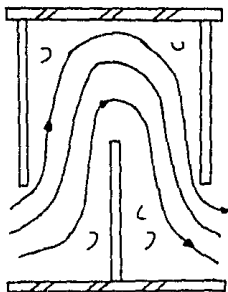
Vertical



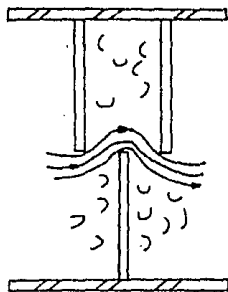
Inclinado



Corte de la mampara pequeña y espaciamiento grande.



Corte y espaciamiento de las mamparas regular.



Corte de la mampara grande y espaciamiento pequeño.

Existe una clasificación de los diferentes tipos de corazas, cabezales de retorno y de entrada, que ha llevado a cabo TEMA, (Standards of Tubular Exchanger manufactures Association), la cual se presenta en la figura 5.7.

En las siguientes figuras podemos apreciar algunos de los diferentes tipos de intercambiadores de calor más usados y la clasificación que tienen estos en base a TEMA.

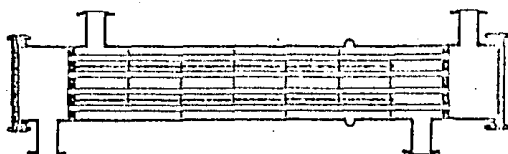


Fig. 5.4 Intercambiador de calor tipo CEN.

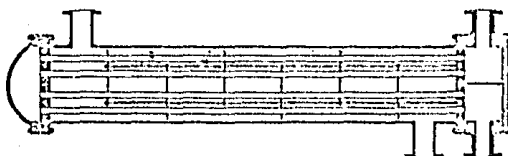


Fig. 5.5 Intercambiador de calor tipo AEM.

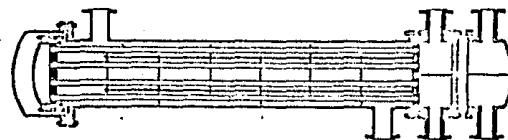


Fig. 5.6 Intercambiador de calor tipo CEM.

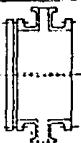
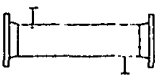
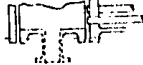
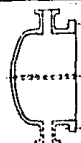
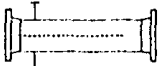
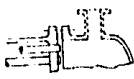
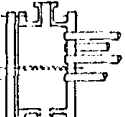
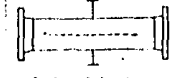
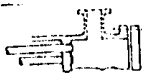
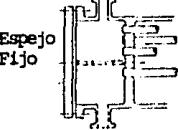
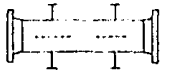

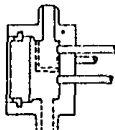


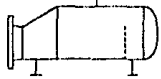

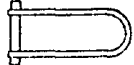

Tipos de cabezales de entrada		Tipos de Coraza		Tipo de cabezales de retorno	
A	 <p>Cubierta y Canal distribuidor removible</p>	E	 <p>Un paso</p>	L	 <p>Espejo fijo como A</p>
B	 <p>Bonete</p>	F	 <p>Dos pasos con una mampara longitudinal</p>	M	 <p>Espejo fijo como B</p>
C	 <p>Haz de tubos removibles</p>	G	 <p>Flujo abierto</p>	N	 <p>Espejo fijo como C</p>
	 <p>Espejo Fijo</p> <p>Canal integral con espejo integral de cubierta removible</p>	H	 <p>Flujo doble abierto</p>	P	 <p>Cabezal flotante empaque externo</p>
D	 <p>Cabezal para alta presión</p>	J	 <p>Flujo dividido</p>	S	 <p>Cabezal flotante con contrabrida</p>
		K	 <p>Rehervidor tipo mammita</p>	T	 <p>Cabezal flotante</p>
				U	 <p>Hoa de tubos en U</p>
				W	 <p>Espejo flotante empacado</p>

Fig. 5.7

Existe una clasificación de los diferentes tipos de corazas, cabezales de retorno y de entrada, que ha llevado a cabo TEMA, (Standards of Tubular Exchanger manufactures Association), la cual se presenta en la figura 5.7.

En las siguientes figuras podemos apreciar algunos de los diferentes tipos de intercambiadores de calor más usados y la clasificación que tienen estos en base a TEMA.

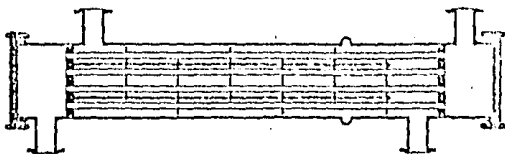


Fig. 5.4 Intercambiador de calor tipo CEN.

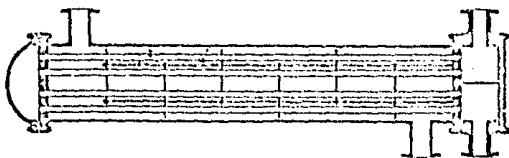


Fig. 5.5 Intercambiador de calor tipo AEM.

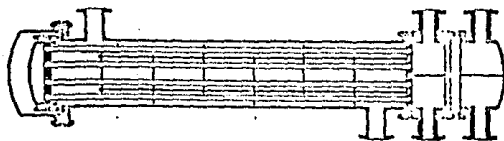


Fig. 5.6 Intercambiador de calor tipo CEW.

En lo que respecta a la colocación del fluido de alta corrosividad, o si tiene tendencia al incrustamiento se coloca dentro de los tubos, ya que estos son más fáciles de limpiar que la coraza.

Los fluidos de alta viscosidad se colocan del lado de la coraza. En general se debe utilizar la máxima velocidad posible utilizando la caída de presión máxima que suele ser de 0.7 kg/cm^2 .

En los intercambiadores de calor de coraza y tubos suele presentarse el caso de múltiple paso por los tubos. En estos intercambiadores, donde el flujo no es ni paralelo ni a contracorriente, las diferencias medias logarítmicas no se pueden usar cuando las temperaturas de los fluidos cambian.

En estos tipos de intercambiadores de calor, la ecuación de diseño es:

$$Q = U_0 A_0 \Delta T_m Y \quad (5.10)$$

En donde el ΔT_m se calcula como si el intercambiador estuviera a contracorriente. El factor Y es corrección por el número de pasos por los tubos y es función de dos relaciones:

$$X = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{T_{c1} - T_{f1}} = \frac{\text{calor recibido}}{\text{rango}}$$

$$Z = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{f2} - T_{f1}} = \frac{\text{calor cedido}}{\text{calor recibido}} = \text{eficiencia}$$

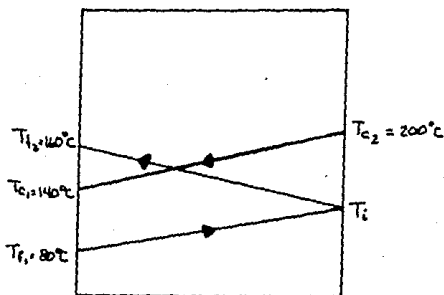
Donde: T_f = temperatura del fluido frío.

T_c = temperatura del fluido caliente.

Con las relaciones X y Z podemos obtener el factor Y gráficamente (Ver Apéndice III).

Una limitación importante de los intercambiadores de calor de un paso por la coraza y dos por los tubos (1 - 2) es que cuando hay cruces de temperaturas entre los fluidos no se puede recuperar calor.

Si por ejemplo un fluido de la coraza pasa de 200 a 140 °C y el fluido de los tubos aumenta de 80 a 160 °C, todo el calor del fluido caliente de 150 a 80 °C se pierde en el intercambiador 1 - 2 debido a los acercamientos requeridos entre el fluido del tubo y el final del paso pa ralelo. Esto se puede apreciar a continuación.



Para evitar esos cruces se usan intercambiadores de varios pasos en la coraza. Un intercambiador 2 - 4 se usa cuando el factor Y es menor que 0.75 para el 1 - 2.

Si el factor Y obtenido para un 2 - 4 supera a 0.9 con manparas longitudinales del 85%, un 2 - 4 es adecuado. Si el valor de Y está por debajo, será necesario usar más pasos de coraza hasta que el arreglo de Y para esos valores.

Por otro lado, contra más número de pasos existan en la coraza, - mayor será el calor recuperado. Sin embargo, mecánicamente es impráctico diseñar intercambiadores con más de 2 pasos en la coraza ya que el aumento en el número de pasos aumenta las caídas de presión.

El coeficiente total de transferencia de calor es:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x}{k_w} \frac{D_c}{D_w} + \frac{1}{h_i} \frac{D_o}{D_i} + R_{di} \frac{D_o}{D_i}} \quad (5.11)$$

En donde D_o y D_i son el diámetro externo e interno de los tubos.

En el Apéndice se dan algunos datos sobre el valor del coeficiente total de transferencia de calor en intercambiadores de coraza y tubos.

Los coeficientes individuales deben calcularse por medio de correcciones que para el caso de el fluido que circula por el interior de los tubos, sin cambiar de fase, es:

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (5.12)$$

Para el caso de los fluidos que circulan por el exterior de los tubos sin cambio de fase:

$$\frac{h_o D_o}{k} = 0.36 \left(\frac{De G_c}{\mu} \right)^{0.55} (Pr)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (5.13)$$

En donde; De = diámetro equivalente del lado de la coraza.

G_c = masa velocidad en el exterior de la coraza.

$$G_c = \frac{m}{a_c} = \frac{\text{masa del fluido}}{\text{área de flujo de la coraza}}$$

$$a_c = \frac{(D_o)(C)(B)}{P_t}$$

D_o = diámetro interno de la coraza.

C = claro entre tubos

B = distancia entre mamparas.

Para el caso que el arreglo de los tubos sea cuadrangular (Fig. 5.8).

$$De = \frac{4(E_{T1}^2 - \pi D_o^2/4)}{\pi D_o} \quad (5.14)$$

Donde: D_o = diámetro externo de los tubos.

P_T = distancia entre tubos o pitch (distancia de centro a centro).

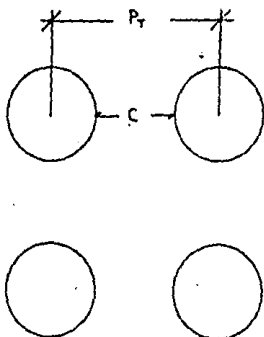


Fig. 5.8

Para el caso de un arreglo triangular en los tubos. (Fig. 5.9):

$$De = \frac{4 \left(\frac{E_{T1}}{2} \right) (0.86 P_T) - \left(\frac{\pi}{2} \right) \left(\frac{D_o}{4} \right)^2}{\frac{\pi D_o}{2}} \quad (5.15)$$

Los coeficientes obtenidos son para valores de Reynolds de 2000 a 1×10^6 y con mamparas de 25% de segmentación.

Las caídas por presión para el lado de los tubos se obtiene con:

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_r \quad (5.16)$$

Donde:
$$\Delta P_L = f_D \frac{v^2 L N}{2 g_c D_i}$$

$$\Delta P_r = 4 N \frac{v^2}{2 g_c}$$

L = longitud de los tubos

N = número de pasos

Para las caídas de presión en la coraza, se calcula mediante.

$$\Delta P_c = f_D \frac{G_c^2 D_c (n+1)}{2 g_c D_e} \quad (5.17)$$

Donde; D_c = es el diámetro interior de la coraza

n = número de mamparas

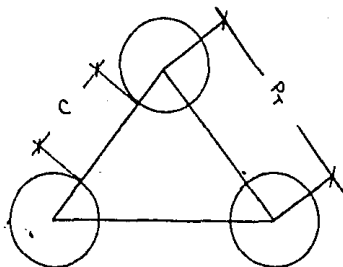


Fig. 5.9

Para seleccionar las boquillas de entrada y salida de la coraza, se escogen de acuerdo al diámetro interno de la coraza.

Diámetro interno (pulgadas)	Diámetro boquilla (pulgadas)
menos de 12	2
de 12 a 17 1/4	3
de 19 1/2 a 21 1/4	4
de 23 1/4 a 29	6

5.3.1) Secuencia de cálculo para el diseño térmico hidráulico de un intercambiador de calor sin cambio de fase. (Basado en el método de D. Q. Kern).

I) Propiedades de los fluidos a temperatura media.

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

II) Balance de calor.

$$Q = (mC_p \Delta T)_f = (mC_p \Delta T)_c$$

III) Temperatura media logarítmica y factor de corrección de temperatura Y.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_c - \Delta T_f}{\ln \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f}}$$

$$X = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_{c1} - T_{f1}} ; \quad Z = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{f2} - T_{f1}}$$

Con X y Z se obtiene el factor Y. (Ver Apéndice III).

IV) Area requerida supuesta.

Suponer un coeficiente total de transferencia de calor (U_0), según la sustancia que se trate. (Ver Apéndice III);

$$A_s = \frac{Q}{(U_0) (\Delta T_m) (Y)}$$

V) Número de tubos.

Suponer diámetro de tubos arreglo longitud y con esto obtener el número de tubos:

$$N_t = \frac{A_s}{(S) (L)}$$

Donde: L = longitud del tubo.
S = superficie por metro lineal.
(Ver Apéndice III).

VI) Area de flujo de los tubos.

$$A_t = \frac{(A_t) (N_t)}{N}$$

Donde: N = número de pasos por los tubos.
 A_t = área de flujo por tubo.

De la tabla del Apéndice III se ajusta el número de tubos (A_t) al que aparece disponible para el número de pasos requerido.

VII) Masa-velocidad en los tubos.

$$G_t = \frac{m}{A_t}$$

Donde: $m = \frac{\text{masa del fluido}}{\text{tiempo}}$

VIII) Número de Reynolds por los tubos.

$$Re = \frac{(D_i) (G_T)}{\mu}$$

IX) Coeficiente de transferencia de calor (h_i) de los tubos.

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

X) Area de flujo de la coraza.

$$A_C = \frac{(D_o) (B) (C)}{P_T}$$

Donde: B = espaciamiento entre mamparas.

C = espacio entre tubos.

P_T = distancia de centro a centro de los tubos.

XI) Masa velocidad en la coraza.

$$G_C = \frac{m}{A_C}$$

XII) Número de Reynolds para la coraza.

$$Re = \frac{(D_e) (G_C)}{\mu}$$

Donde: D_e = diámetro equivalente y depende del arreglo de los tubos.

(Ec. 5.14 y 5.15)

XIII) Coeficiente de transferencia de calor (h_o) de la coraza.

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_c}{\mu} \right)^{0.55} (\text{Pr})^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

XIV) Obtener el nuevo coeficiente total de transferencia de calor (U_o).

$$(U_o)_{\text{cal}} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x D_o}{k_w D_w} + \frac{1}{h_i} \frac{D_o}{D_i} + \dots}$$

$$\dots R_{di} \frac{D_o}{D_i}$$

XV) Area requerida real.

$$A_r = \frac{Q}{(U_o)_{\text{cal}} (\Delta T_m) (Y)}$$

XVI) Nueva longitud de los tubos.

$$L_{\text{cal}} = \frac{A_r}{(S) (N_t)}$$

XVII) Caída de presión en los tubos.

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_r$$

XVIII) Caída de presión en la coraza.

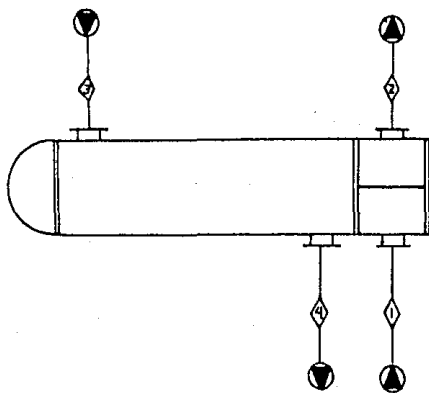
$$\Delta P_c = f_D \frac{G_c^2 D_c (n+1)}{2 g_c D_e \rho}$$

Ejemplo 5.3

Una solución de 50,000 kg/h de dietanolamina a 127 °C se debe enfriar hasta 79 °C por medio de agua que entra a 32 °C y sale a 46 °C.

Diseñe un cambiador de calor para esta operación. Considere para este diseño que por necesidades de mantenimiento se debe utilizar un arreglo cuadrado de los tubos con espaciamiento de 1 1/4". Las propiedades de la dietanolamina a 103 °C son: viscosidad: $0.5329 \times 10^{-3} \text{ kg/m}^3$, conductividad térmica: 0.4763 kcal/m°C, capacidad calorífica: 0.9149 kcal/kg°C.

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

Agua

$T_1 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_2 = 46 \text{ }^\circ\text{C}$

Dietanolamina

$T_3 = 127 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_4 = 79 \text{ }^\circ\text{C}$

$m_3 = 50,000 \text{ kg/hr}$

$C_p = 0.9149 \text{ kcal/kg }^\circ\text{C}$

$\mu = 0.5329 \times 10^{-3} \text{ kg/m}^3$

$k = 0.4763 \text{ kcal/m}^\circ\text{C}$

Tubos

pitch = \square 1 1/4"

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Balance de calor.

$$Q = m_3 (T_3 - T_4) C_p = m_1 (T_2 - T_1) C_p$$

$$Q = U_o A_o \Delta T_m Y$$

4) CALCULOS.

4.1) Propiedades de los fluidos a temperatura media.

Dietanolamina

Agua

$$\bar{T} = \frac{127 + 79}{2} = 103 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\bar{T} = \frac{32 + 46}{2} = 39 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Del Apéndice I @ temperatura media para el agua.

$$C_p = 0.9149 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$C_p = 0.9987 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\mu = 0.5329 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

$$\rho = 992 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.4763 \text{ kcal/m}^\circ\text{C}$$

$$k = 0.543 \text{ kcal/m}^\circ\text{C}$$

$$\rho = 970 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0.654 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

4.2) Balance de calor.

$$Q = 50,000 (0.9144) (127 - 79) = 2,194,560 \text{ kcal/h}$$

$$2,194,560 = m_1 (0.9986) (46 - 32)$$

$$m_1 = 156,974 \text{ kg/h}$$

4.3) Temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_m = \frac{(127 - 46) - (79 - 32)}{\ln \frac{127 - 46}{79 - 32}}$$

$$\Delta T_m = 62.46 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$X = \frac{46 - 32}{127 - 32} = 0.1473$$

$$Z = \frac{127 - 79}{46 - 32} = 3.42$$

Del Apéndice III, 1 paso por la coraza 2 ó más por los tubos.

$$Y = 0.975$$

4.4) Area requerida supuesta.

Del Apéndice III $U_o = 500 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{C}$

$$A_s = \frac{2,194,560}{(500)(62.46)(0.975)}$$

$$A_s = 72.07 \text{ m}^2$$

4.5) Número de tubos.

Del Apéndice III, datos de tubos para intercambiadores, calibre 14 BWG:

$D_o = 0.0254 \text{ m}$	arreglo = <input type="checkbox"/>
$D_i = 0.021183 \text{ m}$	pitch = 1 1/4" = 0.03175 m
$X = 0.002108 \text{ m}$	$S = 0.0797486 \text{ m}^2/\text{m}$
$D_w = 0.023228 \text{ m}$	$a'_t = 3.523 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Supondremos longitud de tubos de 4.8768 m

$$N_t = \frac{72.07}{(0.0797986)(4.8768)}$$

$$N_t = 185.19$$

Del Apéndice III

 $N_t = 203$

Dos pasos por tubos.

4.6) Area de flujo de los tubos.

$$A_t = \frac{(3.523 \times 10^{-4}) (208)}{2}$$

$$A_t = 3.66 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

4.7) Masa-velocidad por los tubos.

$$G_t = \frac{156.974}{3.66 \times 10^{-2}}$$

$$G_t = 4.288 \times 10^6 \text{ kg/hm}^2$$

4.8) Número de Reynolds por los tubos.

$$Re = \frac{(0.021183)(4.288 \times 10^6)}{(0.654 \times 10^{-3})(3600)}$$

$$Re = 38,580$$

4.9) Coeficiente de transferencia de calor (h_i)

$$Pr = \frac{(0.9987)(0.654 \times 10^{-3})(3600)}{(6.543)}$$

$$Pr = 4.33$$

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 (38,580)^{0.8} (4.33)^{1/3} \left(\frac{0.654 \times 10^{-3}}{0.654 \times 10^{-3}} \right)^{0.14}$$

$$\frac{h_i D_i}{k} = 174.9767$$

$$h_i = \frac{(174.9767)(0.543)}{(0.021183)}$$

$$h_i = 4,485.31 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.10) Area de flujo por la coraza.

Del Apéndice III. Diámetro de coraza.

$$D_c = 0.59055 \text{ m}$$

$$B = D_c (0.4) = 0.59055 (0.4) = 0.23622 \text{ m}$$

$$C = P_t - D_o = 0.03175 - 0.0254 = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$A_c = \frac{(0.59055)(0.23622)(6.35 \times 10^{-3} \text{ m})}{0.03175}$$

$$A_c = 0.02789 \text{ m}^2$$

4.11) Masa-velocidad en la coraza.

$$G_c = \frac{50,000}{0.02789}$$

$$G_c = 1,792,757 \text{ kg/m}^2\text{h}$$

4.12) Número de Reynolds en la coraza.

$$D_e = \frac{4 \left[(0.03175)^2 - \pi \frac{(0.0254)^2}{4} \right]}{\pi (0.0254)}$$

$$D_e = 0.025131 \text{ m}$$

$$Re = \frac{(0.025131)(1,792,757)}{0.5329 \times 10^{-3} (3600)}$$

$$Re = 23,484$$

4.13) Coeficiente de transferencia de calor (h_o).

$$Pr = \frac{(0.9149) (0.5329 \times 10^{-3}) (3600)}{0.4763}$$

$$Pr = 3.68$$

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 (23,484)^{0.55} (3.68)^{1/3} \left(\frac{0.5329}{0.5329} \right)^{0.14}$$

$$\frac{h_o D_e}{k} = 140.877$$

$$h_o = \frac{140.877 (0.4763)}{0.025131}$$

$$h_o = 2,670.0 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

4.14 Nuevo coeficiente total de transferencia de calor (U_o).

Del Apéndice III Coeficientes de Obstrucción.

Para la dietanolamina (líquidos orgánicos).

$$R_{do} = 2.04 \times 10^{-4}$$

Para el agua (agua de torre de enfriamiento).

$$R_{di} = 6.76 \times 10^{-4}$$

$$(U_o)_{cal} = \frac{1}{\frac{1}{2,670.0} + 2.04 \times 10^{-4} + \frac{(0.002108)(0.0254)}{(37)(0.023228)} + \dots}$$

$$\dots \frac{(1)(0.0254)}{(4,485.31)(0.021183)} + 6.76 \times 10^{-4} \frac{(0.0254)}{(0.021183)}$$

$$(U_o)_{cal} = 581.82 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

4.15) Área requerida real.

$$Ar = \frac{2,194,560}{(581.82)(62.46)(0.975)}$$

$$Ar = 61.93 \text{ m}^2$$

4.16) Nueva longitud de tubos.

$$L_{cal} = \frac{61.93}{(0.0797986)(208)}$$

$$L_{cal} = 3.7311 \text{ m}$$

4.17) Caída de presión en los tubos.

Del Apéndice III con $Re = 38,580$:

$$f_D = (0.00019)(144) = 0.02736$$

$$\Delta P_L = 0.02736 \frac{\left(\frac{4.288 \times 10^6}{3600}\right)^2 (3.2967)(2)}{2(9.81)(0.021183)(992)(10,000)}$$

$$\Delta P_L = 0.062077 \text{ kg/cm}^2$$

$$\Delta P_r = 4(2) \frac{\left(\frac{4.288 \times 10^6}{3600}\right)^2}{2(9.81)(992)(10,000)}$$

$$\frac{\Delta P_r}{\rho} = 0.058315 \text{ kg/cm}^2$$

$$\Delta P_T = 0.062077 + 0.058315$$

$$\Delta P_T = 0.12 \text{ kg/cm}^2$$

4.18) Caída de presión en la coraza.

Del Apéndice III con $Re = 23,484$ y con mamparas segmentadas 25 t:

$$f_D = (0.0018)(144) = 0.2592$$

$$\text{Número de mamparas} = n = \frac{L_{cal}}{B} = \frac{3.7311}{0.23622}$$

$$n = 16$$

$$\Delta P_c = 0.2592 \frac{\left(\frac{1.7927 \times 10^6}{3600} \right)^2 (0.59055)(16 + 1)}{2(9.81)(0.025131)(970)(10,000)}$$

$$\Delta P_c = 0.135 \text{ kg/cm}^2$$

5) RESULTADOS.

5.1) Hoja de Datos.

SERVICIO	PLANTA	EQUIPO
Calor intercambiado:	2,194.560 kcal/h	
Coefficiente total:	581.82 kcal/hm ² °C	
Diferencia logarítmica de temperaturas:	62.46 °C	
	CORAZA	TUBOS
Fluido circulante	Dietanolamina	Agua
Cantidad de fluido (kg/h)	50,000	156,974
Densidad (kg/m ³)	970	992
Viscosidad (kg/ms)	0.5329 x 10 ⁻³	0.654 x 10 ⁻³
Temperatura a la entrada (°C)	127	32
Temperatura a la salida (°C)	79	46
Cafda de presión (kg/cm ²)	0.135	0.12
Presión de operación (kg/cm ² Ab)	—	—
Número de pasos	1	2
Velocidad (m/s)	—	—
Número de tubos	—	208
Diámetro interno (mm)	590.55	21.183
Diámetro externo (mm)	—	25.4
Espaciamiento del centro de tubos (mm)	—	31.75
Longitud de los tubos (m)	—	3.7311
Número de mamparas	—	16
Corte vertical de mamparas (%)	25	—
Arreglo tubos	—	cuadrado

Espacio de los tubos (mm)	---	6.35
Coefficiente ensuciamiento (Kcal/hm ² °C)	4,901.96	1,479.24
Coefficiente de transferencia (Kcal/hm ² °C)	2,361.38	4,921.18

5.4) CONDENSADORES.

Los equipos llamados condensadores se emplean para hacer pasar un vapor o una mezcla de vapores al estado líquido, mediante la extracción de calor.

Estos aparatos son muy utilizados en las operaciones de destilación, evaporación, refrigeración y licuefacción. Con frecuencia el calentamiento de muchos fluidos se hace mediante vapor de agua, aunque estos equipos no reciben el nombre de condensadores, ya que no es su principal función, en realidad se presenta en ellos el mismo fenómeno de condensación, al igual que en los condensadores típicos.

Muchos de los condensadores son del tipo de los intercambiadores de calor de haz de tubos y coraza, por lo que su cálculo es semejante, — con la excepción del fenómeno de condensación que afectará a uno de los coeficientes y a las pérdidas de presión.

Los condensadores pueden ser verticales u horizontales, dependiendo del espacio disponible. En los condensadores de coraza y tubos, el vapor se condensa en la coraza y de allí debe ser drenado, para evitar que inunde los tubos.

Quando el vapor contiene aire u otros gases no condensables, la emisión calorífica durante la condensación se reduce, debido a que en la superficie fría se condensa el vapor solo y el aire se queda. Si no hay convección, a medida que pasa el tiempo el aire se acumula cerca de la pared de los tubos y obstaculiza el movimiento del vapor hacia la pared.

La variación del coeficiente de transferencia de calor en relación con la concentración del aire en el vapor es semejante a la siguiente figura 5.9:

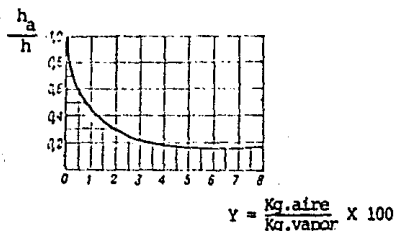


Fig. 5.9

En la Figura anterior a lo largo de las abscisas se ha trazado el valor de la concentración del aire en el vapor y en las ordenadas la relación del coeficiente de transferencia de calor para una mezcla de vapor con aire y el coeficiente de transferencia de calor del vapor puro.

Como se ve en la Figura, si el vapor contiene incluso 1% de aire, su coeficiente de transferencia se reduce en el 60%.

Los coeficientes de condensación en la coraza dependen del número de hileras de tubos si es condensador horizontal o de la longitud de los tubos, si es vertical.

En la condensación las mamparas no se toman en cuenta para el cálculo del coeficiente, pero se utilizan para espaciar bien el vapor y distribuirlo.

Si la condensación se lleva a cabo en la coraza, la caída de presión se calcula con:

$$\frac{\Delta P_c}{\rho} = \frac{f_D G_c^2 D_c (N + 1)}{2 g_c D_e \rho^2} \quad (5.18)$$

En donde: ρ = densidad del vapor
 N = número de mamparas

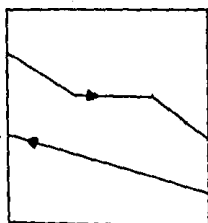
Si la condensación se lleva a cabo en el interior de los tubos, no es aconsejable dar más de un paso, pues el condensado se acumularía y angaría los tubos de los siguientes pasos.

Para la condensación en los tubos, la caída de presión se obtiene por:

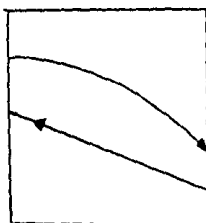
$$\frac{\Delta P_T}{\rho} = \frac{f_D G_T^2 L}{2 g_c D_e \rho^2} \quad (5.19)$$

Hasta este momento se ha presentado la forma de calcular la diferencia de temperaturas suponiendo una variación lineal de la temperatura de los fluidos respecto a la longitud del intercambiador de calor. Existen casos en los cuales dicha variación no es del tipo lineal:

- a) Condensación de mezclas de vapores con o sin gases incondensables.
- b) Equipos en los que se producen varios fenómenos simultáneos de sobrecalentamiento, condensación y enfriamiento.



Condensación y
Subenfriamiento



Condensación en pre-
sencia de incondensa-
bles y cuando existen
mezclas de vapores.

En el caso de que se tengan varias zonas en un condensador, tales como las de sobrecalentamiento, condensación y subenfriamiento, se debe calcular el calor transferido en cada una de las zonas,

$$Q_d = U_d A_d (\Delta T)_d \quad (5.20)$$

$$Q_c = U_c A_c (\Delta T)_c \quad (5.21)$$

$$Q_s = U_s A_s (\Delta T)_s \quad (5.22)$$

En donde Q_c es el calor de condensación, Q_d el calor de sobrecalentamiento y Q_s el de subenfriamiento.

El uso de zonas permite el cálculo de valores individuales de U_c , U_d y U_s para cada zona y el cálculo de esos valores se hace vía los coe-

eficientes individuales y sin tomar en cuenta los ensuciamientos.

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_i}} = \frac{(h_{io}) (h_o)}{h_{io} + h_o} \quad (5.23)$$

$$\text{En donde: } h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o}$$

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} \quad (5.24)$$

$$U_s = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} \quad (5.25)$$

Con esto obtenemos las superficies limpias:

$$A_d = \frac{Q_d}{U_d \Delta T_d} ; \quad A_c = \frac{Q_c}{U_c \Delta T_c} ; \quad A_s = \frac{Q_s}{U_s \Delta T_s} \quad (5.26)$$

Y la superficie limpia total será:

$$A_L = A_d + A_c + A_s \quad (5.27)$$

El coeficiente total limpio balanceado será:

$$U_L = \frac{\sum U A}{A_L} = \frac{U_d A_d + U_c A_c + U_s A_s}{A_L} \quad (5.28)$$

De allí el coeficiente sucio (U_D) se obtiene de:

$$R_d = \frac{U_L - U_D}{U_L U_D} \quad (5.29)$$

Donde R_d son las resistencias por ensuciamiento.

Aún cuando la condensación reduce el volumen del vapor, aquella — ocurre a presión constante, excepto por la caída de presión debida entre la entrada y la salida.

En un condensador las mamparas segmentadas son de corte vertical, para facilitar el drenado del condensado.

El valor del coeficiente de transferencia de calor (h) se afecta significativamente por la posición del condensador, por lo que deberá tomarse en cuenta la posición, para la selección de los coeficientes de condensación. En un condensador puede existir el régimen turbulento.

Si se desea no sólo condensar sino también subenfriar el condensador vertical es el más adecuado. Subenfriar es la operación de enfriar el condensado por debajo de su temperatura de saturación.

Los condensadores verticales son muy apropiados para el regreso del condensado por gravedad en las columnas de destilación, pero su alto costo por la estructura en la que tienen que estar y la problemática del servicio de limpieza los hace poco funcionales.

Los condensadores horizontales por otra parte, permiten una mejor distribución del vapor y eliminación del condensado.

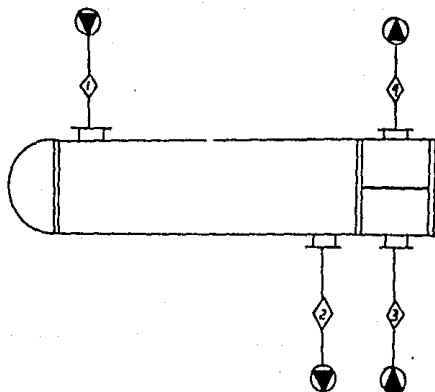
Ejemplo 5.4

A un condensador se le suministran 200 kg/h de amoníaco a 11.9 atm y a 95 °C. El condensador se enfría con agua que entra a 15 °C. El amoníaco sale del aparato a la temperatura de condensación.

¿Qué cantidad de agua deberá suministrarse al condensador si ésta sale a 25 °C?

Si se utiliza un cambiador de coraza y tubos, ¿cuál sería el condensador adecuado?

1) TRADUCCION.



2) DATOS.

Amoníaco

$$M_1 = 200 \text{ kg/h}$$

$$T_1 = 95 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P = 11.9 \text{ atm}$$

Agua

$$T_3 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_4 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

3) PLANTEAMIENTO.

3.1) Balance de energía.

$$Q_{\text{perdido}} = Q_{\text{ganado}}$$

$$M_1 (H_1 - H_2) = M_3 C_p (T_4 - T_3)$$

3.2) Ecuación de diseño.

$$Q = U_o A_o \Delta T_b$$

$$\Delta T_b = \frac{Q_T}{\sum \frac{Q}{\Delta T}} = \frac{Q_T}{\frac{Q_d}{\Delta T_d} + \frac{Q_c}{\Delta T_c}}$$

4) CALCULOS.

4.1) Balance de energía.

Del Apéndice III. Diagrama de p-H para amoníaco se obtienen las entalpías.

$$\textcircled{a} T_1 = 95 \text{ } ^\circ\text{C} \quad h_1 = 396 \text{ kcal/kg}$$

$$\textcircled{a} T_{\text{cond}} = T_2 = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \quad h_2 = 75 \text{ kcal/kg} \quad h_i = 350 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_{\text{total}} = 200 (396 - 75) = 64,200 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Agua requerida} = 64,200 = m_3 (1)(25 - 15)$$

$$m_3 = 6,420 \text{ kg/h}$$

Calor por sobrecalentamiento:

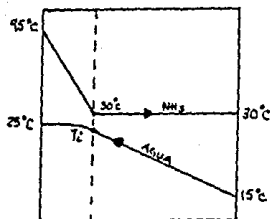
$$Q_d = 200 (396 - 350) = 9,200 \text{ kcal/h}$$

Calor por condensación:

$$Q_c = 200 (350 - 75) = 55,000 \text{ kcal/h}$$

4.2) Diferencias de temperaturas.

Se manejarán los flujos a contracorriente:



$$55,000 = 6,420 (T_i - 15)$$

$$T_i = 23.567 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_d = \frac{(95 - 25) - (30 - 23.567)}{\ln \frac{95 - 25}{30 - 23.567}}$$

$$\Delta T_d = 26.63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_c = \frac{(30 - 15) - (30 - 23.567)}{\ln \frac{30 - 15}{30 - 23.567}}$$

$$\Delta T_c = 10.12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{Q_d}{\Delta T_d} = \frac{9200}{26.63} = 345.47 \text{ kcal/h } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{Q_c}{\Delta T_c} = \frac{55,000}{10.12} = 5,434.78 \text{ kcal/h } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{balanceada}} = \frac{64,200}{345.47 + 5,434.78} = 11.10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.3) Propiedades de los Fluidos a la temperatura media.

$$\text{Amoniaco} \quad \bar{T} = \frac{95 + 30}{2} = 62.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Agua} \quad \bar{T} = \frac{25 + 15}{2} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Del Apéndice I @ temperatura media:

$$C_p = 0.525 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0.0118 \text{ CTP}$$

$$C_p = 0.9995 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$k = 0.02435 \text{ kcal/hm}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 1.009 \text{ CTP}$$

$$k = 0.517 \text{ kcal/hm}^\circ\text{C}$$

$$Pr = 7.02$$

4.4) Area requerida supuesta.

Suponiendo $U_o = 550 \text{ kcal/hm}^2^\circ\text{C}$

$$A_s = \frac{64,200}{(550)(11.10)}$$

$$A_s = 10.51 \text{ m}^2$$

4.5) Número de tubos.

Tomaremos el amonfaco por la coraza y el agua por los tubos.

Del Apéndice III tomaremos tubos de 3/4 de pulgada 14 BWG.

Supondremos longitud de los tubos de 2,7432 m. Arreglo triangular. Pitch 2.54 cm.

$$D_o = 0.01905 \text{ m}$$

$$\text{Arreglo} = \triangle$$

$$D_i = 0.0148336 \text{ m}$$

$$\text{pitch} = 1'' = 0.0254$$

$$X = 2.1082 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$S = 0.059832$$

$$D_w = 0.016853 \text{ m}$$

$$A_t^1 = 1.72903 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$N_t = \frac{10.51}{(0.059832)(2.7432)}$$

$$N_t = 64.03$$

Del Apéndice III $N_t = 70$ pasos por tubos 8

4.6) Area de flujo de los tubos.

$$A_t = \frac{(1.72903 \times 10^{-4})(70)}{8}$$

$$A_t = 1.51290 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

4.7) Masa-velocidad por los tubos.

$$G_t = \frac{6,420}{1.51290 \times 10^{-3}}$$

$$G_t = 4.2435 \times 10^6 \text{ kg/m}^2$$

4.8) Número de Reynolds por los tubos.

$$Re = \frac{(0.0148336)(4.2435 \times 10^6)}{(1.009 \times 10^{-3})(3600)}$$

$$Re = 17,329$$

4.9) Coeficiente de transferencia interno. (h_i)

$$\frac{h D_i}{k} = 0.023 (17,329)^{0.8} (7.02)^{0.4}$$

$$\frac{h D_i}{k} = 123.3904$$

$$h_i = \frac{(123.3904)(0.517)}{(0.0148336)}$$

$$h_i = 4,300.56 \text{ kcal/m}^2\text{C}$$

4.10) Area de flujo por la coraza.

Del Apéndice III. Diámetro de la coraza:

$$D_c = 0.3048 \text{ m}$$

$$B = D_c (0.05) = 0.3048 (0.05) = 0.01524 \text{ m}$$

$$C = P_T - D_0 = 0.0254 - 0.01905 = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$A_C = \frac{(0.3048)(0.01524)(6.35 \times 10^{-3})}{(0.0254)}$$

$$A_C = 1.161.29 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

4.11) Masa-velocidad en la coraza.

$$G_C = \frac{200}{1.16129 \times 10^3}$$

$$G_C = 172,227.27 \text{ kg/m}^2$$

4.12) Número de Reynolds en la coraza.

$$De = \frac{4 \left[\left(\frac{0.01905}{2} \right) (0.86) (0.01905) - \left(\frac{\pi}{2} \right) \left(\frac{0.01905}{4} \right)^2 \right]}{\frac{\pi (0.01905)}{2}}$$

$$De = 1.8094 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$Re = \frac{(1.8094 \times 10^{-2})(172,222.27)}{(0.0118 \times 10^{-3})(3600)}$$

$$Re = 73,356$$

4.13) Coeficiente de transferencia externo (h_0)

4.13.1) Desobrecalentamiento.

$$Nu = 0.36 (Re)^{0.55} (Pr)^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu} \right)^{0.14}$$

$$Pr = \frac{(0.525)(0.0118 \times 10^{-3})(3600)}{0.02435}$$

$$Pr = 0.91589$$

$$\frac{h_o D_o}{k} = 0.36 (73,356)^{0.55} (0.91589)^{1/3} \left(\frac{0.0118}{0.0118}\right)^{0.14}$$

$$\frac{h_o D_o}{k} = 165.7956$$

$$h_o = \frac{(165.7956)(0.02435)}{(0.01905)}$$

$$h_o = 211.92 \text{ kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

4.13.2) Condensación.

$$\frac{h_o D_o}{k} = 0.73 \left(\frac{D_o^3 \rho^2 g \lambda}{k \Delta T N} \right)^{1/4}$$

$$T_f = T_v - \frac{3}{4} (T_v - T_s)$$

Si $T_v = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ y Suponemos $h_o = 5500$

$$5500 (30 - T_s) = 4300.56 (T_s - 20)$$

$$T_s = 25.48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_f = 30 - \frac{3}{4} (30 - 25.48)$$

$$T_f = 26.61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Del Apéndice I @ $T_f = 26.61 \text{ } ^\circ\text{C}$ Propiedades de Amoniaco Liquido.

$$C_p = 2.3 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\mu = 0.1 \text{ CIP}$$

$$\rho = 605.97 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda = 280. \text{ kcal/kg}$$

$$k = 0.430 \text{ kcal/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = T_v - T_s = 4.52$$

$$N = 9$$

$$\frac{h_o D_o}{k} = 0.73 \left[\frac{(0.01905)^3 (605.97)^2 (9.81) (280) (3600)}{(0.43) (0.1 \times 10^{-3}) (4.52) (9)} \right]^{1/4}$$

$$\frac{h_o D_o}{k} = 252.6618$$

$$h_o = \frac{(252.6618) (0.430)}{(0.01905)}$$

$$h_o = 5,703.12 \text{ kcal/m}^2\text{°C}$$

4.14) Coeficiente total de transferencia de calor limpio.

4.14.1) Desobrecalentamiento.

$$U_d = \frac{h_{io} + h_o}{h_{io} + h_o}$$

$$h_{io} = h_i \left(\frac{D_i}{D_o} \right) = (4300.56) \frac{(0.0148336)}{(0.01905)}$$

$$h_{io} = 3,348.70$$

$$U_d = \frac{(3,348.7) (211.92)}{(3,348.7) + (211.92)}$$

$$U_d = 199.30 \text{ kcal/m}^2\text{°C}$$

4.14.2) Condensación.

$$U_c = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o}$$

$$h_{io} = 3,348.7$$

$$U_c = \frac{(3,348.7) (5703.12)}{(3,348.7) + (5703.12)}$$

$$U_c = 2,109.85 \text{ kcal/m}^2\text{°C}$$

4.15) Superficies limpias.

4.15.1) Desobrecalentamiento.

$$A_d = \frac{Q_d}{U_d \Delta T_d} = \frac{9200}{(199.30)(26.63)} = 1.733 \text{ m}^2$$

4.15.2) Condensación.

$$A_c = \frac{Q_c}{U_c \Delta T_c} = \frac{55,000}{(2,109.85)(10.12)} = 2.576 \text{ m}^2$$

4.15.3) Total.

$$A_L = 1.733 + 2.576 = 4.309 \text{ m}^2$$

4.16) Coeficiente total limpio balanceado.

$$U_L = \frac{\sum UA}{A_L}$$

$$U_L = \frac{(199.30)(1.733) + (2,109.85)(2.576)}{4.309}$$

$$U_L = 1,341.46 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{C}$$

4.17) Factor de ensuciamiento.

Del Apéndice III. Factor de ensuciamiento.

$$R_{do} = 2.05 \times 10^{-4}$$

$$R_{di} = 3 \times 10^{-4}$$

$$R_d = \frac{x}{k} \frac{D_o}{D_w} + R_{do} + R_{di} \frac{D_o}{D_i}$$

$$R_d = \frac{(2.1082 \times 10^{-3})(0.01905)}{(37)(0.016853)} + 2.05 \times 10^{-4} + 3 \times 10^{-4} \dots$$

$$\dots \frac{(0.01905)}{(0.0148336)}$$

$$R_d = 6.546 \times 10^{-4}$$

4.18) Coeficiente total sucio.

$$R_d = \frac{U_L - U_D}{U_L U_D}$$

$$6.546 \times 10^{-4} = \frac{1,341.46 - U_D}{(1,341.46)(U_D)}$$

$$U_D = 714.25 \text{ kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.19) Area requerida real.

$$A_r = \frac{64,200}{(714.25)(11.10)}$$

$$A_r = 8.09 \text{ m}^2$$

4.20) Nueva longitud de tubos.

$$L_{\text{cal}} = \frac{8.09}{(0.059832)(70)}$$

$$L_{\text{cal}} = 1.9315 \text{ m}$$

4.21) Caída de presión en coraza.

$$\frac{\Delta P_c}{\rho} = \frac{f_D G_c^2 D_c (N+1)}{2 g_c D_e \rho^2}$$

Del Apéndice III. Con mamparas segmentadas 25% y

$Re = 73,356$:

$$f_D = (0.0015(144)) = 0.2160$$

$$\text{Número de mamparas} = n = \frac{L_{cal}}{B} = \frac{1.9315}{0.01524}$$

$$n = 126$$

$$\Delta P_C = \frac{(0.2160) \left(\frac{172,222}{3600} \right)^2 (0.3048) (126 + 1)}{2 (9.81) (1.8094 \times 10^{-2}) (605.97) (10,000)}$$

$$\Delta P_C = 0.008 \text{ kg/cm}^2$$

4.22) Caída de presión en tubos.

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_r$$

Del Apéndice III con $Re = 17,329$:

$$f_D = (0.00024) (144) = 0.03456$$

$$\Delta P_L = \frac{(0.03456) \left(\frac{4.2435 \times 10^6}{3600} \right)^2 (2.378) (8)}{2 (9.81) (0.0148336) (998.2)}$$

$$\Delta P_L = 3,144.53 \text{ kgm/kg}$$

$$\Delta P_r = \frac{4(8) \left(\frac{4.2435 \times 10^6}{3600} \right)^2}{2 (9.81) (998.2)}$$

$$\Delta P_r = 2,270.26 \text{ kgm/kg}$$

$$\Delta P_T = (3,144.53 + 2270.26) \left(\frac{1}{10,000} \right)$$

$$\Delta P_T = 0.5414 \text{ kg/cm}^2$$

5) HOJA DE RESULTADOS.

SERVICIO	PLANTA	EQUIPO
Calor intercambiado:	64,200 kcal/h	
Coefficiente total:	714.25 kcal/m ² °C	
	CORAZA	TUBOS
Fluido circulante	Amoníaco	Agua
Cantidad de fluido (kg/h)	200	(6,420)
Densidad (kg/m ³)	605.97	998.2
Viscosidad (kg/ms)	0.1 x 10 ⁻³	1.009 x 10 ⁻³
Temperatura a la entrada (°C)	95	15
Temperatura a la salida (°C)	30	25
Caída de presión (kg/cm ²)	0.008	0.54
Número de pasos	1	8
Número de tubos	—	70
Diámetro interno (mm)	304.80	14.833
Diámetro externo (mm)	—	19.05
Espaciamento del centro tubos (mm)	—	25.4
Longitud de los tubos (m)	—	1.9315
Número de manparas	—	126
Corte vertical de manparas (%)	—	25
Arreglo de tubos	—	cuadrado
Espacio de los tubos (mm)	—	6.35
Coefficiente de ensuciamiento (kcal/m ² °C)	4,878.0	3,333.33
Coefficiente de transferencia (kcal/m ² °C)		4,300.56

5.5) INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACA.

El intercambiador de calor de placas fue introducido en 1930 en la industria para satisfacer las demandas de higiene requeridas por algunos procesos. Desafortunadamente el intercambiador de placas ha recibido poco crédito y ha sido relegado, al campo de la industria alimenticia. Actualmente gracias a las constantes mejoras, el intercambiador de placas posee muchas características que lo hacen único para algunas aplicaciones de la industria.

Inicialmente dicho intercambiador operaba a temperatura y presiones moderadas, las condiciones máximas de operación eran de 4 kg/cm^2 y 65°C . Hoy en día, estas condiciones pueden llegar a ser hasta de 30 kg/cm^2 y 260°C .

El intercambiador de placas consiste en una serie de placas de metal corrugadas e instaladas paralelamente con espacios muy pequeños entre una y otra, sujetas en un bastidor. Los bordes de las placas y orificios por donde circulan los fluidos quedan sellados por medio de empaques que no permiten que se mezclen los fluidos, ni que se presenten fugas. Todas las placas tienen cuatro orificios, uno en cada esquina, los cuales son las entradas y salidas de los fluidos.

Las corrugaciones de las placas tienen tres funciones:

- 1) Crear turbulencia en el fluido para provocar un intercambio de calor más eficiente.
- 2) Aumentar la superficie de transferencia de calor.
- 3) Dar rigidez mecánica a la estructura.

Los espacios libres entre placa y placa son los canales de flujo y van de 2 a 5 mm. de separación, dando diámetros equivalentes del orden de

4 a 10 mm.

La velocidad recomendada de los fluidos va de 0.3 a 1.0 m/seg., - sin embargo las velocidades reales son más altas debido al efecto de las corrugaciones de las placas.

Cualquier material que pueda ser formado en frío puede ser usado para la fabricación de las placas. Los materiales más utilizados son el acero inoxidable, ya sea el SS-304 ó el SS-316, el Titáneo con 0.2% de - Paladio como estabilizador, este material se usa para fluidos muy corrosivos (soluciones de cloro), también se usa Monel 400, Incoloy 825, --- aleaciones de cobre.

Por economía los marcos se suelen fabricar de acero al carbón y - se recubren con una resina sintética para proporcionarles una mayor resistencia a la corrosión, al igual que los fabricados con acero inoxidable. Suele utilizarse conexiones con recubrimiento ahulado.

El empaque es la parte que limita el contorno de la placa y los - orificios de flujo. Su labor es la de atrapar y conducir al fluido por el camino correcto, evitando así mezclar en las corrientes y fugas en el intercambiador.

El empaque es el punto crítico del intercambiador en lo que se refiere a la temperatura, presión y características de los fluidos que se - manejan.

Los empaques más utilizados son los elastómeros como el hule natural, neopreno, nitrilo, etileno-propileno, etc. También se utiliza los - empaques de fibra de asbesto comprimida con los que se puede trabajar a - temperaturas de operación hasta de 260°C

En la selección del empaque, es necesario tomar en cuenta los factores siguientes:

- 1) Temperatura máxima y mínima de operación.
- 2) Presión máxima de operación.
- 3) Composición química de los fluidos.

El intercambiador de placas puede presentar tres arreglos de flujo:

1) Flujo de serie.

En este arreglo, el fluido pasa en su totalidad por una sola ruta a lo largo de todo el tren de placas en contracorriente o cocorriente con el otro fluido. Fig. 5.11 (a).

Este arreglo aumenta la eficiencia del intercambiador en virtud de que existen valores altos de número de Reynolds y en consecuencia de los coeficientes de transferencia de calor, sin embargo, la caída de presión es mayor debido a que todo el gasto del fluido circula por un solo canal.

2) Flujo ramificado

En este arreglo las corrientes de fluido se dividen en varias dentro de intercambiador, para al final de su paso por las placas, volverse a unir en un solo flujo de salida. Puede ser también en contracorriente o cocorriente. Fig. 5.11 (b)

Este arreglo es muy utilizado debido a que se reduce considerablemente la caída de presión.

3) Flujo complejo.

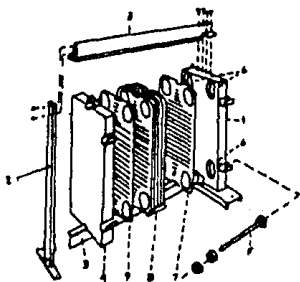
Este consiste en una combinación de los dos arreglos anteriores. — Puede presentarse el caso en el que uno de los fluidos tenga más ramificaciones dentro del intercambiador que el otro. Fig. 5.11 (c)

Los usos más comunes de los intercambiadores de placa se dan en la -

industria cervecera para enfriar la malta caliente antes de la fermentación, donde la temperatura debe pasar de 93°C hasta 10°C, usando agua de enfriamiento.

Otra aplicación importante es en la pasteurización de la leche. - Esta se calienta de 5°C hasta 76°C y se enfría violentamente hasta los 5°C de nuevo.

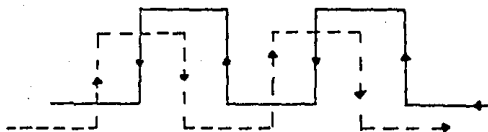
Se utiliza en la industria química para la fabricación de acetona, carbonato de sodio, sosa cáustica, etc. Otra aplicación importante es en el enfriamiento de aceite lubricante en motores de barcos utilizando para este efecto agua de mar, con cambiadores de calor de placas de titanio — para resistir la corrosión.



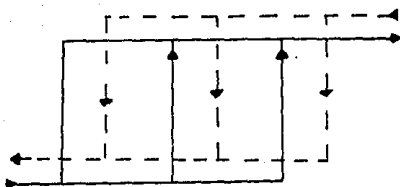
- | | |
|---|---|
| 1 CABEZAL FIJO | 4 CONEXIONES |
| 2 COLUMNA DE SOPORTE | 7 PLACA TERMINAL |
| 3 BARRAS DE SOPORTE SUPERIOR E INTERIOR | 8 PLACAS TERMINALES CON CUATRO AGUJEROS |
| 4 CABEZAL MOVIL | 9 PLACA TERMINAL CON CUATRO AGUJEROS CIEGOS |
| 5 MECANISMO DE PRENSADO | |

ESTRUCTURA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

(A) FLUJO SERIE



(B) FLUJO PARALELO



(C) FLUJO COMPLEJO

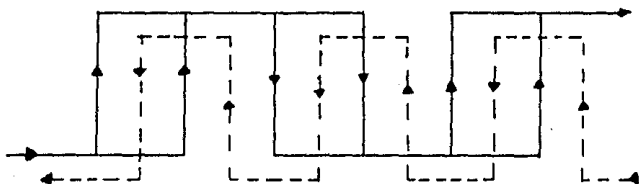


Fig. 5.11 ARREGLOS TIPOICOS DE FLUJO

PROBLEMAS PROPUESTOS

5.1)

Se desea calentar 4000 kg/h de benceno desde 26 °C hasta 48 °C con tolueno, que pasará de 70 °C a 37 °C. Si se cuenta con horquillas de 20 — pies de 2 x 1.25 pulgadas OI 40. ¿Cuántas horquillas se requieren si se trabaja a contracorriente?

Respuesta:

3.5 horquillas ó 7 tramos de 20 pies.

5.2)

A través del tubo interior de un cambiador de doble tubo fluyen 20 l/min de leche a 50 °C y salen de él a 18 °C. Para ello se utiliza agua a 10 °C la que se introduce a través del espacio anular y sale a 25 °C. ¿Qué longitud de tubo de 1 pulgada se requerirá?. Suponga un coeficiente total de 780 kcal/m²°C y un $C_p = 0.93$ kcal/kg °C. Densidad = 1199 kg/m³.

Respuesta:

46.13 m de tubo.

5.3)

Calcule el tamaño que debe tener un cambiador 1 - 2 requerido para enfriar 68,000 kg/h de etilenglicol de 121 °C a 104 °C, usando tolueno como líquido enfriador. El tolueno se calienta desde 27 °C hasta 63 °C. Use tubos de acero de 3/4 de pulgada 14 BWG con 8 pies de longitud y con arreglo triangular de 1 pulgada. La envolvente tendrá mamparas con 25 % de corte segmental espaciadas 6 pulgadas. El etilenglicol debe fluir por los tubos por ser el más corrosivo.

Respuesta:

SERVICIO	PLANTA	EQUIPO
Calor intercambiado:	788,392 kcal/h	
Coefficiente total:	490 kcal/m ² °C	
Diferencia logarítmica de temperaturas:	67 °C	

	CORAZA	TUBOS
Fluido circulante	Tolueno	Etilenglicol
Cantidad de fluido (kg/h)	51,167	68,000
Densidad (kg/m ³)	844	1.043
Viscosidad (kg/ms)	0.442×10^{-3}	1.58×10^{-3}
Temperatura entrada (°C)	27	121
Temperatura salida (°C)	63	104
Número de pasos	2	2
Velocidad (m/s)	—	1.07
Número de tubos	—	196
Diámetro interno (mm)	438	14.8
Diámetro externo (mm)	—	19.05
Espaciamiento (mm)	—	25.4
Longitud (mm)	—	2440
Corte vertical mamparas (%)	25	—
Arreglo		triangular
Ensuciamiento (kcal/m ² °C)	5000	5000
Coefficiente (Kcal/m ² °C)	1374	1609

5.4)

Se desean calentar 5000 kg/h de una solución al 25 % de CaCl_2 de 18 °C a 93 °C, usando como medio de calentamiento vapor saturado a 5 kg/cm² abs.

Para ello se dispone de tubos de 10 pies de longitud y de 1 pulgada de diámetro 16 BWG.

¿Cuál será el cambiador requerido?

Respuesta.

SERVICIO	PIANTA	EQUIPO
Calor intercambiado	296,250 kcal/h	
Coefficiente total	1.037 kcal/m ² °C	
Diferencia logarítmica de temperaturas	91.42 °C	

Fluido circulante	Vapor	Tubos
Cantidad de fluido (kg/h)	588	CaCl_2 25 %
Densidad (kg/m ³)	2.63	5000
Viscosidad (kg/ms)	1.45×10^{-5}	1200
Temperatura entrada (°C)	152	0.82×10^{-3}
Temperatura salida (°C)	152	18
Presión de operación (kg/cm ² abs.)	5	93
Cafda de presión (kg/cm ²)	0.0111	0.1264
Número de pasos	1	4
Velocidad (m/s)	—	0.8627
Número de tubos	—	14
Diámetro interno (mm)	203.2	22.09
Diámetro externo (mm)	—	25.4
Espaciamiento (mm)	—	31.75
Longitud (mm)	—	3100

Mamparas	25	3100
Corte vertical mampara (%)	25	—
Arreglo	cuadrado	—
Ensuciamiento ($\text{Kcal}/\text{hm}^2\text{°C}$)	16,286	3,257
Coefficiente ($\text{Kcal}/\text{hm}^2\text{°C}$)	6,335	3,335

5.5)

Se requiere diseñar un intercambiador de calor vertical para condensar 5000 kg/h de vapores de benceno saturado a la presión de una atmósfera. El benceno condensado se extraerá del condensador a temperatura de burbuja. Para la condensación se cuenta con agua a 16 °C que se calentará hasta 40 °C. Se desea que los tubos sean de acero de 3/4 de pulgada 16 BWG y de 12 pies de longitud.

Respuesta:

SERVICIO	PLANTA	EQUIPO
Calor intercambiado	477,500 kcal/h	
Coefficiente total	990 $\text{kcal}/\text{hm}^2\text{°C}$	
Diferencia logarítmica de temperaturas.	51 °C	
	CORAZA	TUBOS
Fluido circulante	Benceno	Agua
Cantidad de fluido (kg/h)	5,000	19,896
Densidad (kg/m^3)	2.694	996
Viscosidad (kg/ms)	8.9×10^{-6}	0.8×10^{-3}
Temperatura entrada (°C)	80	16
Temperatura salida (°C)	80	40
Presión operación (kg/cm^2 abs.)	1	—
Cafda de presión (kg/cm^2)	0.358	0.1322

Número de pasos	1	2
Velocidad (m/s)	---	1,096
Número de tubos	---	52
Diámetro interno (mm)	254	15.7
Diámetro externo (mm)	---	19.05
Espaciamiento (mm)	---	25.4
Longitud (mm)	---	3,660
Número de mamparas	14	---
Corte vertical de la mampara (%)	25	---
Arreglo	triangular	---
Ensuciamiento (kcal/m ² ·°C)	10,000	5,000
Coefficiente (kcal/m ² ·°C)	3,056	4,140

A P E N D I C E I I I

COEFICIENTES TOTALES APROXIMADOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EQUIPOS DE CORAZA Y TUBOS.

$$U = \frac{\text{Kcal}}{h \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

CONDENSADORES		
Lado caliente	Lado frío	U
Vapor a presión	Agua	1700 a 3600
Vapor a vacío	Agua	1450 a 2900
Solventes orgánicos (presión atmosférica)	Agua	500 a 1000
Solventes orgánicos (vacío)	Salmuera	150 a 580
Solventes orgánicos con muchos incondensables a presión atmosférica	Salmuera	100 a 400
Solventes orgánicos con muchos incondensables y a vacío	Salmuera	50 a 250
Hidrocarburos de bajo punto de ebullición a presión atmosférica	Agua	400 a 1000
Hidrocarburos de alto punto de ebullición a vacío	Agua	50 a 150

CALENTADORES		
Lado caliente	Lado frío	
Vapor	Agua	1220 a 3660
Vapor	Aceites ligeros	250 a 750
Vapor	Aceites pesados	50 a 400
Vapor	Solventes orgánicos	500 a 1000
Vapor	Gases	25 a 250
Dowtherm	Gases	20 a 200
Dowtherm	Aceites pesados	40 a 300

(continuación)

INTERCAMBIADORES SIN CAMBIO DE ESTADO		
Lado caliente	Lado frío	U
Agua	Agua	730 a 145
Solventes orgánicos	Agua	250 a 730
Gases	Agua	15 a 250
Aceites ligeros	Agua	300 a 780
Aceites pesados	Agua	50 a 250
Solventes orgánicos	Aceites ligeros	100 a 340
Agua	Salmuera	500 a 1000
Solventes orgánicos	Salmuera	150 a 440
Gases	Salmuera	15 a 250
Solventes orgánicos	Solventes organicos	100 a 300
Aceites pesados	Aceites pesados	40 a 250

COEFICIENTES APROXIMADOS DE PELICULA

$$h_i \text{ ó } h_o = \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

SIN CAMBIO DE ESTADO	
Agua	1450 a 9760
Gases	15 a 250
Solventes orgánicos	300 a 2500
Aceites	50 a 585
CONDENSACION	
Vapor	5000 a 15000
Solventes orgánicos	730 a 2500
Aceites ligeros	1000 a 2000
Aceites pesados (vacío)	100 a 250
Amoníaco	2500 a 5000
EVAPORACION	
Agua	4000 a 9769
Solventes orgánicos	500 a 1500
Amoníaco	1000 a 2000
Aceites ligeros	730 a 1460
Aceites pesados	50 a 250

(Referencia bibliográfica No. 19)

FACTOR DE ENSUCIAMIENTO

O

RESISTENCIA TERMICA DE LOS DEPOSITOS E INCRUSTACIONES EN LOS TUBOS

$$R_D = \frac{m^2 h \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}}$$

AGUA

Destilada	1.02×10^{-4}
Mar	1.02×10^{-3}
Agua de río clara	2.45×10^{-4}
Agua de torre de enfriamiento sin tratar	6.76×10^{-4}
Agua de torre de enfriamiento tratada	3×10^{-4}
Agua tratada para calderas	3×10^{-4}
Agua dura	6.76×10^{-4}
Agua de río lodosa	6.14×10^{-4}

VAPOR DE AGUA

Libre de aceites	6.14×10^{-5}
Proveniente de máquinas	2.04×10^{-4}

LIQUIDOS

Dowtherm	1.43×10^{-3}
Salmueras	3.07×10^{-4}
Orgánicos	2.04×10^{-4}
Aceites comestibles	12.29×10^{-4}
Alquitranes	20.49×10^{-4}
Di y monoetanolamina	1.43×10^{-3}

GASES

Aire	$2.07 \text{ a } 6 \times 10^{-4}$
Vapores de solventes	1.63×10^{-4}
Vapores refrigerantes	3.5×10^{-4}

(Referencia bibliográfica Nos.13 y 25)

Tubos de $\frac{3}{4}$ " DE, arreglo en cuadro de 1 plg					Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de $\frac{1}{4}$ plg						
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	28	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13 $\frac{1}{2}$	97	90	82	76	70	13 $\frac{1}{2}$	61	56	52	48	44
15 $\frac{1}{2}$	137	124	116	108	108	15 $\frac{1}{2}$	81	76	68	68	64
17 $\frac{1}{2}$	177	166	158	150	142	17 $\frac{1}{2}$	112	112	96	90	82
19 $\frac{1}{2}$	224	220	204	192	188	19 $\frac{1}{2}$	138	132	128	122	116
21 $\frac{1}{2}$	277	270	246	240	234	21 $\frac{1}{2}$	177	166	158	152	148
23 $\frac{1}{2}$	341	324	308	302	292	23 $\frac{1}{2}$	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	285	278	268	260
29	553	528	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	886	866	838	37	596	574	562	544	532
39	1049	1024	982	968	948	39	665	644	624	612	600

Tubos de $\frac{1}{4}$ " DE, arreglo en cuadro de $\frac{1}{16}$ plg Tubos de $\frac{1}{2}$ " DE, arreglo en cuadro de $\frac{1}{8}$ plg

10	16	12	10			12	16	16	12	12	
12	30	24	22	16	16	13 $\frac{1}{2}$	22	22	16	16	
13 $\frac{1}{2}$	32	30	30	22	22	15 $\frac{1}{2}$	29	29	25	24	22
15 $\frac{1}{2}$	44	40	37	35	31	17 $\frac{1}{2}$	39	39	34	32	29
17 $\frac{1}{2}$	56	53	51	48	44	19 $\frac{1}{2}$	50	48	45	43	39
19 $\frac{1}{2}$	78	73	71	64	56	21 $\frac{1}{2}$	62	60	57	54	50
21 $\frac{1}{2}$	96	90	86	82	78	23 $\frac{1}{2}$	78	74	70	66	62
23 $\frac{1}{2}$	127	112	106	102	96	25	94	90	86	84	78
25	140	135	127	123	115	27	112	108	102	98	94
27	166	160	151	146	140	29	131	127	120	116	112
29	193	188	178	174	166	31	151	146	141	138	131
31	226	220	209	202	193	33	176	170	164	160	151
33	258	252	244	238	226	35	202	196	188	182	176
35	293	287	275	268	258	37	224	220	217	210	202
37	334	322	311	304	293	39	252	246	237	230	224
39	370	362	348	342	336						

DISPOSICION DE LOS TUBOS EN LA CORAZA
ARREGLO CUADRADO

(Referencia bibliográfica No. 13)

Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 1/8 plg						Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	82	82	76	74	70
13 1/2	127.	114	96	90	86	13 1/2	109	106	86	82	74
15 1/2	170	160	140	136	128	15 1/2	151	138	122	118	110
17 1/2	239	224	194	188	178	17 1/2	203	196	175	172	166
19 1/2	301	282	252	244	234	19 1/2	262	250	226	216	210
21 1/2	361	342	314	306	290	21 1/2	316	302	278	272	260
23 1/2	442	420	386	378	364	23 1/2	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	498	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1108	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	1012	986	870
39	1377	1330	1258	1218	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078

Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1 1/8 plg						Tubos de 1 1/4" DE, arreglo triangular de 1 1/8 plg					
8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 1/2	38	36	32	28	26
13 1/2	68	66	58	54	50	15 1/2	54	51	45	42	38
15 1/2	91	86	80	74	72	17 1/2	69	66	62	58	54
17 1/2	131	118	106	104	94	19 1/2	95	91	86	78	69
19 1/2	163	152	140	136	128	21 1/2	117	112	105	101	95
21 1/2	199	188	170	164	160	23 1/2	140	136	130	123	117
23 1/2	241	232	212	212	202	25	170	164	155	150	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	286	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	318	31	275	270	255	245	235
31	472	454	430	424	400	33	315	305	297	285	275
33	538	522	486	470	454	35	357	348	335	327	315
35	608	592	562	546	532	37	407	390	380	374	357
37	674	664	632	614	598	39	449	436	425	419	407
39	766	736	700	688	672						

Tubos de 1 1/2" DE, arreglo triangular de 1 1/8 plg					
12	18	14	14	12	12
13 1/2	27	22	18	16	14
15 1/2	36	34	32	30	27
17 1/2	48	44	42	38	36
19 1/2	61	58	55	51	48
21 1/2	76	72	70	66	61
23 1/2	95	91	86	80	76
25	115	110	103	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

DISPOSICION DE LOS TUBOS EN LA CORAZA

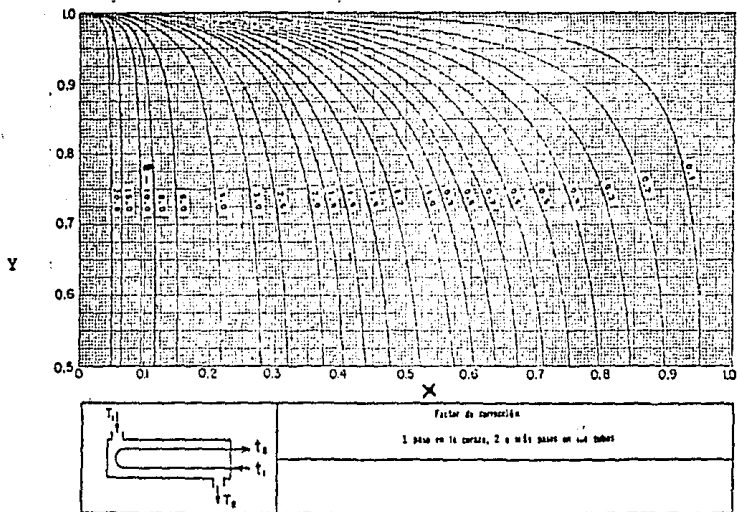
ARREGLO TRIANGULAR

(Referencia bibliográfica No. 13)

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb. de acero
					Exterior	Interior	
1/4	12	0.109	0.282	0.0825	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0574	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0960	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
1/2	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.864
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
17	0.058	0.634	0.314	0.1660		0.469	
1	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
15	0.072	0.856	0.576	0.2241		0.781	
1 1/4	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361	0.545
	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
11	0.120	1.01	0.800	0.2644		1.68	
12	0.109	1.03	0.836	0.2701		1.45	
13	0.095	1.06	0.884	0.2775		1.28	
1 1/2	14	0.083	1.09	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2816	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2832	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
	18	0.049	1.15	1.04		0.3015	0.658
	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
11	0.120	1.26	1.25	0.3299		1.98	
12	0.109	1.28	1.29	0.3356		1.77	
13	0.095	1.31	1.35	0.3430		1.56	
14	0.083	1.33	1.40	0.3492		1.37	
15	0.072	1.36	1.44	0.3555		1.20	
1 3/4	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
	18	0.049	1.40	1.54		0.3670	0.831

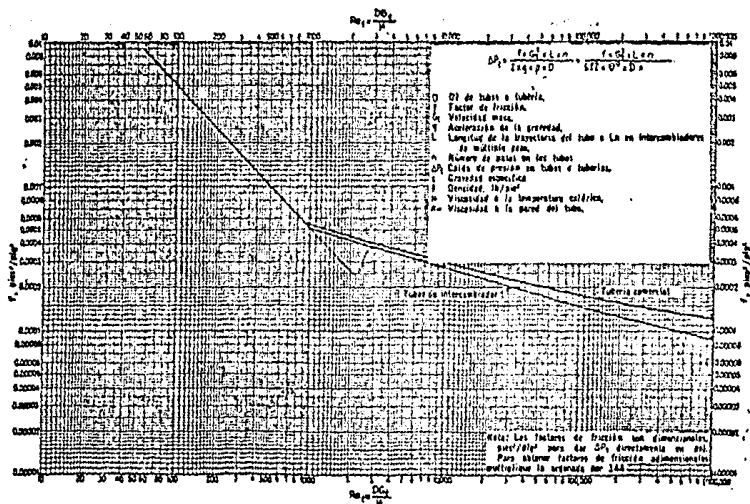
DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES E INTERCAMBIADORES
DE CALOR

(Referencia bibliográfica No. 13)



FACTOR DE CORRECCION Y PARA INTERCAMBIADORES 1 - 2

(Referencia bibliográfica No. 13)



FACTOR DE FRICCIÓN PARA TUBOS

(Referencia bibliográfica No. 13)

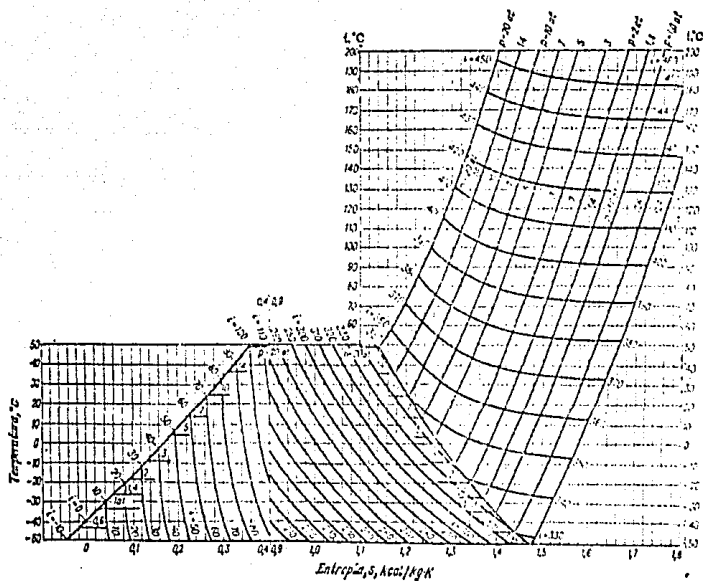


Diagrama entropía-temperatura para el amoníaco.

(Referencia bibliográfica No. 20)

CONCLUSIONES

En el presente estudio se ha logrado entre otras cosas, percatarse de los principales elementos que deben tomarse en cuenta al diseñar -- los temas que serán presentados a los estudiantes en las cátedras. Sobre esto, puedo decir que se encontró que un factor crítico en el aprendizaje para obtener metas del área cognositiva, es la motivación; ya que sin este elemento que pertenece al área afectiva, no se podrá lograr en los estudiantes, aquellos resultados del aprendizaje como son mejor conocimiento, comprensión, actitudes y desarrollar las habilidades.

También se encontró que un método de enseñanza debe estar basado en una planeación por objetivos y que estos objetivos a su vez, contengan las actividades que se deberán realizar para cumplir estos objetivos, así como también nos digan cuáles son los indicadores que nos medirán el progreso de lo aprendido.

La estrategia de resolución de problemas propuesta, que comprende desde un entendimiento de la naturaleza del problema, la interpretación - esquemática de lo que sucede, hasta generar posibles alternativas de solución, permitió obtener como resultado, un ordenamiento claro de las ideas y conceptos que se involucran en el problema, así como el no perder de -- vista la esencia de éste.

Por otro lado, puedo decir que al realizar el diseño de los problemas de la estrategia propuesta, me encontré que es más fácil diseñar - problemas originales, que adaptar los ya existentes, debido a que el orientar un problema diseñado por otra persona hacia los objetivos de este estudio, fue muy difícil.

Sobre lo anterior, al diseñar los problemas de los capítulos presentados, se pretendía presentar problemas tipo casos, los cuales involucran en mayor proporción conocimientos de hechos específicos, conceptos - universales que hacen que exista una mayor evocación de las experiencias de problemas similares, pero debido a la falta de publicaciones técnicas en México y que la mayoría de los problemas de los libros no presentan --

problemas tipo casos, se tuvo como resultado el desarrollo de problemas - que podemos denominar concretos, esto es en donde la resolución de una o varias incógnitas son generadas por una alternativa de solución directa.

Si bien las expectativas que se tenían en un principio, referente a la presentación de los conceptos teóricos de transferencia de calor -- eran ambiciosas, los resultados obtenidos son satisfactorios, ya que se obtuvo una síntesis teórica de lo más importante de la materia, así como una recopilación de las correlaciones que se aplican en el diseño de equipo de transferencia de calor, que fueron presentados.

Ya que el tema es vasto para su estudio y cada parte que integra la transferencia de calor se le puede dedicar un estudio amplio, sería -- conveniente que otras generaciones de Ingeniería Química, continuásen trabajando sobre los aspectos que aquí no fue posible presentar y en general de otros temas que atañen a la Ingeniería Química.

Creo que los objetivos planteados al principio de este estudio -- son muy ambiciosos y difíciles de evaluar, por lo que será la práctica de este estudio, los catedráticos y los alumnos, quienes den la mejor conclusión sobre la utilidad de este estudio.

BIBLIOGRAFIA

- (1) WOODS, D.R., "ON TEACHING PROBLEM SOLVING PART I . WHAT IS BEING DONE?"
CHEMICAL ENGINEERING EDUCATION, VOL. 11, No. 2 1977, p:86-94.
- (2) POLYA, G., "HOW TO SOLVE IT", 2nd ed., DOUBLEDAY ANCHOR, GARDEN city, 1957.
- (3) BLOOM, B.S., BRODER, L. "PROBLEM SOLVING PROCESSES OF COLLEGE STUDENTS", SUPPLEMENTARY EDUCATIONAL, MONOGRAPH No. 73, UNIVERSITY OF CHICAGO, PRESS CHICAGO 1950.
- (4) SORIM, C.H., BOIKESS, R.S. HOW TO SOLVE GENERAL CHEMISTRY PROBLEMS FIFTH EDITION, PRENTICE HALL, INC. NEW JERSEY, 1976, U.S.A.
- (5) CHORNEYKO, D.M., "WHAT IS PROBLEM SOLVING". Mc MASTER UNIVERSITY, HAMILTON ONTARIO, CANADA. CHEMICAL ENGINEERING EDUCATION, p:132-137, SUMMER 1979.
- (6) WOODS, D.R., "ON TEACHING PROBLEM SOLVING PART II, : THE CHALLENGES".
CHEMICAL ENGINEERING EDUCATION, VOL. 11, No. 3, 1977, p:140-144.
- (7) WOODS, D.R., CROWE C.M. "MAYOR CHALLENGES TO TEACHING PROBLEM - SOLVING SKILLS". ENGINEERING EDUCATION, p:277-283. DECEMBER, 1979.
- (8) PROJECT GROUP, Mc MASTER UNIVERSITY, "DEVELOPING STYLE IN SOLVING PROBLEMS". ENGINEERING EDUCATION, p: 713-717, APRIL 1974.
- (9) VALLENTE B.A. "CAPACITACION DIDACTICA PARA MAESTROS UNIVERSITARIOS" UNIVERSIDAD LA SALLE, NOVIEMBRE 1981, MEXICO, D.F.
- (10) BLOOM BENJAMIN. TAXONOMIA DE LOS OBJETIVOS DE LA EDUCACION. LA CLASIFICACION DE LAS METAS EDUCACIONALES. ED. EL ATENEO., ARGENTINA 1979.

- (11) DAVIS A. GARY, SCOTT A. JOSEPH. ESTRATEGIAS PARA LA CREATIVIDAD, ED. PAIDOS.
- (12) KAUFMANN A., FUTIER M., DREVET A., LA INVENTICA, NUEVOS METODOS PARA ESTIMULAR LA CREATIVIDAD, ED. DEUSTO, BILBAO, ESPAÑA 1973.
- (13) KERN Q. DONALD. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, ED. C.E.C.S.A. MEXICO, 1980.
- (14) PITTS R.D., SISSON, L.E. HEAT TRANSFER. ED. Mc GRAW-HILL INC., NEW YORK, U.S.A. 1977.
- (15) Mc CHESNEY M., Mc CHESNEY P. "INSULATION WITHOUT ECONOMICS". CHEMICAL ENGINEERING VOL. 89, No. 9, MAY 1982, p: 70-79.
- (16) WELTY R. JAMES, TRANSFERENCIA DE CALOR APLICADA A LA INGENIERIA, ED. LIMUSA, S.A. MEXICO, D.F. 1981.
- (17) OCON G. JOAQUIN, TOJO B. GABRIEL. PROBLEMAS DE INGENIERIA QUIMICA. TOMO I. ED. AGUILAR, 3ra. EDICION, ESPAÑA 198..
- (18) WELTY, J.R., WICKS E.C., WILSON R., FUNDAMENTALS OF MOMENTUM, HEAT AND MASS TRANSFER. ED. WILEY AND SONS, NEW YORK, U.S.A. 1976.
- (19) KRASNOSCHIOKOV E.A., SUKMIEL A.. PROBLEMAS DE TERMOTRANSFERENCIA, ED. MIR. MOSCU, U.R.S.S. 1977.
- (20) PAVLOV K.F., ROMANKOV P.G., NOSKOV A.A. PROBLEMAS Y EJEMPLOS PARA EL CURSO DE OPERACIONES BASICAS Y APARATOS EN TECNOLOGIA QUIMICA. ED. MIR. MOSCU, U.R.S.S. 1981.
- (21) MANRIQUE JOSE. TRANSFERENCIA DE CALOR. ED. HARLA, S.A. MEXICO, D.F. 1981.

- (22) BIRD, R.B., STEWART W.E. AND LIGHTFOOT J.E. TRANSPORT PHENOMENA. ED. WILEY AND SONS. NEW YORK, U.S.A. 1960
- (23) LUDWIN ERNEST, APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETRO-CHEMICAL PLANTS, HOUSTON GULF PU. CO. TOMO III, HOUSTON U.S.A. 1976.
- (24) SHERWOOD K. THOMAS. A COURSE IN PROCESS DESIGN. ED. THE M.I.T. PRESS 3th. EDITION. CAMBRIDGE, MASSACHUSETTS, U.S.A. 1963.
- (25) FOUST A.S., WENZEL, L.A., CLAMP C.W. AND ANDERSON L.B. PRINCIPIOS DE OPERACIONES UNITARIAS. ED. C.E.C.S.A. MEXICO, D.F. 1982.
- (26) PERRY H.R. AND CHILTON H.C. CHEMICAL ENGINEERS HANDBOOK, ED. Mc GRAW HILL-KOGAKUSHA, 5th. EDITION, NEW YORK, U.S.A. 1973.
- (27) PALACIOS BARRO S. TESINA: "ANALISIS TECNICO ECONOMICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR: DISEÑO Y CRITERIOS DE SELECCION". UNIV. IBERO-AMERICANA, MEXICO, D.F. 1982.
- (28) BUONOPANE R.A., TROUPE R.A., MORGAN J.C., "HEAT TRANSFER DESIGN METHOD FOR PLATE HEAT EXCHANGERS". CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS. VOL. 59, No. 7, JULY 1963. P:57-61.
- (29) MARRIOT J. "WHERE AND HOW TO USE PLATE HEAT EXCHANGERS" CHEMICAL - ENGINEERING. APRIL 5, 1971, P: 127-134.