

66



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**ESPECIFICACIÓN DE SISTEMAS DE
PRECALENTAMIENTO DE AIRE PARA
CALENTADORES A FUEGO DIRECTO**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A:
CARLOS EDUARDO GUILLÉN SANTOS



**FACULTAD DE
QUIMICA**

MEXICO, D.F.

2002

**EXAMENES PROFESIONALES
FACULTAD DE QUIMICA**



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 esta 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.

Jurado asignado:

Presidente	Prof. ANTONIO VALIENTE BARDERAS
Vocal	Prof. JOSÉ ANTONIO ORTIZ RAMÍREZ
Secretario	Prof. LUIS ÁNGEL LÓPEZ LATORRE
1er. Suplente	Prof. ALEJANDRO RUBIO MARTÍNEZ
2o. Suplente	Prof. MARTÍN RIVERA TOLEDO

Sitio donde se desarrolló el tema:

Departamento de Ingeniería Química, Facultad de Química, UNAM

Nombre completo y firma del asesor del tema:



I.Q. José Antonio Ortiz Ramírez

Nombre completo y firma del sustentante:



Carlos Eduardo Guillén Santos

... a la Dirección General de Bibliotecas
UNAM a difundir en formato electrónico e
contenido de mi trabajo recepto.

NOMBRE: CARLOS EDUARDO
GUILLÉN SANTOS

FECHA: 30/X/2002

FIRMA: 

ÍNDICE

I. Introducción	4
II. Consideraciones generales para la selección de un sistema de precalentamiento de aire	6
III. Interacción del sistema de precalentamiento de aire con el calentador a fuego directo	12
IV. Selección de un sistema de precalentamiento de aire	15
V. Seguridad, operabilidad y mantenimiento	29
VI. Selección de temperaturas del sistema	32
VII. Flujo de aire de combustión	39
VIII. Diseño de ductos y selección de compuertas	42
IX. Equipo complementario	57
X. Impacto Ambiental de los sistemas de precalentamiento de aire	70
XI. Preparación de una requisición	74
XII. Ejemplo de diseño de sistemas de precalentamiento de aire	76
Conclusiones	102
Bibliografía	103

CAPÍTULO 1 – INTRODUCCIÓN

La tesis tiene como base el estándar 533 del Instituto Americano del Petróleo y se complementó con una metodología para el cálculo de un sistema de precalentamiento de aire, mediante una hoja electrónica desarrollada en Excel y ejemplificada en un caso de estudio para un calentador a fuego directo de celdas múltiples.

1.1 Alcance

Se presenta una guía para la selección y/o evaluación de sistemas de precalentamiento de aire aplicados a calentadores a fuego directo de un proceso. Los detalles de diseño de un calentador a fuego directo se consideran únicamente cuando interactúan con el diseño del sistema de precalentamiento de aire. No se dan reglas de diseño, sin embargo, sí se indican las áreas que necesitan atención y se ofrecen métodos de cálculo para revisar la adaptabilidad de los sistemas o equipos.

Los sistemas discutidos en detalle son aquéllos de uso más común en la industria, lo que no implica que otros sistemas no sean recomendables. Muchas de las características individuales analizadas en esta guía pueden ser aplicables a cualquier tipo de sistema de precalentamiento.

1.2 Definición de términos

Un *calentador o precalentador* de aire es un equipo de transferencia de calor a través del cual el aire de combustión se calienta por un medio que se encuentra a mayor temperatura, como pueden ser los productos de combustión, vapor u otro tipo de fluido.

Un *quemador* es un dispositivo para la introducción de aire y combustible al calentador, a las condiciones deseadas de velocidad, turbulencia y concentración; de manera que se mantenga la ignición y combustión adecuada.

El *tiro* es la diferencia entre la presión atmosférica y la del aire de combustión (generalmente positiva) o la de los gases de combustión (generalmente negativa) y usualmente es expresada en pulgadas de agua.

Un *calentador de tiro balanceado* , es un calentador en el cual el aire de combustión se suministra con un ventilador de tiro forzado y los gases de combustión son removidos con un ventilador de tiro inducido.

Un *calentador de tiro forzado* es un calentador en el cual el aire de combustión es suministrado por un ventilador y los gases de combustión son removidos por el efecto de la chimenea.

Un *calentador de tiro inducido* es un calentador en el cual se usa un ventilador para remover los gases de combustión y mantener una presión negativa en el calentador y así inducir el flujo del aire de combustión.

Un *calentador de tiro natural* es un calentador en el cual el efecto de la chimenea induce el flujo del aire de combustión y remueve los gases de combustión.

CAPÍTULO 2- CONSIDERACIONES GENERALES PARA LA SELECCIÓN DE UN SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE

Se deben considerar diversos factores para seleccionar un sistema de precalentamiento de aire. Estos factores se discuten en este capítulo. En el capítulo 4 se analizan factores específicos para seleccionar tipos y características particulares de los sistemas de precalentamiento de aire.

2.1 Factores que afectan las características del sistema.

El precalentamiento del aire de combustión es usualmente utilizado para incrementar la eficiencia del calentador a fuego directo y la efectividad del precalentamiento de aire se debe comparar con la adición de secciones de superficie de convección. El precalentamiento de aire se vuelve más atractivo a medida que aumenta la temperatura de entrada de la corriente de proceso al calentador a fuego directo. Un sistema de precalentamiento de aire permite recobrar el calor que de otra manera se perdería con los gases de la chimenea.

En algunos casos, la aplicación de un sistema de precalentamiento de aire permite incrementar la capacidad o carga térmica de un calentador a fuego directo. Por ejemplo, cuando la operación de un calentador a fuego directo se ve limitada por una flama larga o por un tiro inadecuado (limitaciones para remover los gases de combustión), si se añade un sistema de precalentamiento de aire se puede incrementar su capacidad.

El equipamiento del sistema de precalentamiento de aire puede superar estas limitaciones; sin embargo, se deben considerar cuidadosamente los factores mecánicos y de proceso debidos al incremento en el flux de radiación. Estos factores incluyen temperaturas de película y equipo mayores, lo que posiblemente produzca una degradación inaceptable o coquización.

Se recomienda, generalmente, hacer un análisis económico para justificar la adición de un sistema de precalentamiento de aire, pero las consideraciones también deben estar dadas por la adición de aire precalentado a las condiciones de operación. El análisis económico debe comparar el costo de instalación, el costo de la potencia requerida y los costos de mantenimiento así como el valor de los ahorros esperados de combustible y/o del incremento de la capacidad. En el caso de que se realice un análisis de recuperación de la inversión, el costo de instalación debe incluir el costo de paro del calentador para que la instalación se pueda llevar a cabo.

Si se usa un sistema de precalentamiento de aire, se pueden tener las siguientes ventajas:

1. Un mejor control del flujo de aire de combustión
2. Reducción del ensuciamiento del quemador
3. Mejor control del patrón de flama
4. Una combustión más completa de combustibles difíciles

Si se usa un sistema de precalentamiento de aire, pueden existir las siguientes desventajas:

1. Mayor potencial de corrosión de los componentes en la corriente de los gases de combustión debida al ataque del trióxido de azufre (SO_3)
2. Formación de neblinas ácidas en la pluma de la chimenea si el contenido de azufre en el combustible es alto.
3. Incremento del costo de mantenimiento de los equipos mecánicos.
4. Incremento de la concentración de óxidos de nitrógeno en los gases de combustión.
5. Reducción de la velocidad del efluente de la chimenea.

2.2 Tipos de sistemas de precalentamiento de aire

Muchos diseños y sistemas de precalentamiento de aire se encuentran disponibles, incluyendo los de tipo directo e indirecto. Los diseños de regeneración y recuperación son ejemplos del tipo directo en donde la transferencia de calor se lleva a cabo del gas de chimenea al aire de combustión entrante. Los de tipo indirecto usan un fluido intermedio para absorber el calor del gas de chimenea para después liberarlo en el aire de combustión entrante. Existen otros que usan una fuente externa para calentar el aire de combustión sin enfriar el aire de chimenea.

El equipo de precalentamiento de aire siempre presenta una resistencia al flujo de aire y usualmente también al flujo de los gases de chimenea. Normalmente es necesario usar equipo mecánico, como ventiladores o sopladores, para vencer tal resistencia. Los ventiladores de tiro forzado son usados para proveer el aire de combustión y en donde se requieren, se usan ventiladores de tiro inducido para remover el gas de chimenea. Algunos tipos de precalentadores de aire están disponibles con sistemas o diseños patentados, que a menudo proveen arreglos específicos los cuales pueden ser ventajosos para ciertos procesos.

2.2.1 PRECALENTADORES DE AIRE DE TIPO DIRECTO

2.2.1.1 Precalentador de aire con regeneración

Un sistema de precalentamiento de aire con regeneración contiene una matriz de elementos metálicos o refractarios, los cuales pueden ser fijos o móviles. Para aplicaciones en calentadores a fuego directo, el sistema regenerador de precalentamiento de aire comúnmente usado tiene los elementos guardados en una rueda rotatoria. Los elementos son calentados en la salida de los gases de chimenea y enfriados por el gas de combustión entrante alternadamente. La figura 1 muestra los flujos y los arreglos en un sistema típico.

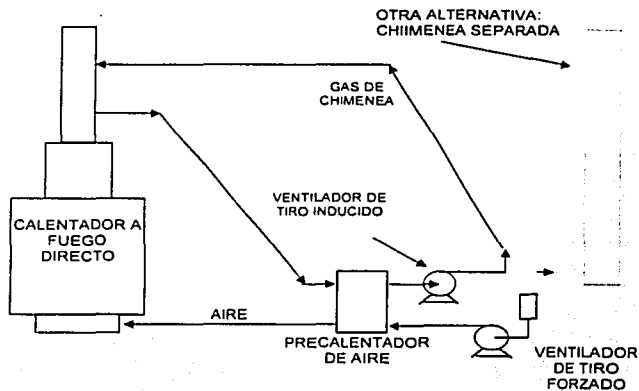


Figura 1 - Precalentamiento de aire usando sistemas de regeneración, recuperación o de tubo térmico

2.2.1.2 Precalentador de aire con recuperación

Un precalentador de aire con recuperación tiene corredores separados para el gas de chimenea y el aire, y el calor fluye de uno a otro a través de las paredes de estos corredores. La configuración de éste es la típica de un intercambiador de calor tubular o de placas en cuanto a forma, en la cual los corredores están formados por tubos, placas o una combinación de tubos y placas fijados juntos en un compartimiento. El sistema mostrado en la figura 1 es también típico de un precalentador de recuperación.

2.2.1.3 Precalentador de aire con tubo térmico

Un precalentador de aire con tubo térmico asocia un número determinado de bancos de tubos de calentamiento sellados, en los cuales un fluido para la

transferencia de calor se vaporiza en la zona de los gases y se condensa en la zona del aire.

2.2.2 PRECALENTADORES DE AIRE DE TIPO INDIRECTO

Un sistema indirecto, normalmente, tiene bancos de tubos separados en las corrientes de gases de chimenea y aire de combustión y tiene tubos que transportan un fluido para la transferencia de calor uniendo ambas corrientes. El fluido absorbe calor de los gases de chimenea, fluye a los tubos de la corriente de aire y libera el calor al aire de combustión. El fluido de transferencia de calor está contenido en un sistema cerrado el cual puede moverse naturalmente o por medio de bombas. Un sistema forzado (o bombeado) se muestra en la figura 2.

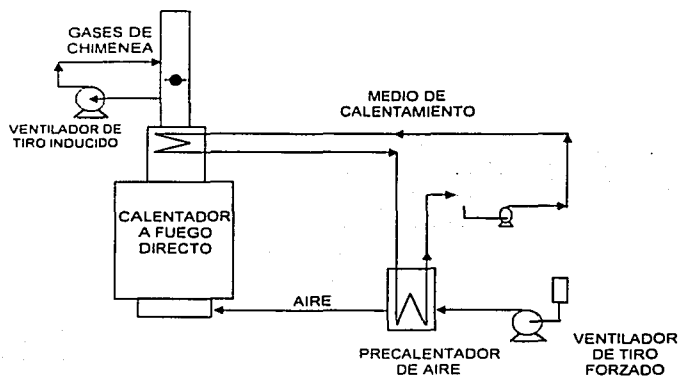


Figura 2 - Sistema de precalentamiento de aire usando un precalentador de aire cerrado indirecto y con circulación mecánica

2.2.3 PRECALENTADOR DE AIRE DE TIPO FUENTE DE CALOR EXTERNA

Un diseño de precalentador de aire de tipo fuente de calor externa usa el fluido de proceso en un solo paso localizado en un serpentín en la corriente de aire. La figura 3 ilustra dicho sistema.

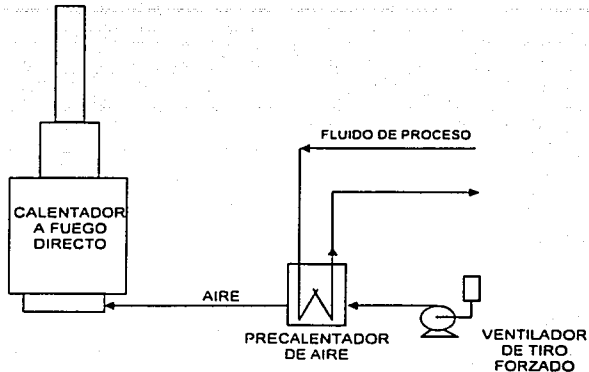


Figura 3 - Precalentador de aire de tipo fuente de calor externa

2.3 Factores que afectan la selección de un sistema de precalentamiento de aire

Algunos de los factores, aparte de los de costos y eficiencia, que deben ser considerados cuando se esté seleccionando el sistema de precalentamiento de aire más apropiado incluyen:

1. El área de trazado disponible para ductos, ventiladores y equipo(s) de transferencia de calor.
2. La posibilidad de darle mantenimiento al sistema de precalentamiento de aire con el mínimo impacto al calentador a fuego directo, dentro del horario de operación de este.
3. El diseño de características que minimicen el ensuciamiento o sus efectos o que provean una capacidad de limpieza durante la operación
4. Efectos de las fugas de aire en los gases de combustión y los efectos de la corrosión producidos en los equipos corriente abajo, consumo de potencia y una provisión adecuada de aire para las condiciones diseñadas de combustión
5. Fugas del fluido de transferencia de calor y sus efectos en la operación segura del calentador
6. Limitaciones en las temperaturas máximas de exposición.
7. Localización y arreglo del quemador.
8. La posible necesidad de alternar operación de tiro natural y la capacidad del calentador requerida en el modo de tiro natural
9. La facilidad para cambiar de manera segura a un modo de operación alternativo en caso de falla de algún componente.

10. La posibilidad de que exista una severa corrosión en el extremo frío y los métodos disponibles para reducir el impacto de ésta.
11. La flexibilidad para incrementar la capacidad del sistema de precalentamiento para futuros incrementos en las necesidades del proceso
12. El efecto de las temperaturas finales en la eficiencia del sistema.
13. El efecto del tipo de quemador (tiro natural contra tiro forzado).

CAPÍTULO 3 - INTERACCIÓN DEL SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE CON EL CALENTADOR A FUEGO DIRECTO

3.1 Diseño del proceso

La interacción del precalentador de aire con el calentador a fuego directo, en términos de proceso, es particularmente importante en caso de que se trate de una mejora al proceso, pero la misma consideración procede en el caso de una nueva instalación. Si a un calentador, cuya área de transferencia de calor está inalterada, se le incorpora un sistema de precalentamiento de aire sin cambiar la carga térmica, el flux promedio en la sección de radiación se verá incrementado al igual que la temperatura del puente. Se debe llevar a cabo una revisión del proceso para conocer cuales pueden ser las nuevas condiciones y se debe preparar una nueva hoja de datos de manera que refleje las nuevas condiciones de diseño.

Al momento de estar haciendo las hojas de datos y la revisión del proceso, se deben revisar los valores de exceso de aire y de pérdidas por radiación. El exceso de aire puede ser reducido aprovechando que existe un mejor control en la combustión en tiro forzado dado por el suministro de aire. El valor de pérdidas por radiación se puede reducir efectivamente si se emplea un aislamiento efectivo. Si el área superficial se aumenta en la forma de ducto de trabajo, esto incrementa la pérdida de calor, y puede ser más factible incrementar el valor de pérdidas por radiación. La revisión del proceso conlleva un proceso iterativo ya que la temperatura del aire caliente dependerá de la temperatura de salida de los gases de combustión y viceversa. Como resultado de este conjunto de interacciones, es claro que uno no puede decidir simplemente precalentar aire.

3.2 Quemadores

Incluso en el caso de que exista un beneficio, el reemplazo de los quemadores casi siempre debe ser considerado. Esta selección debe ser usada como una opción para lograr otros objetivos, por ejemplo, gran flexibilidad en el uso de combustible, reducción del ruido, mejor control y reducción de óxidos de nitrógeno (NO_x).

Si se requiere una operación de tiro natural (y dependiendo a qué nivel) ante una falla del equipo, el tipo de quemador es seleccionado y dimensionado de acuerdo a este criterio; entonces la presión del aire de combustión debe ser establecida para las condiciones de precalentamiento. Si no se requiere una operación de tiro natural, existe entonces una gran flexibilidad en la elección de los quemadores.

Si el precalentador de aire tiene que funcionar a altas temperaturas del aire, los quemadores podrían necesitar ser construidos de aleaciones poco comunes. En adición a esto, las dificultades pueden surgir con la compuerta o el registro de operación del quemador a menos que se hagan arreglos especiales.

3.3 Tiro

La mayoría de los sistemas de precalentamiento de aire emplean operaciones de tiro forzado/inducido. Por razones operacionales y de seguridad, algunas de las alternativas para proveer un tiro deben estar disponibles aunque esto implique una pérdida de operación de los ventiladores o del precalentador de aire. La alternativa de tiro natural para suministrar aire de combustión ya ha sido mencionada, pero existen otras técnicas que no conllevan una gran restricción para la selección de un quemador. Estas incluyen la provisión de controladores, ventiladores de relevo y sistemas de paro.

En el caso de tiro inducido para la remoción de gases, un sistema de compuerta que desvíe el aire precalentado y el tiro inducido por el ventilador, permitirá que los gases escapen directamente; cabe mencionar que este tipo de sistemas son los más usados normalmente. La altura de la chimenea debe ser seleccionada de manera que se mantenga una presión negativa en el hogar de acuerdo a un porcentaje especificado de la carga de diseño.

3.4 Aislamientos y pérdidas de calor

Ya que el precalentamiento de aire se justifica por el ahorro de combustible, las fuentes de pérdidas de calor deben identificarse. La adición de ductos, ventiladores y el precalentador de aire incrementa la superficie a partir de la cual puede ocurrir una pérdida de calor. Los aislamientos deben ser revisados y posiblemente reemplazados ya que la reducción de pérdidas de calor mejora la eficiencia y reduce los costos.

3.5 Sección de convección

En algunos casos, la eficiencia de un calentador es tan baja, que otros problemas pueden surgir. Estos problemas pueden ser resueltos con la adición de área de superficie de convección.

La adición de área de superficie de convección puede ser justificada si:

1. La temperatura del aire debe ser limitada para controlar emisiones de NO_x , para manejar flux radiante elevado o por consideraciones mecánicas.

2. El precalentador de aire seleccionado no puede tolerar altas temperaturas de los gases de combustión que abandonan el calentador. Si se adiciona superficie de convección se puede reducir esta temperatura a niveles aceptables.

En cualquiera de estos casos, las consideraciones para el diseño del proceso son similares a aquéllas para un nuevo calentador y se puede escoger la temperatura de los gases de combustión. Esta flexibilidad en la temperatura del aire caliente surge porque la temperatura de salida de los gases de combustión puede ser seleccionada sin que la temperatura del aire precalentado se vuelva un factor limitante.

3.6 Diseño Mecánico

En el caso de una mejora al proceso, se deben llevar a cabo las revisiones de los componentes mecánicos del calentador para:

1. Determinar si los componentes mecánicos son convenientes para las nuevas condiciones.
2. Determinar si se han deteriorado considerable.
3. Considerar cambios en los códigos de diseño que pudieran haber ocurrido desde que el calentador original fue diseñado e instalado.

Los componentes que pueden ser afectados por estas revisiones incluyen tubos de soporte y guías.

CAPÍTULO 4 - SELECCIÓN DE UN SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE

Los factores generales para la selección de un sistema de precalentamiento de aire se han descrito en el capítulo 2. Esta sección describe estos factores de manera detallada para cada uno de los tipos de sistema.

4.1 Sistema regenerativo de precalentamiento de aire

4.1.1 Área de planta

El área de planta requerida es comparativamente mayor debido a la necesidad de conectar ductos de aire y de gases de combustión al precalentador de aire, y a los ventiladores de tiro forzado y de tiro inducido. Si se tienen que realizar mediciones del flujo de aire, la longitud del ducto de aire usualmente debe ser aumentada para mejorar la exactitud de éstas. El precalentador de aire y ventiladores deben ser montados de manera independiente a la estructura del calentador a fuego directo, esto conduce a que la integración es generalmente impráctica.

Las maneras de reducir el área de planta y ductos de trabajo a nivel piso incluyen:

1. Juntar los ventiladores
2. Usar un precalentador de aire de cañón vertical
3. Usar ducto sobre ducto o arreglos de lado a lado en el precalentador de aire
4. Proveer ventiladores con flujo axial

4.1.2 Disponibilidad de servicio

El precalentador de aire es montado de manera independiente del calentador a fuego directo, por lo tanto el sistema es fácilmente diseñado de manera que el mantenimiento del precalentador tenga un impacto pequeño en la operación del calentador si se dispone de capacidad para el tiro natural. La superficie de transferencia de calor puede ser fácilmente invertida o reemplazada. El acceso debe estar disponible del todo para todas las conexiones de los ductos para servicio y mantenimiento.

4.1.3 Ensuciamiento y limpieza

Cuando se queman combustibles distintos al gas, se requiere de servicios de lavado y soplado para el hollín formado. También se recomienda realizar un soplado regular del hollín siempre que un combustible líquido se queme. Cabe

mencionar que existen diseños de superficies de transferencia de calor que minimizan el ensuciamiento.

El ensuciamiento de la superficie de transferencia de calor afecta el desempeño térmico, dando por resultado un incremento en la caída de presión a través de la unidad.

4.1.4 Efectos de fugas de aire hacia los gases de combustión

La filtración de aire en los gases de combustión, es un problema inherente al sistema regenerativo de precalentamiento de aire. Los datos esperados de filtraciones, a las condiciones de diseño, serán dados por el constructor del precalentador de aire. La reducción en la temperatura de los gases de combustión resultante de estas filtraciones, debe ser considerada cuando se requiera calcular el efecto de bajas temperaturas y corrosión potencial corriente abajo del precalentador de aire y del sistema de precalentamiento de aire.

4.1.5 Limitaciones por temperatura máxima de exposición

El constructor dará las temperaturas de servicio límites. Los límites están dados generalmente por consideraciones metalúrgicas.

4.1.6 Corrosión en el extremo frío del precalentador de aire

La corrosión de los sellos en el extremo frío puede producir un incremento en las filtraciones de aire. Otros efectos pueden incluir cambios en la caída de presión y una pequeña reducción en la recuperación de calor. Para controlar estos efectos la superficie de transferencia de calor puede ser invertida o reemplazada de acuerdo a un procedimiento establecido.

Las técnicas para reducir la corrosión en el extremo frío incluyen:

1. Desviaciones de aire frío
2. Precalentamiento de aire frío adelante del precalentador de aire
3. Recirculación de aire caliente
4. Usar una aleación resistente de acero de baja corrosión
5. Usar una cubierta cerámica como superficie de transferencia de calor

Como todos los sistemas de precalentamiento de aire que recuperan calor de los gases de combustión, se debe considerar la protección del equipo corriente abajo contra la corrosión. La falla de los elementos de transferencia de calor, ya sea debida a la corrosión en el extremo frío o a otras causas, tiene un pequeño impacto en la operabilidad del calentador a fuego directo. El incremento de las

filtraciones de aire en la corriente de los gases de combustión, aunque sea significativa, no debe ser suficiente para forzar a reducir la combustión en el calentador a fuego directo.

4.1.7 Localización y arreglo del quemador

Los sistemas que usan ductos para transportar aire de combustión del precalentador de aire a los quemadores son más atractivos cuando los quemadores están agrupados en uno o dos plenums adyacentes. Los grupos de quemadores muy separados requieren un gran trabajo de ducto.

4.1.8 Efectos de la temperatura terminal

Si los elementos de un precalentador de aire se ensucian y corroen, la reducción en el desempeño del precalentador de aire no será tanta como en otros sistemas. La capacidad del calentador a fuego directo usualmente no se ve afectada. El diseño normal de un sistema regenerativo de precalentamiento de aire permite filtraciones de flujo de aire y los ventiladores manejan inmediatamente la filtración adicional causada por el desgaste de los sellos sin tener un impacto en el desempeño del calentador a fuego directo.

4.1.9 Incremento en la capacidad del precalentador de aire

Anticipando un incremento en la capacidad del calentador a fuego directo o un cambio de combustible para el futuro, se considerarán las siguientes opciones:

1. Proveer un precalentador regenerativo de aire que tenga capacidad del rotor adicional para futuras operaciones
2. Usar controladores de variación de velocidad en los ventiladores para conservar la potencia durante la operación inicial. Las curvas de operación de los ventiladores deben ser satisfactorias para todos los casos
3. Diseñar ductos para futuros requerimientos de flujo, presión y temperatura

4.1.10 Operación sin ventiladores

Si se proveen quemadores de tiro natural, con bajas pérdidas de tiro, es posible lograr un diseño para el desempeño del calentador a fuego directo sin el servicio de ventiladores. Los gases de combustión y el aire deben ser desviados del precalentador de aire. La altura y el área de sección transversal de la chimenea deben adecuarse para suministrar el tiro necesario para el caso de tiro natural.

4.1.11 Quemadores

La diferencial de presión a través del precalentador de aire, causa que el aire se filtre en los gases de combustión. Por lo tanto se requiere de capacidad y potencia adicional en el ventilador. El uso de quemadores de tiro forzado con una alta caída de presión, incrementa la diferencial de presión y el grado de filtración de aire.

4.2 SISTEMA RECUPERATIVO DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE

4.2.1 Área de planta

El área de planta requerida es comparativamente mayor debido a la necesidad de conectar ductos de aire y de gases de combustión al precalentador de aire y a los ventiladores de tiro forzado y de tiro inducido. Si se tienen que hacer mediciones del flujo de aire, la longitud del ducto de aire suele requerir ser aumentada para mejorar la exactitud de éstas.

Las maneras de reducir el área de planta y ductos de trabajo a nivel de piso incluyen:

1. Juntar los ventiladores
2. Situar el precalentador recuperativo de aire donde está la sección de convección del calentador a fuego directo
3. Usar conexiones en la parte superior de los precalentadores de aire tipo recuperativo para minimizar el trabajo de los ductos a nivel de piso.

4.2.2 Disponibilidad de servicio

El precalentador de aire se monta de manera independiente del calentador a fuego directo, por lo tanto el sistema se puede diseñar fácilmente de manera que el mantenimiento al precalentador tenga un impacto pequeño en la operación del calentador si se dispone de capacidad para el tiro natural. La superficie de transferencia de calor puede ser fácilmente invertida o reemplazada. El acceso a todas las conexiones de los ductos debe ser totalmente accesible para servicios y mantenimiento. Cuando el precalentador de aire está localizado junto a la sección de convección del calentador a fuego directo, el mantenimiento no puede llevarse a cabo durante la operación del calentador a fuego directo.

4.2.3 Ensuciamiento y limpieza

El aire para la combustión y los gases de combustión están completamente separados de manera que el ensuciamiento se ve limitado, regularmente, al lado de los gases de combustión. Se requiere de una amplia vía de flujo para minimizar la pérdida de tiro o se provocará un ensuciamiento en el lado del aire. Se pueden necesitar servicios de limpieza y agua de lavado.

El ensuciamiento de la superficie de transferencia de calor afecta el desempeño térmico y esto da por resultado un incremento en la caída de presión a través de la unidad. Para el diseño del ducto se considerará que debe hacerse una limpieza con el equipo parado o fuera de operación.

4.2.4 Efectos de fugas de aire hacia los gases de combustión

Los sistemas recuperativos de precalentamiento de aire suelen estar diseñados para que no existan fugas de aire. Si ocurriera una fuga sustancial, la pérdida de aire en los quemadores reduciría la capacidad del calentador a fuego directo y la temperatura de los gases de combustión en la chimenea.

4.2.5 Limitaciones por temperatura máxima de exposición

El constructor dará las temperaturas límites de servicio. Los límites están dados generalmente por consideraciones de expansión térmica y metalúrgicas.

4.2.6 Corrosión en el extremo frío del precalentador de aire

Las temperaturas del metal en el punto más frío deben mantenerse por encima del punto de rocío del ácido para prevenir la corrosión; como otra alternativa pueden usarse materiales resistentes a la corrosión. Si hay corrosión severa de la superficie de transferencia de calor, esto puede resultar en un cambio en la caída de presión, una reducción en la recuperación de calor y una pérdida de capacidad del calentador a fuego directo.

Las técnicas para reducir la corrosión en el extremo frío incluyen:

1. Desviaciones de aire frío
2. Precalentamiento de aire frío adelante del precalentador de aire
3. Recirculación de aire caliente
4. Usar una cubierta cerámica o vidriada en el extremo frío de la superficie de transferencia de calor.
5. Incrementar el grado de superficie total en el lado de los gases de combustión con respecto al lado del aire

Como todos los sistemas de precalentamiento de aire que recuperan calor de los gases de combustión, se debe considerar la protección del equipo corriente abajo contra la corrosión.

4.2.7 Localización y arreglo del quemador

Los sistemas que usan ductos para transportar aire de combustión del precalentador de aire a los quemadores son más atractivos cuando los quemadores están agrupados en uno o dos plenums adyacentes. Los grupos de quemadores ampliamente separados requieren un gran trabajo de ducto.

4.2.8 Efectos de la temperatura terminal

Si los elementos se ensucian y corroen, como resultado de una baja temperatura de los gases de combustión, la capacidad del precalentador de aire se verá reducida. La capacidad del calentador a fuego directo también podría verse afectada.

4.2.9 Incremento en la capacidad del precalentador de aire

Si se anticipa un incremento en la capacidad del calentador a fuego directo o un cambio de combustible, deberán considerarse las siguientes opciones:

1. Seleccionar un precalentador recuperativo de aire al cual se le puedan añadir elementos. Si se desea añadir elementos, esto debe ser previsto en el diseño original del precalentador de aire.
2. Usar controladores de variación de velocidad en los ventiladores para conservar la potencia durante la operación inicial. Las curvas de operación de los ventiladores deben ser satisfactorias para todos los casos
3. Diseñar ductos para futuros requerimientos de flujo, presión y temperatura

4.2.10 Operación sin ventiladores

Si se proveen quemadores de tiro natural, con bajas pérdidas de tiro, se puede lograr un diseño para el desempeño del calentador a fuego directo sin servicio de ventiladores. El aire se debe desviar del precalentador de aire y debe ser inducido por el tiro de la chimenea del calentador. Cuando el precalentador de aire está localizado bajo la salida del calentador de gases de combustión, estos deben ser desviados del precalentador de aire y deben ser desalojados por el tiro disponible en la chimenea. Cuando el precalentador de aire está localizado con la sección de convección, la operación sin el aire para enfriar el precalentador de

aire puede resultar imposible. Alternativamente, una mayor pérdida de tiro puede limitar la operación para una capacidad reducida.

4.3 SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE DE TUBO TÉRMICO

4.3.1 Área de planta

El área de planta requerida es comparativamente mayor debido a la necesidad de conectar ductos de aire y gases de combustión al precalentador de aire y a los ventiladores de tiro forzado y de tiro inducido. Si tienen que hacerse mediciones del flujo de aire, la longitud del ducto de aire suele requerir ser aumentada para mejorar la exactitud de éstas.

Las maneras de reducir el área de planta y ductos de trabajo a nivel de piso incluyen:

1. Juntar los ventiladores
2. Situar el precalentador de aire de tubo térmico con la sección de convección del calentador a fuego directo
3. Proveer una geometría que permita diferentes arreglos de ductos
4. Usar ventiladores de flujo axial

4.3.2 Disponibilidad de servicio

Cuando el precalentador de aire se monta de manera independiente del calentador a fuego directo, el sistema se puede diseñar fácilmente de manera que el mantenimiento del precalentador tenga un impacto pequeño en la operación del calentador si se dispone de capacidad para el tiro natural. El acceso a todas las conexiones de los ductos debe estar totalmente disponible para servicios y mantenimiento. No hay motores, partes móviles, sellos o elementos que necesiten mantenimiento. Cuando el precalentador de aire está localizado con la sección de convección del calentador a fuego directo, el mantenimiento no puede llevarse a cabo durante la operación del calentador a fuego directo.

4.3.3 Ensuciamiento y limpieza

El aire para la combustión y los gases de combustión están completamente separados de manera que el ensuciamiento suele estar limitado al lado de los gases de combustión. Se necesita una amplia vía de flujo para minimizar la pérdida de tiro o se provocará un ensuciamiento en el lado del aire.

Se deben colocar sopladores y pasos para el soplado de hollín siempre y cuando estén instalados en el serpentín de convección del calentador a fuego

directo. La limpieza del precalentador de aire se debe realizar cuando se realiza la limpieza del serpentín de convección.

El ensuciamiento de la superficie de transferencia de calor afecta el desempeño térmico y esto da por resultado un incremento en la caída de presión a través de la unidad. Para el diseño del ducto se considerará que debe hacerse una limpieza con el equipo parado o fuera de operación.

4.3.4 Efectos de fugas de aire hacia los gases de combustión

Los sistemas de precalentamiento de aire de tubo térmico suelen estar diseñados para que no existan fugas de aire. Si ocurriera una fuga sustancial, la pérdida de aire en los quemadores reduciría la capacidad del calentador a fuego directo y la temperatura de los gases de combustión en la chimenea.

4.3.5 Limitaciones por temperatura máxima de exposición

El constructor dará las temperaturas de servicio límites. Los límites están dados generalmente por consideraciones de expansión térmica y metalúrgicas. Adicionalmente, para el tubo térmico, la temperatura del fluido de trabajo debe ser limitada para evitar la degradación y/o sobrepresión.

4.3.6 Corrosión en el extremo frío del precalentador de aire

Las temperaturas del metal en el punto más frío deben mantenerse por encima del punto de rocío del ácido para prevenir la corrosión. Si hay corrosión severa de la superficie de transferencia de calor, esto puede resultar en un cambio en la caída de presión, una reducción en la recuperación de calor, fugas del líquido para la transferencia de calor y una pérdida de capacidad en el calentador a fuego directo. Si ocurre una fuga del fluido de trabajo, puede resultar un riesgo de seguridad.

Las técnicas para reducir la corrosión en el extremo frío incluyen:

1. Desviaciones de aire frío
2. Precalentamiento de aire frío adelante del precalentador de aire
3. Recirculación de aire caliente
4. Incremento de superficie total en el lado de los gases de combustión

Como en todos los sistemas de precalentamiento de aire que recuperan calor de los gases de combustión, se considerará la protección del equipo corriente abajo contra la corrosión.

4.3.7 Localización y arreglo del quemador

Los sistemas que usan ductos para transportar aire de combustión del precalentador de aire a los quemadores son más atractivos cuando los quemadores están agrupados en uno o dos plenums adyacentes. Los grupos de quemadores ampliamente separados requieren un gran trabajo de ducto.

4.3.8 Efectos de la temperatura terminal

Si los elementos se ensucian y corroen, como resultado de una baja temperatura de los gases de combustión, la capacidad del precalentador de aire se verá reducida. La capacidad del calentador a fuego directo también podría verse afectada.

4.3.9 Incremento en la capacidad del precalentador de aire

Si se anticipa un incremento en la capacidad del calentador a fuego directo o un cambio de combustible, deberán considerarse las siguientes opciones:

1. Seleccionar un precalentador de aire de tubo térmico al cual se le puedan añadir elementos. Si se desea añadir elementos, esto debe ser previsto en el diseño original del precalentador de aire.
2. Usar controladores de variación de velocidad en los ventiladores para conservar la potencia durante la operación inicial. Las curvas de operación de los ventiladores deben ser satisfactorias para todos los casos
3. Diseñar ductos para futuros requerimientos de flujo, presión y temperatura

4.3.10 Operación sin ventiladores

Si se proveen quemadores de tiro natural, con bajas pérdidas de tiro, es posible y práctico, lograr un diseño para el desempeño del calentador a fuego directo sin el servicio de ventiladores. El aire debe ser desviado del precalentador de aire y debe ser inducido por el tiro de la chimenea del calentador. Cuando el precalentador de aire está localizado bajo la salida de los gases de combustión del calentador, estos deben ser desviados del precalentador de aire y deben ser agotados por el tiro disponible en la chimenea. Cuando el precalentador de aire está localizado con la sección de convección, es posible que no se pueda operar sin el aire para enfriar el precalentador de aire. Alternativamente, una mayor pérdida de tiro puede limitar la operación para una capacidad reducida.

4.4 SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE INDIRECTO DE CIRCULACIÓN CERRADA

4.4.1 Área de planta

El área general requerida será menor que la de otros sistemas si el serpentín de recalentamiento está integrado con la sección de convección. Como mínimo, se requerirá de área de planta para el sistema de circulación (tanque de separación de líquidos, bombas y tuberías) y posiblemente ventiladores.

Las maneras de reducir el área de planta incluyen:

1. Montar el ventilador de tiro inducido en la parte superior de la sección de convección.
2. Localizar el ventilador de tiro forzado, si se requiere, cerca del grupo de quemadores. Si se emplean dos pequeños ventiladores para dos grupos de quemadores, éstos pueden reemplazar un gran ventilador y una gran cantidad de ductos.
3. Localizar el serpentín de recalentamiento en la sección de convección.

4.4.2 Disponibilidad de servicio

El mantenimiento del serpentín de recalentamiento no puede realizarse durante la operación del calentador a fuego directo, a menos que esté localizado fuera del mismo, en cuyo caso se utilizará un ventilador de tiro inducido. Cuando un ventilador de tiro inducido está localizado en la sección de convección, se hace menos accesible para inspección y mantenimiento. No hay motores o partes movibles en el precalentador de aire, pero aquéllos en el sistema de circulación requerirán mantenimiento.

4.4.3 Ensuciamiento y limpieza

El aire para la combustión y los gases de combustión están completamente separados de manera que el ensuciamiento está usualmente limitado al serpentín de recalentamiento. La limpieza del serpentín de recalentamiento puede realizarse de la misma manera que para el serpentín de convección; esto gracias al uso de sopladores y pasos para el soplado de hollín

El ensuciamiento de la superficie de transferencia de calor afecta el desempeño térmico y esto da por resultado un incremento en la caída de presión a través de la unidad.

4.4.4 Efectos de fugas de aire hacia los gases de combustión

No hay fugas de aire hacia la corriente de gases de combustión.

4.4.5 Limitaciones por temperatura máxima de exposición

El medio de transferencia de calor y el arreglo del serpentín deben ser elegidos de manera que las temperaturas de servicio no excedan el coquizado o los límites de degradación.

4.4.6 Corrosión en el extremo frío del sistema precalentador de aire

Las temperaturas del metal en el punto más frío deben mantenerse por encima del punto de rocío del ácido para prevenir la corrosión y posibles fugas. El fluido de transferencia de calor puede ser desviado alrededor del serpentín para mantener una mayor temperatura del fluido y por lo tanto una mayor temperatura en la superficie del serpentín de recalentamiento. Si hay corrosión severa de la superficie de transferencia de calor, esto puede resultar en una reducción en la recuperación de calor y una pérdida del líquido para la transferencia de calor.

4.4.7 Localización y arreglo del quemador

Los grupos de quemadores que están ampliamente separados no requieren un gran trabajo de ductos para transportar el aire de combustión del precalentador de aire a los quemadores. Se pueden usar serpentines de calentamiento independientes, uno para cada uno de los grupos de quemadores bastante separados, ya que se usan las tuberías en vez de los ductos de trabajo para transportar el medio de calentamiento.

4.4.8 Efectos de la temperatura terminal

Si los elementos se ensucian y corroen, como resultado de una baja temperatura de los gases de combustión, la capacidad del precalentador de aire se verá reducida. La capacidad del calentador a fuego directo también podría verse afectada.

4.4.9 Incremento en la capacidad del precalentador de aire

Si se anticipa un incremento en la capacidad del calentador a fuego directo o un cambio de combustible, deberán considerarse las siguientes opciones:

1. Dejar espacio adicional para tubos en los serpentines de calentamiento y recalentamiento
2. Diseñar el sistema de circulación (tanques, bombas, y tuberías) por anticipado para las condiciones a futuro
3. Usar controladores de variación de velocidad en los ventiladores para conservar la potencia durante la operación inicial. Las curvas de operación de los ventiladores deben ser satisfactorias para todos los casos
4. Diseñar ductos para futuros requerimientos de flujo, presión y temperatura

4.4.10 Operación sin ventiladores

Si se proveen quemadores de tiro natural, con bajas pérdidas de tiro, es posible operar a las condiciones de diseño para el desempeño del calentador a fuego directo. En algunas configuraciones, el aire debe desviarse del serpentín de calentamiento. Los sistemas con el serpentín de recalentamiento en la sección de convección pueden tener un desempeño limitado dependiendo del tiro disponible. Puede ocurrir degradación del fluido de trabajo a menos que el serpentín de recalentamiento sea drenado.

4.4.11 Efecto de fugas del fluido de trabajo

Si ocurre una fuga del fluido de trabajo, puede resultar un riesgo de seguridad.

4.5 SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO CON FUENTE DE CALOR EXTERNA

4.5.1 Área de planta

El área general requerida será menor que la de otros sistemas. Se requieren serpentines de calentamiento de aire, ductos de trabajo y en algunos diseños, un ventilador de tiro forzado.

4.5.2 Disponibilidad de servicio

El mantenimiento tiene un impacto pequeño en la operación del calentador a fuego directo si se suministra capacidad para un tiro natural.

4.5.3 Ensuciamiento y limpieza

Los serpentines de calentamiento de aire pueden ensuciarse por polvo transportado por el aire, polen y por otras partículas, a menos que se disponga de un filtro. Este tipo de ensuciamiento usualmente no es significativo.

4.5.4 Efectos de fugas de aire hacia los gases de combustión

No existen tales fugas de aire.

4.5.5 Limitaciones por temperatura máxima de exposición

Generalmente no hay ningún problema.

4.5.6 Corrosión en el extremo frío del sistema precalentador de aire

Al no haber interacción con los gases de combustión, no hay ningún problema.

4.5.7 Localización y arreglo del quemador

Los grupos de quemadores que están ampliamente separados no requieren un gran trabajo de ductos para transportar el aire de combustión del precalentador de aire a los quemadores. Se pueden usar serpentines de calentamiento independientes, uno para cada uno de los grupos de quemadores bastante separados, ya que se usan las tuberías en vez de los ductos de trabajo para transportar el medio de calentamiento.

4.5.8 Efectos de la temperatura terminal

Deben considerarse las propiedades de la corriente de fluido.

4.5.9 Incremento en la capacidad del precalentador de aire

Si se anticipa un incremento en la capacidad del calentador a fuego directo o un cambio de combustible, deberán considerarse las siguientes opciones:

1. Dejar espacio adicional para tubos en los serpentines de calentamiento y recalentamiento o para un intercambiador adicional.

2. Usar controladores de variación de velocidad en los ventiladores de tiro forzado para conservar la potencia durante la operación inicial. Las curvas de operación de los ventiladores deben ser satisfactorias para todos los casos
4. Diseñar ductos para futuros requerimientos de flujo, presión y temperatura

4.5.10 Operación sin ventiladores

Si se proveen quemadores de tiro natural, con bajas pérdidas de tiro, es posible operar a las condiciones de diseño para el desempeño de un calentador a fuego directo sin el servicio del ventilador. En algunas configuraciones, el aire debe desviarse del serpentín o serpentines de calentamiento.

4.5.11 Efecto de fugas del fluido de trabajo

Si ocurre una fuga del fluido de trabajo, puede resultar un riesgo de seguridad.

CAPÍTULO 5 - SEGURIDAD, OPERABILIDAD Y MANTENIMIENTO

Los siguientes párrafos cubren las consideraciones básicas para proporcionar un sistema de precalentamiento de aire operable y seguro.

5.1 Seguridad

Los componentes de un sistema de precalentamiento de aire que puedan ser sometidos a mantenimiento mientras el calentador a fuego directo está en operación, deben ser aislados del calentador a fuego directo. El aislamiento puede ser por medios tales como puertas deslizantes, guillotinas ciegas, o compuertas especialmente diseñadas. Se debe considerar la firmeza de cierre requerida y los medios disponibles para asegurar el actuador. Otros elementos que deben ser evaluados son la exposición del personal, los efectos de alguna fuga durante la operación del calentador a fuego directo y la accesibilidad en caso de que se tenga que actuar.

Cuando hay más de un calentador de proceso conectado a un sistema común de precalentamiento de aire, es importante monitorear las condiciones del gas de combustión en cada calentador, para asegurarse de que cada uno tiene el suministro de aire adecuado. Se deben colocar entradas de emergencia para aire, de manera que una ráfaga de aire caliente no hiera al personal si las puertas se abren cuando el ventilador de tiro forzado está operando. Se deben colocar puertas para aire operadas automáticamente de manera que no estén en contacto con el personal cuando se encuentren activadas.

Se debe evaluar el incremento térmico y la velocidad del efluente para que el personal o las estructuras adyacentes no entren en contacto con el gas de combustión de la chimenea. Se recomienda hacer revisiones operacionales periódicas de las entradas de emergencia de aire, la compuerta de la chimenea, el o los ventiladores de relevo y otras piezas del equipo.

Se deben colocar puntos de medición de temperatura en los ductos del precalentador de aire, para indicar sobrecalentamiento o la posible presencia de fuego, resultado de la ruptura de un tubo en el precalentador de aire.

5.2 Operabilidad

El elemento para la medición del flujo del aire de combustión debe estar localizado de manera que únicamente el aire de combustión de los quemadores sea medido. Las fugas de aire no deben estar incluidas en estas mediciones.

Si el calentador a fuego directo va a ser utilizado en un amplio rango de operación, se considerará usar ventiladores con controladores variables de velocidad o multivelocidad. Estos controladores pueden proveer un mejor control, reducción del ruido y conservación de la potencia.

Cuando se utilizan quemadores de tiro forzado, la operación con tiro natural no es posible. Se debe avisar al personal sobre esta limitante en la operación. Se realizarán servicios de limpieza al precalentador de aire siempre que se utilicen combustibles líquidos. También debe realizarse la limpieza en línea del ventilador de tiro inducido.

5.3 Accesibilidad para mantenimiento

La localización más deseable para los ductos y compuertas será lo más cerca posible del calentador a fuego directo, sin llegar a limitar el trabajo de éste mientras esté en operación. Se debe considerar el acceso para mantenimiento cuando se estén situando los ventiladores y el precalentador de aire.

5.4 Programa de revisiones

Se deben preparar puntos de medición de temperatura y presión en todas las corrientes de aire y de gases de combustión que entran y salen de los elementos del precalentador de aire para monitorear el desempeño y el ensuciamiento.

Los puntos de medición para la presión de los ventiladores corriente arriba y corriente abajo, deben estar preparados para asistir en el monitoreo de la operación. El desempeño del precalentador de aire puede verse seriamente afectado por una mala distribución de los flujos de aire o de los gases de combustión. Se debe tomar en cuenta la provisión de aberturas para permitir la instalación del tubo de pitot y poder medir los perfiles de flujo de los gases de combustión y aire que entran. En donde sea requerido un análisis continuo de los gases de combustión, se colocarán los puertos de muestreo propiamente dimensionados y orientados.

5.5 Falla del equipo del sistema de precalentamiento de aire

Del sistema de precalentamiento y equipo auxiliar que haya sido seleccionado con la seguridad operacional requerida por el calentador a fuego directo, dependerá la acción adecuada en caso de que haya una falla del equipo. Las opciones incluyen:

1. Cambio a tiro natural
2. Desviación del precalentador de aire
3. Activar el o los ventiladores de relevo
4. Cerrar el calentador a fuego directo

Cabe mencionar que no sólo se darán los medios para cambiar la operación, sino también los medios para revisar que dicho cambio se ha efectuado de manera segura y exitosa.

CAPÍTULO 6 - SELECCIÓN DE TEMPERATURAS DEL SISTEMA

6.1 Introducción

El objetivo común de diseño de la mayoría de los sistemas de precalentamiento de aire es obtener la recuperación de calor máxima económica y con costos razonables iniciales y de mantenimiento. Para alcanzar este objetivo, es importante seleccionar las temperaturas de diseño del extremo frío que limiten la corrosión y el ensuciamiento, y que provean los medios para controlar estas mismas temperaturas en o por encima de los valores aceptables.

La temperatura a la cual la corrosión y el ensuciamiento se vuelven excesivos, está afectada por:

1. Combustibles que contengan azufre u otros contaminantes
2. Aditivos para combustible o gases de combustión
3. Gases de combustión que contengan oxígeno
4. Gases de combustión que contengan humedad
5. Temperatura de combustión
6. Limpieza del horno
7. Diseño del quemador
8. Diseño del precalentador de aire
9. Residuos de aceites pesados que contengan cenizas

Es importante contar con medios para controlar las temperaturas del extremo frío en el diseño de un sistema de precalentamiento de aire ya que:

1. Las condiciones ambientales cambian diariamente y por temporada, principalmente en algunas regiones del país.
2. Las condiciones de combustión cambian con respecto a la limpieza del horno, exceso de aire y desempeño.
3. Las condiciones del combustible pueden cambiar.
4. La temperatura a la que ocurre la corrosión y el ensuciamiento es difícil de predecir con precisión.

El diseñador del sistema es responsable de estimar los factores que afectan la corrosión del extremo frío y el ensuciamiento para aplicaciones específicas. El diseñador debe:

1. Seleccionar las temperaturas de diseño que den el máximo nivel de recuperación económica de calor para las condiciones normales de operación
2. Proveer un sistema de control de temperatura del extremo frío que minimice los niveles de corrosión y ensuciamiento por anticipado para todas las condiciones de operación

En general, la selección de las temperaturas del extremo caliente requiere del conocimiento de las limitaciones por temperatura del equipo y los materiales y de la evaluación de costos y arreglos del equipo.

6.2 SELECCIÓN DE TEMPERATURAS DEL EXTREMO FRÍO

6.2.1 Corrosión y ensuciamiento

La corrosión de las superficies del extremo frío del precalentador de aire es generalmente causada por la condensación de vapor de ácido sulfúrico, el cual se forma por los productos de combustión o por el combustible que contiene azufre. El ácido depositado proporciona una superficie húmeda que es ideal para coleccionar partículas, que ensucian la superficie de transferencia de calor del precalentador de aire. Consecuentemente, es deseable operar los precalentadores de aire, a temperaturas superiores al punto de rocío del ácido.

6.2.2 Control de la temperatura del extremo frío

El control de la temperatura del metal en el extremo frío del precalentador de aire debe ajustarse a cambios en la temperatura del aire entrante y a incrementos de trióxido de azufre producidos por un cambio de combustible o por las condiciones de combustión. Se discuten tres métodos (de la sección 6.2.2.1 a la sección 6.2.2.3.) para el control de la temperatura del extremo frío en sistemas recuperativos, regenerativos y de tubo térmico de calentamiento de aire. El cuarto método, el control de la temperatura por recalentamiento del fluido a la entrada, es únicamente aplicable para sistemas indirectos de precalentamiento de aire y se analiza en la sección 6.2.2.4.

6.2.2.1 Desviación de aire frío

El tipo más simple de control de temperatura del extremo frío es la desviación de aire frío, en la cual una porción del aire de combustión es desviada alrededor del precalentador de aire. La reducción del flujo de aire de combustión a través del precalentador de aire, da por resultado un enfriamiento de los gases de combustión. Esto permite que la temperatura de salida de los gases de combustión se pueda mantener en un mismo nivel, mientras que otras condiciones varían o son elevadas; si es necesario, puede también evitar una reducción de la temperatura del metal. El control de la temperatura de salida de los gases de combustión puede ser usado para compensar una baja temperatura del aire que entra o para solucionar un incremento de la concentración de trióxido de azufre. Hay que notar que si el control da por resultado una temperatura de salida de los gases de combustión mayor que la temperatura de diseño, el control se está dando a expensas de la eficiencia del horno.

6.2.2.2 Precalentamiento externo de aire frío

En este sistema, la temperatura del extremo frío del metal deseada se mantiene por el calentamiento del aire de combustión, antes de que este entre al precalentador de aire, ya sea con vapor de baja de presión o alguna otra fuente con bajo nivel de calentamiento. Se deben tomar las consideraciones necesarias para prevenir el ensuciamiento y taponamiento con polvo atmosférico de la unidad de bajo nivel de calor y para prevenir el congelamiento del serpentín en clima frío.

6.2.2.3 Recirculación de aire caliente

En esta aproximación, el aire caliente de combustión se recircula a la parte fría del intercambiador por medio del ventilador de tiro forzado. Este sistema incrementa el tamaño y el consumo de energía del ventilador de tiro forzado.

6.2.2.4 Control de la temperatura del fluido de recalentamiento a la entrada

En el fluido circulante o en el sistema de precalentamiento de aire de un solo paso, la temperatura de las superficies de transferencia de calor, expuestas a los gases de combustión, está regulada por el control de la temperatura de entrada del fluido, al estar éste siendo recalentado. Dependiendo del diseño y configuración del sistema, la temperatura del fluido de recalentamiento se incrementa ya sea por la desviación de una porción del fluido alrededor del serpentín de calentamiento de aire o por el decremento del flujo del fluido de recalentamiento.

6.2.3 Control de temperatura de la chimenea

En la mayoría de las aplicaciones, el énfasis primario del control de la temperatura del extremo frío, está dirigido a la temperatura de las superficies de transferencia de calor en la corriente de gases de combustión. Esta superficies presentan temperaturas mucho menores que las superficies del equipo corriente abajo, por ejemplo, el ventilador de tiro y la chimenea. Se prestará atención a condiciones tales como fugas de aire frío, fallas de aislamiento, bajas de tiro en la chimenea debidas a una baja velocidad de salida del gas, y cambios súbitos en las condiciones del viento; las cuales pueden dar como resultado una temperatura más baja del metal y producir corrosión. Se señala una curva para la temperatura mínima recomendada del metal en la figura 4. Cualquiera de los cuatro métodos de control de la temperatura del extremo frío (Ver las secciones 6.2.2.1 a 6.2.2.2) puede usarse también para controlar la temperatura de la chimenea.

6.2.4 Monitoreo del punto de rocío de los gases de combustión

Para los sistemas de precalentamiento de aire que tengan la capacidad de reducir las temperaturas de la chimenea por debajo de la temperatura de diseño, pueden existir considerables ventajas económicas si se realiza un programa de pruebas locales y periódicas del punto de rocío de los gases de combustión. Las determinaciones del punto de rocío pueden ser usadas como una guía para variar las temperaturas del extremo frío. Se debe reconocer que las temperaturas del extremo frío del metal son sustancialmente menores que la temperatura de salida del gas y se debe tener mucho cuidado cuando la medición de la temperatura de salida del gas es la única medida usada para indicar las condiciones en el extremo frío.

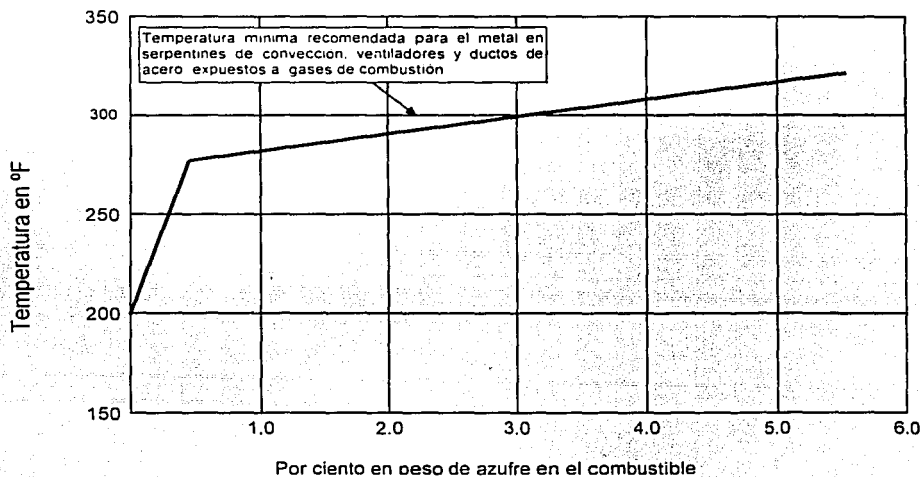


Figura 4 - Temperatura mínima recomendada del metal

6.2.5 OPCIONES DE DISEÑO Y MATERIALES

6.2.5.1 Precalentadores regenerativos de aire

Las superficies de transferencia de calor en el extremo frío de un precalentador regenerativo de aire, no se requieren como partes que soporten presión para el confinamiento de un fluido; éstas están diseñadas para favorecer una corrosión moderada y deben ser reemplazadas periódicamente. De cualquier manera, deben considerarse los efectos que producen las fugas de aire

inherentes a los equipos corriente abajo y a los efectos producidos por las remociones periódicas de partículas de hollín acidificado durante el soplado de hollín.

6.2.5.2 Precalentadores recuperativos de aire

Los precalentadores recuperativos de aire se encuentran disponibles comercialmente, con acero al carbón, hierro forjado y elementos vidriosos. El aletado que se coloca normalmente en la construcción de hierro forjado, puede ser modificado en el lado del aire de los elementos del extremo frío de manera que incrementen las temperaturas del metal.

Los unidades equipadas con elementos vidriosos pueden soportar ensuciamiento y condensación ácida moderada, pero deben tomarse en cuenta los requerimientos para remover los depósitos por soplado y para el lavado de agua, de manera que el equipo corriente abajo no se vea adversamente afectado. Además, se deberá tomar en cuenta el riesgo de ruptura de los elementos vidriosos, particularmente durante las operaciones de limpieza. Se debe consultar al constructor para que recomiende las temperaturas del extremo frío mínimas y los materiales de construcción para aplicaciones específicas.

6.2.5.3 Sistemas indirectos

Las superficies de transferencia de calor expuestas a los gases de combustión de los calentadores a fuego directo, en los sistemas de precalentamiento indirectos son generalmente similares en construcción a la sección de convección del calentador a fuego directo, en la cual están localizadas. El servicio y construcción de estos serpentines hacen que la corrosión y el ensuciamiento resulten bastante indeseables. Las temperaturas del extremo frío se deben seleccionar de manera que los serpentines siempre operen con temperaturas del metal por encima del punto de rocío de los gases de combustión. Se presenta una curva para la temperatura mínima recomendada del metal en la figura 4.

6.3 SELECCIÓN DE TEMPERATURAS DEL EXTREMO FRÍO

6.3.1 Precalentadores regenerativos de aire

Los precalentadores regenerativos de aire están generalmente adaptados para temperaturas máximas de entrada de los gases de combustión superiores a 1000 °F (538 °C). Si se usan materiales y construcciones especiales, estos precalentadores pueden ser diseñados para soportar temperaturas máximas de

entrada de los gases de combustión, por arriba de los 1250 °F (677 °C). El constructor deberá ser consultado para recomendaciones específicas.

6.3.2 Precalentadores recuperativos de aire

El precalentador recuperativo de aire estándar (de hierro forjado) generalmente está adaptado para temperaturas máximas de entrada de los gases de combustión superiores a 1000 °F (538 °C). Si se usan materiales y construcciones especiales, estos precalentadores pueden ser diseñados para soportar temperaturas máximas de entrada de los gases de combustión, por arriba de los 1800 °F (982 °C). Deberá consultarse al constructor para recomendaciones específicas.

6.3.3 Sistemas indirectos

Los serpentines de sistemas fluidos, ya sean del tipo de tubo térmico o tipo circulante, deben estar diseñados para evitar que se degrade el fluido contenido. Para fluidos de transferencia de calor, debe seguirse la recomendación del constructor para la máxima temperatura de película. En el caso del tubo térmico, deberá consultarse al constructor para recomendaciones específicas.

6.4 CONSIDERACIONES DE COMBUSTIÓN

6.4.1 Flux de calor en la sección de radiación

En las configuraciones de los serpentines de calentamiento a fuego directo, en los cuales están presentes las superficies de convección y radiación, el precalentamiento del aire de combustión incrementará el flux promedio de la sección de radiación y reducirá el flux de la sección de convección, para la misma carga total absorbida. Pueden producirse temperaturas excesivas de la pared de tubos.

6.4.2 Formación de NO_x

Si todos los otros factores, tales como la configuración del quemador y los valores del exceso de aire se mantienen constantes, el precalentamiento del aire de combustión incrementará la concentración de NO_x en los gases de combustión. Es importante seleccionar las temperaturas del aire de combustión, de manera que junto con los combustibles, quemadores y condiciones de combustión; resulte en unos niveles aceptables de formación de NO_x.

6.4.3 Diseño del quemador

El diseño del quemador debe ser el apropiado para las máximas temperaturas de diseño del aire de combustión, para temperaturas mínimas de arranque, de desviación de aire del precalentador y por si llega a utilizarse una operación de tiro natural.

CAPÍTULO 7 - FLUJO DE AIRE DE COMBUSTIÓN

7.1 Introducción

Una consideración importante al mejorar la eficiencia de un calentador a fuego directo, es el control del aire de combustión al más bajo nivel, de manera que se mantenga una combustión completa, flamas estables y una operación estable del calentador. La adición de un sistema de precalentamiento de aire para mejorar la eficiencia del calentador a fuego directo, puede usar un(os) ventilador(es) de tiro forzado o de tiro inducido.

La discusión en esta sección está limitada al establecimiento de las cantidades mínimas de aire y gases de combustión, para instalaciones nuevas o preexistentes, que estén equipadas con sistemas de precalentamiento de aire.

7.2 NUEVAS INSTALACIONES

7.2.1 Requerimientos de diseño de aire de combustión

Para establecer los requerimientos de diseño de aire de combustión, usualmente se clasifican los tipos de sistema de quemado en dos categorías:

1. Quemador de tiro natural/ forzado - Quemadores apropiados para operaciones específicas con y sin ventilador de tiro forzado.
2. Quemador de tiro forzado o de alta intensidad - La liberación de calor sólo se puede llevar a cabo con el ventilador en servicio. Generalmente se recomienda que este tipo de quemador no sea operado si el ventilador de tiro forzado no está en funcionamiento.

El uso de quemadores de tiro forzado o de alta intensidad usualmente permiten la operación del calentador a fuego directo con un exceso de aire menor que los quemadores de tiro natural y mejora la operación, capacidad y eficiencia del calentador a fuego directo, sin sacrificar las características de estabilidad de combustión y de flama.

7.2.1.1 Exceso de aire

Si existen presiones negativas en los calentadores a fuego directo se recomienda usar las siguientes cantidades mínimas de diseño de exceso de aire para un quemador:

1. Quemadores de tiro natural diseñados para operar con tiro forzado de aire frío o caliente y/o tiro natural con aire a temperatura ambiente.

- a. Gas combustible, 10%
 - b. Combustóleo, 15%
2. Quemadores de tiro forzado o de alta intensidad
- a. Gas combustible, 5%
 - b. Combustóleo, 10%

Se debe notar que estos son los valores mínimos sugeridos. La operación del calentador a fuego directo con un bajo exceso de aire no es recomendable, si no existe una instrumentación especial de control o características especiales de diseño. Los calentadores a fuego directo deben ser diseñados para operar con altos valores de exceso de aire cuando la operación lo requiera o la experiencia lo dicte. La eficiencia de diseño y/o las pruebas de los calentadores a fuego directo deben adecuarse a la normatividad existente. Se recomienda consultar el estándar 560 del API.

7.2.1.2 Flujo mínimo de aire para los ventiladores de tiro forzado

Si el precalentador de aire no es hermético, la cantidad de fugas debe ser especificada por el constructor y añadida directamente al diseño de la cantidad de flujo (100%) para determinar los requerimientos de flujo totales. La selección del ventilador debe hacerse de acuerdo a la cantidad calculada de aire para el diseño de operación (incluyendo cualquier fuga definida del precalentador y otras pérdidas del sistema) a las condiciones diseñadas de exceso de aire, todas multiplicadas por un factor de 1.15 como margen de seguridad.

El rango de condiciones ambientales para el aire deben ser especificadas por el comprador. El ventilador de tiro forzado debe ser dimensionado usando la máxima temperatura y humedad ambientales de acuerdo a la elevación del sitio. Debe mantenerse un margen de manera que se le permita al ventilador de tiro forzado, ser encendido y operado a las condiciones mínimas ambientales de temperatura y humedad.

7.2.2 Requerimientos de diseño de los gases de combustión para ventiladores de tiro inducido

Si el precalentador de aire no es hermético, la cantidad de fugas debe ser especificada por el constructor y añadida directamente al diseño de la cantidad de flujo (100%) para determinar los requerimientos de flujo totales. La selección del ventilador debe hacerse de acuerdo a la cantidad calculada de gases de combustión para el diseño de operación (incluyendo cualquier fuga definida del precalentador y otras unidades en un sistema multicalentador) a las condiciones diseñadas de exceso de aire, todas multiplicadas por un factor de 1.15 como margen de seguridad.

Para permitir variaciones en la operación del calentador de las condiciones de diseño, se considerará una cantidad fija para un incremento en la temperatura de los gases de combustión. Se debe prever que el ventilador de tiro forzado pueda ser encendido y operado cuando la temperatura del gas sea baja, incluso tan baja como la ambiental. Estas indicaciones son los requerimientos mínimos recomendados y el sistema debe ser diseñado para satisfacer además los requerimientos especificados por el usuario.

7.2.3 Dimensionamiento del ventilador

Las condiciones de diseño (100%) para el calentador a fuego directo, regularmente incluyen valores permisibles por seguridad, incrementos futuros del proceso y/o un sobrediseño dictado por la experiencia. Como consecuencia, el sistema de aire resultante puede ser mucho más grande que el requerido para una operación normal, y la operación y apagado del calentador puede ser más difícil. El diseñador debe considerar el rango de operación requerido cuando se estén preparando las especificaciones para obtener un arreglo óptimo.

7.3 Análisis de recuperación de la inversión

Cuando los sistemas de precalentamiento de aire son añadidos a las instalaciones existentes de calentadores de fuego directo, la flexibilidad para diseñar el sistema más económico suele estar limitada. El diseñador del sistema debe trabajar directamente con el usuario para lograr resultados óptimos. Para compensar la posibilidad de una fuga en un calentador de fuego directo preexistente, deben considerarse incrementos en los requerimientos del flujo mínimo de diseño. Las fugas de aire del precalentador pueden contribuir a los requerimientos de combustión no obstante que las fugas de aire no pasan al lado del aire del precalentador. Si este hecho no es tomado en consideración, pueden resultar cálculos incorrectos de las temperaturas de salida del gas y el aire.

CAPÍTULO 8 - DISEÑO DE DUCTOS Y SELECCIÓN DE COMPUERTAS

8.1 Introducción

Esta sección tiene el propósito de proveer procedimientos para el diseño y análisis de sistemas complejos de precalentamiento de aire, en cuanto a caídas y perfiles de presión. Esto ha sido basado en procedimientos y correlaciones comúnmente usadas. Mientras que los procedimientos de cálculo son relativamente simples, su aplicación a sistemas de ductos comunes en los calentadores de fuego directo puede ser confusa. Se han incluido comentarios para algunas aplicaciones específicas. Esto no tiene la intención de ser una introducción a flujo de fluidos. La suposición básica de esta sección, es que los diseñadores del calentador a fuego directo y del precalentador de aire disponen de todos los datos de diseño pertinentes para el equipo como flujos, temperaturas, caídas de presión. Estos datos deben ser compilados de manera que resulten utilizables (ver la figura 5 como ejemplo). Además, las relaciones espaciales entre las piezas básicas del equipo deben ser conocidas durante el proceso de diseño de los ductos.

8.2 Cálculo de la caída de presión

Las siguientes ecuaciones y figuras son una selección de las que están disponibles en la literatura en lo referente al tema de flujo de fluidos. Este material ha sido usado exitosamente en el diseño de sistemas de ductos y se piensa que es particularmente útil en este tipo de cálculos. Debido a que el cambio de presión originado por las pérdidas de energía por fricciones es muy pequeño, el efecto sobre la densidad del fluido es despreciable; por lo que se evalúa la caída de presión por fricciones como si se tratara de un fluido incompresible.

8.2.1 Cálculo de la caída de presión en un ducto recto

$$\Delta P/100 = 3.587 (f \rho V^2 / d) \text{ o } \Delta P/100 = 3.587 (f g^2 / d \rho)$$

En donde:

$\Delta P/100$ = caída de presión manométrica por 100 pies-pulgadas de agua

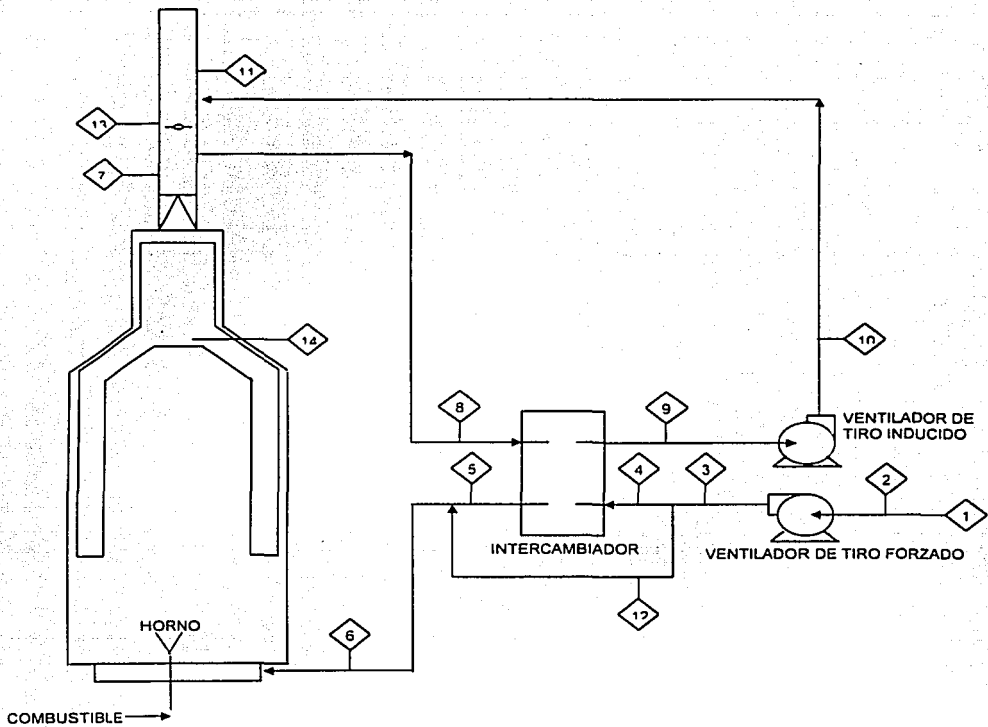
f = Factor de fricción de Moody (ver curva 1 en la figura 6 y ecuación 2)

ρ = Densidad del flujo, lb/ft³

V = Velocidad lineal, ft/sec

g = Masa velocidad, lb / ft² sec

d = diámetro interno del ducto, pulgadas



NÚMERO	FLUJO LB/HR	TEMPERATURA °F	PRESIÓN IN H ₂ O
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			

Figura 5 - Hoja de datos de flujo para diseño de ducto y selección de compuerta

En unidades del SI:

$$\Delta P/100 = 5.098 \times 10^3 (f \rho V^2 / d) \text{ o } \Delta P/100 = 5.098 \times 10^3 (f g^2 / d \rho)$$

En donde:

$\Delta P/100$ = caída de presión manométrica por 100 metro-milímetros de agua

f = Factor de fricción de Moody

ρ = Densidad del flujo, kg/m^3

V = Velocidad lineal, m/sec

g = Masa velocidad, $\text{kg / m}^2 \text{ sec}$

d = diámetro interno del ducto, milímetros

8.2.1.1 Cálculo del número de Reynolds

$$\text{Re} = 123.9 d V \rho / \mu \text{ o } \text{Re} = 123.9 d g / \mu$$

En donde:

μ = viscosidad, centipoises

En unidades del SI:

$$\text{Re} = 1.0 d V \rho / \mu \text{ o } \text{Re} = 1.0 d g / \mu$$

En donde:

μ = viscosidad, centipoises

La siguiente ecuación generalizada puede ser usada para viscosidades del aire y de los gases de combustión, sin que llegue a representar un error significativo en los cálculos de la caída de presión.

$$\text{Viscosidad} = 0.0162 (T/460)^{0.691}$$

En donde:

T = temperatura, grados Rankine.

En unidades del SI:

T = temperatura, grados Kelvin.

8.2.1.1 Cálculo del diámetro hidráulico promedio

Las ecuaciones 1 y 2 emplean una dimensión de diámetro (d) y por esto son usadas para ductos redondos. Para usar estas ecuaciones en ductos

rectangulares, debe realizarse el cálculo para un ducto circular con diámetro equivalente, referido a el diámetro hidráulico promedio. Una correlación útil para el diámetro hidráulico promedio es:

$$d_e = 2ab / (a + b) \quad (4)$$

En donde:

d_e = diámetro hidráulico promedio, pulgadas (milímetros)

a = longitud de un lado del rectángulo, pulgadas (milímetros)

b = longitud del otro lado del rectángulo, pulgadas (milímetros)

Nota: Cuando se usa d_e en la ecuación 4, hay que usar la velocidad actual calculada para el ducto rectangular.

8.2.1.3 Solución aproximada para la caída de presión en ductos rectos

Haciendo varias suposiciones, el cálculo de la caída de presión en tubos rectos, se puede reducir a una tabla que lo simplifica. Cualquier error que pudiera presentarse, no es significativo en la mayoría de los casos.

8.2.2 Cálculo de la caída de presión en conexiones y cambios de sección transversal

$$\Delta P = C (2.989 \times 10^{-3}) \rho V^2 \text{ o } \Delta P = C (2.989 \times 10^{-3}) g^2 \rho \quad (5)$$

Donde:

ΔP = caída de presión en conexiones, pulgadas de agua manométricas

C = coeficiente de pérdida en conexión de la tabla 1

ρ = densidad del flujo, libras por pie cúbico

V = velocidad linear, pies por segundo

g = masa velocidad, libras por pie cuadrado por segundo

En unidades del Sistema Internacional:

$$\Delta P = C (5.1 \times 10^{-2}) \rho V^2 \text{ o } \Delta P = C (5.1 \times 10^{-2}) g^2 \rho$$

Donde:

ΔP = caída de presión en conexiones, milímetros de agua manométricos

C = coeficiente de pérdida en conexión de la tabla 1



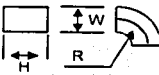
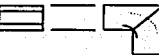


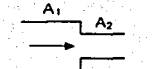
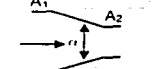
ρ = densidad del flujo, kilogramos por metro cúbico

V = velocidad linear, metros por segundo

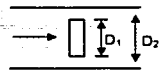
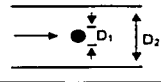
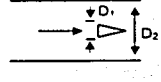
g = masa velocidad, kilogramos por metro cuadrado por segundo

Se deben hacer las consideraciones necesarias para el uso de guías de manera que se mejoren las características de la alta caída de presión en las conexiones.

Tabla 1 - Conexiones

Tipo de conexión	Ilustración	Condiciones dimensionales	Coeficiente de pérdida	L/D o L/W
Codo de "N" grados de giro (rectangular o redondo)		Sin aspás	N/90 veces el valor para un codo similar de 90°	
Codo de 90° de sección circular		Relación 0.5 (R/D) 1.0 1.5 2.0	1.30 0.90 0.33 0.24 0.19	65 45 17 12 10
Codo de 90° de sección rectangular		0.25 (H/W) 0.5 (R/W) 1.0 1.5 0.5 (H/W) 0.5 (R/W) 1.0 1.5 1.0 (H/W) 0.5 (R/W) 1.0 1.5 4.0 (H/W) 0.5 (R/W) 1.0 1.5	1.25 1.25 0.37 0.19 1.47 1.10 0.28 0.13 1.50 1.00 0.22 0.09 1.35 0.96 0.19 0.07	25 25 7 4 49 40 9 75 50 11 4.5 110 85 17 6
Codo angular de 90° con guías			C = de 0.1 a 0.25	
Te angular con guías		Igual a un codo equivalente a 90° (pérdida basada en la velocidad de entrada)		
Te cuneiforme		Igual a un codo equivalente a 90° (pérdida basada en la velocidad de entrada)		
Contracción súbita		0.2 (A1/A2) 0.4 0.6 0.8	0.32 0.25 0.16 0.06	
Contracción gradual		30° 45° 60°	0.02 0.04 0.07	

Tipo de conexión	Ilustración	Condiciones dimensionales	Coefficiente de pérdida	L/D o LW
Ningun cambio de contracción de eje		$A_1 = A_2$ $\alpha \leq 14^\circ$	0.15	
Entrada bordeada			0.34	
Entrada a un ducto mas largo			0.85	
Campana o entrada cuneiforme			0.03	
Orificio de arista cuadrangular a la entrada		0.2 (D_1/D_2)	1.90	
		0.4	1.39	
		0.6	0.96	
		0.8	0.61	
Orificio de arista cuadrangular en un ducto		0.2 (D_1/D_2)	1.86	
		0.4	1.21	
		0.6	0.64	
		0.8	0.20	
Expansion súbita		0.1 (A_1/A_2)	0.81	
		0.3	0.49	
		0.6	0.16	
		0.9	0.01	
Expansion gradual		$5^\circ \alpha$	0.17	
		10°	0.28	
		20°	0.45	
		30°	0.59	
		40°	0.73	
Salida súbita		$A_1/A_2 = 0$	1.0	
Orificio de arista cuadrangular a la salida		0.2 (A_1/A_2)	2.44	
		0.4	2.26	
		0.6	1.96	
		0.8	1.54	

Barra en un ducto		0.10 (D ₁ /D ₂) 0.25 0.50	0.7 1.4 4.0
Tubo o vanilla en un ducto		0.10 (D ₁ /D ₂) 0.25 0.50	0.2 0.55 2.0
Objeto de forma aerodinámica en el interior		0.10 (D ₁ /D ₂) 0.25 0.50	0.07 0.23 0.90

8.2.3 Cálculo de la caída de presión en conexiones ramificadas y en cabezales de ductos

$$H_v = (2.989 \times 10^{-3}) \rho V^2 \quad \text{o} \quad H_v = (2.989 \times 10^{-3}) g^2/\rho \quad (6)$$

En donde:

H_v = Cabeza velocidad, pulgadas de agua manométricas

En unidades del Sistema Internacional:

$$H_v = (5.1 \times 10^{-2}) \rho V^2 \quad \text{o} \quad H_v = (5.1 \times 10^{-2}) g^2/\rho$$

En donde:

H_v = Cabeza velocidad, milímetros de agua manométricos



En donde:

$$P \text{ del Punto 1 al Punto 2} = 0.5 (H_{v1} - H_{v2})$$

Nota: El coeficiente de pérdida de 0.5 es el coeficiente neto de pérdida y ganancia. Puede tener un valor menor para una ramificación mejor designada.

$$\Delta P \text{ Punto 1 a Punto 3} = H_{v1} (C_b - 1) + H_{v3} \quad (8)$$

En donde:

C_b = Coeficiente de pérdida de la ramificación (Ver figura 7)

V_3 o g_3 = velocidad en la ramificación

V_2 o g_2 = velocidad corriente abajo

V_1 o g_1 = velocidad corriente arriba

V_x = velocidad lineal, ft/seg

g_x = masa velocidad, libras por segundo por pie cuadrado

$H_{v,x}$ = cabeza velocidad, pulgadas de agua manométricas

ΔP = caída de presión, pulgadas de agua manométricas

8.2.4 Cálculo de la presión diferencial resultado de una diferencial de temperatura (Tiro)

$$DP = 0.0179 (P_A) [(29/T_A) - (MW / T_G)] (Z_2 - Z_1) \quad (9)$$

Donde:

DP = tiro, pulgadas de agua manométricas

P_A = presión atmosférica al nivel del sitio, psia

T_A = Temperatura ambiental del aire, R

T_G = Temperatura del gas de combustión o del aire en un ducto, R

MW = peso molecular del gas de combustión

Z_1 = Elevación del punto 1 sobre el nivel, ft

Z_2 = Elevación del punto 2 sobre el nivel, ft

En unidades del Sistema Internacional:

$$DP = 0.1203 (P_A) [(29/T_A) - (MW / T_G)] (Z_2 - Z_1) \quad (9)$$

Donde:

DP = tiro, milímetros de agua manométricos

P_A = presión atmosférica al nivel del sitio, kPa

T_A = Temperatura ambiental del aire, K

T_G = Temperatura del gas de combustión o del aire en un ducto, K

MW = peso molecular del gas de combustión

Z_1 = Elevación del punto 1 sobre el nivel, m

Z_2 = Elevación del punto 2 sobre el nivel, m

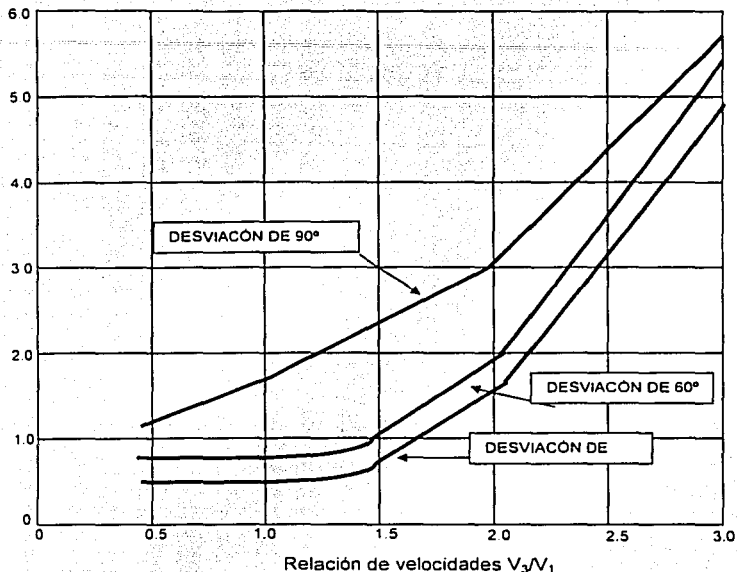


Figura 7 – Coeficientes de pérdida en desviaciones

8.3 Concepto de zona

Sin importar cual sea el tipo de sistema de precalentamiento, se usarán una o más de las zonas de ductos mostradas en la figura 8. Los siguientes comentarios para cada tipo de zona pueden ser útiles para comenzar con los cálculos. El conocimiento de los flujos básicos, temperaturas y caídas de presión para el equipo señalado en la introducción de esta sección, así como las relaciones espaciales básicas de los componentes del sistema, son esenciales para comenzar los cálculos más representativos.

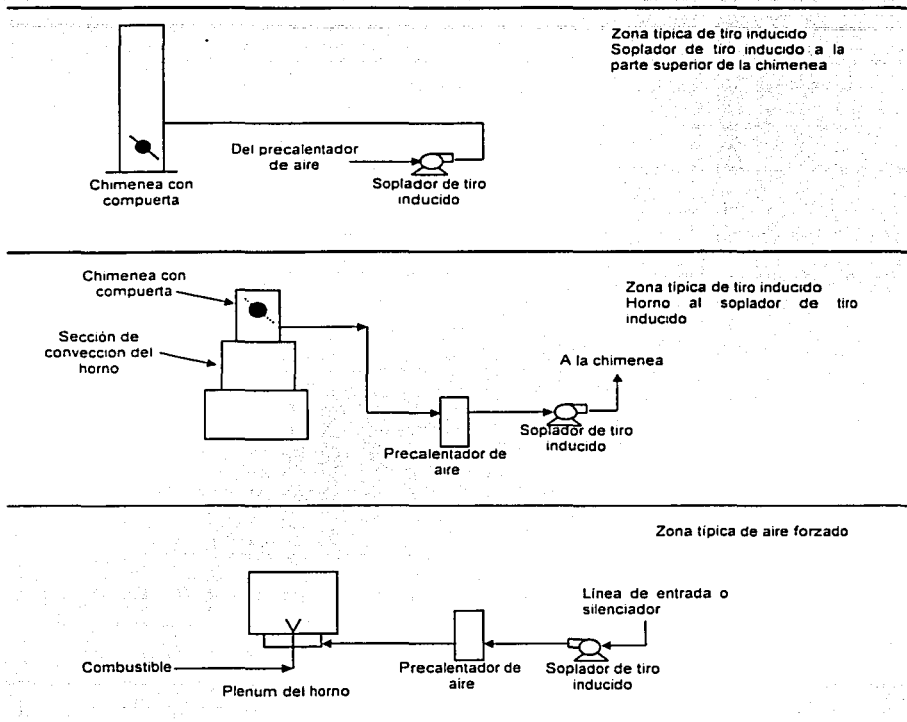


Figura 8 - Zonas de ductos

8.3.1 Zona de aire forzado

Los elementos básicos en esta zona serán los quemadores del calentador a fuego directo y el ducto de calentamiento o plenum, el precalentador de aire, el ventilador de tiro forzado y la línea principal interna y/o silenciador. La naturaleza de esta zona hace que los cálculos deban iniciarse en el término de la corriente abajo o salida del quemador.

El valor de la presión del quemador en el interior del quemador a fuego directo debe ser el punto de inicio. La caída de presión a través del quemador debe ser añadida a esta presión (sin importar que ésta sea positiva o negativa) para obtener la presión del plenum o ducto quemador. Ésta puede ser positiva,

negativa o cero; dependiendo de la combinación de presiones del calentador y de la caída de presión del quemador. En este punto los cálculos para una forma determinada de conexión o cabezal de ductos pueden ser necesarios, dependiendo de la configuración de los quemadores y el ducto de trabajo. Se considerará cierta holgura para algunas compuertas o dispositivos para medición de flujo, entre el calentador a fuego directo y el precalentador de aire.

En el precalentador de aire, la caída de presión en el lado del aire debe conocerse a partir de los datos de operación dados por el fabricante. Cualquier fuga de aire también debe ser conocida, ya que ésta debe ser añadida al flujo de aire del quemador; para determinar la razón de flujo entre el precalentador de aire y el ventilador de tiro forzado. Claramente, la suma de la presión del calentador del plenum o cabezal de ductos, la caída de presión en el ducto incluyendo compuertas y dispositivos para medición de flujo y la caída de presión del lado del aire del precalentador de aire; determinarán la presión de descarga del ventilador de tiro forzado. Igualmente claro es que la presión de succión del ventilador de tiro forzado, será la presión atmosférica menos la caída de presión de la línea principal interna y/o silenciador. Esta caída de presión normalmente se puede obtener del fabricante.

8.3.2 Zona de tiro inducido (Horno a ventilador de tiro inducido)

Los elementos de la sección de convección del calentador a fuego directo, normalmente consisten en esta zona de la sección baja y la parte posterior de la chimenea, la compuerta de aislamiento, el precalentador de aire y el ventilador de tiro inducido. Para la presión normal negativa del conjunto de calentamiento, es deseable mantener la presión por abajo de la sección de convección en un valor predeterminado ligeramente negativo. Por esta razón, los cálculos para esta zona deben empezar en este punto.

La caída de presión a través de la sección de convección debe obtenerse del fabricante del calentador. La caída de presión de la sección de convección tomada en la dirección del flujo da por resultado un valor negativo y debe ser numéricamente añadida a la presión de inicio referida anteriormente. Todas las presiones que llevan al ventilador de tiro inducido se incrementarán negativamente. Habiendo determinado la presión a la salida de la sección de convección, las caídas de presión a partir de este punto son para los ductos (incluyendo la sección inferior de la chimenea) y para el lado de los gases de combustión del precalentador.

Debe considerarse un punto en cualquier sistema de este tipo, existe un diferencial de presión a través de la compuerta de aislamiento, y asumiendo que no sea permitida ninguna desviación; puede que ocurra alguna fuga por recirculación. Esto es, parte del gas de combustión frío en la chimenea, el cual se encuentra por encima de la compuerta de aislamiento, puede fugarse a través de esta y fluir junto con el aire de combustión caliente hacia el precalentador de aire y

al ventilador de tiro inducido y simplemente volverse un recirculado. Dicho recirculado reduce la efectividad del precalentador de aire, y si la cantidad es considerable, puede sobrecargar el ventilador. A menos que se tomen medidas para prevenir esto, debe dejarse cierto margen en la razón de flujo y temperatura de los gases de combustión que van al precalentador de aire y ventilador de tiro inducido.

La caída de presión del gas de combustión en el lado del aire, a través del precalentador de aire debe obtenerse del fabricante. Si hay alguna fuga a través del precalentador de aire, debe ser añadida en este punto para determinar la razón de flujo en el ventilador de tiro inducido. Resumiendo, la suma numérica de la presión requerida a la entrada de la sección de convección, la caída de presión en la sección de convección, la caída de presión en la transición, parte baja de la chimenea, el ducto de trabajo incluyendo cualquier compuerta y el lado del gas del precalentador de aire; serán la presión de succión negativa para el ventilador de tiro inducido. Se requerirán las correcciones por efecto del tiro.

Nota: Las caídas de presión algunas veces están referidas como pérdidas de tiro

8.3.3 Zona de tiro inducido (Ventilador de tiro inducido a la parte superior de la chimenea)

Los elementos de esta zona están integrados por: el ventilador de tiro inducido, el ducto de trabajo y la parte superior de la chimenea. Debe notarse que puede utilizarse por separado una chimenea, de manera que no se regrese el gas de combustión a la chimenea original.

Los cálculos de la zona deben comenzar de la salida corriente abajo o de la atmósfera en la parte superior de la chimenea. Es útil considerar a la chimenea como una simple extensión del ducto de trabajo, de manera que los cálculos se reduzcan a una serie de caídas de presión en los ductos. La suma de estas caídas de presión, al ser corregidas por efectos del tiro, se vuelven la presión de descarga del ventilador de tiro inducido. Cualquier comentario hecho acerca de las fugas (discutido anteriormente) debe ser considerado en esta zona.

8.4 Efectos del tiro

Todos los cálculos de los ductos deben incluir la presión diferencial como el resultado de diferencias térmicas, comúnmente conocidas como efectos del tiro. Este efecto puede producir presión negativa o positiva, dependiendo de la localización y condiciones. Esto debe ser considerado para determinar las pérdidas o ganancias netas de presión en cualquier sistema. Comúnmente sólo está referido para el cálculo que considera a la chimenea, pero los efectos del tiro están presentes para cualquier situación en la que intervenga aire o gas que tengan una temperatura diferente a la temperatura ambiental.

8.5 Sistema dual de tiro

En aquellos sistemas con quemadores que se pretendan operar en tiro natural, así como en modalidad de tiro forzado/ inducido, debe tenerse cuidado en el dimensionamiento y arreglo de los ductos, plenums y los componentes de las puertas de aire, de manera que se puedan acomodar ambos tipos de operación. El tiro en el lado del quemador, debe ser adecuado para sobreponer la pérdida por fricción del sistema entre el quemador y la atmósfera. Para facilitar la rápida conversión a tiro natural, es una práctica común operar el plenum del quemador a presión de cero o ligeramente negativa, cuando se está en la modalidad de tiro forzado y/o inducido. Esto debe ser incluido en el diseño básico del sistema.

8.6 Indicaciones de velocidad

En ausencia de valores específicos, el diseñador debe considerar lo siguiente como una guía para velocidades recomendadas de ductos:

1. Ducto recto - Velocidad recomendada, 50 pies (15.2 metros) por segundo.
2. Vueltas o Tes - Velocidad recomendada, 50 pies (15.2 metros) por segundo (una velocidad menor se puede justificar por bajos costos de energía).
3. Ductos de suministro de aire al quemador - Velocidad recomendada, 25-35 pies (7.6-10.7 metros) por segundo. (una aproximación alternativa, es fijar la cabeza velocidad en estos ductos, igual a un 10 por ciento de la caída de presión en el quemador).

8.7 Consideraciones y selección de una compuerta

8.7.1 General

En cualquier intento para diseñar un sistema de ductos, se debe considerar el posicionamiento y selección de las compuertas para el control y aislamiento de varios elementos del sistema. Cuando se selecciona una compuerta, se debe considerar la presión diferencial de operación y la temperatura a través de ésta. Algunas situaciones requieren un estudio de diseño más arduo que otras. Si se piensa que se requieren compuertas balaceadas en el sistema de suministro de aire, éstas se deben operar manualmente y deben cerrar adecuadamente en la posición elegida. Hay que considerar qué medidas se harán o qué conjunto de criterios se utilizarán para seleccionar la posición de la compuerta, antes de determinar la necesidad de una compuerta.

Las guillotinas ciegas o puertas deslizantes, pueden ser usadas para aislar equipo, ya sea después de un cambio a tiro natural o para aislar uno de varios calentadores que tengan un sistema común de precalentamiento. Hay que

considerar la exposición del personal, el efecto de fugas durante la operación del calentador, la firmeza del cierre de la compuerta y la localización de ésta (cerca o lejos del calentador en cuestión).

Las compuertas de múltiples lumbreras o de hojas opuestas son las que se prefieren para aplicaciones en control. Éstas proveen mejores características de control. Las compuertas de hojas paralelas o de una sola hoja no deben ser usadas en donde las características de la dirección de flujo, puedan perjudicar el desempeño del ventilador o producir una distribución no balanceada de flujo en el precalentador. Los sistemas de unión de movimiento para compuertas usadas en control o de cierre firme, deben tener un número mínimo de brazos en serie o en paralelo. La posibilidad de un movimiento asimétrico de la hoja o de una fuga se ve incrementada a medida que aumente la complejidad de las uniones.

Cuando se requieren entradas para tiro natural, éstas deben estar localizadas en donde el flujo de aire a los quemadores no este restringido. Las fugas esperadas o las fugas que son toleradas, deben ser declaradas en las especificaciones de requerimientos de la compuerta. Con excepción de los diseños de las compuertas de aislamiento, las cantidades de fugas varían con el tipo y las condiciones de operación.

8.7.2 Función y selección de la compuerta

La tabla 2 provee una lista de equipo por función y el tipo de compuerta recomendada.

Equipo	Función	Tipo de compuerta recomendado
Entrada de tiro forzado	Control	Compuerta de aspas radiales Compuerta con hojas en persiana o compuerta con caja interna
Salida	Aislamiento personal para seguridad del	Puerta deslizante de cero fugas o guillotina ciega
Salida	Control	Persiana multihojas
Entrada de tiro inducido	Control	Compuerta de aspas radiales Compuerta con hojas en persiana o compuerta con caja interna
Entrada	Aislamiento personal para seguridad del	Puerta deslizante de cero fugas o guillotina ciega
Salida	Aislamiento personal para seguridad del	Puerta deslizante de cero fugas o guillotina ciega
Chimenea	Respuesta rápida de aislamiento y control	Persiana multihojas o compuerta mariposa
Desviación de aire de combustión	Respuesta rápida de aislamiento y control	Persiana multihojas o compuerta mariposa
Entrada de emergencia de tiro natural de aire	Respuesta rápida de aislamiento	Compuerta con bajas fugas o puerta
Calentador a fuego directo	Control del quemador	Persiana multihojas o compuerta mariposa
	Aislamiento	Puerta deslizante de cero fugas o guillotina ciega

8.8 Estratificación del ducto

Las configuraciones de los ductos en las vecindades de los ventiladores, precalentador de aire y quemadores no deben permitir estratificación significativa en el aire o en el gas de combustión. La estratificación puede afectar adversamente el desempeño de los equipos. Además, la localización de los puntos de medición en estas áreas debe ser cuidadosamente seleccionada para prevenir cualquier error como resultado de la estratificación. Debe incluirse un punto de medición transversal.

CAPÍTULO 9 – EQUIPO COMPLEMENTARIO

9.1 Introducción

Esta sección cubre los requerimientos para el diseño y fabricación de varios de los componentes de conexión de un sistema de precalentamiento de aire. La elección de materiales recomendables también se incluye en los casos pertinentes.

Esta sección cubre principalmente los componentes de interconexión externa entre el calentador a fuego directo del proceso y el precalentador de aire. Para consideraciones concernientes al calentador a fuego directo o a sus componentes internos, debe uno referirse a la normatividad correspondiente.

9.2 Chimenea y Ducto

9.2.1 General

Los requerimientos del ducto para sistemas de precalentamiento de aire pueden separarse en dos clasificaciones: ducto de gas de combustión y ducto de aire. Generalmente, los principios de diseño estructural y dinámico son los mismos para ambos. El ducto del gas de combustión normalmente está sujeto a la corriente corrosiva (esto es, gas de combustión). Las temperaturas del extremo frío pueden causar una corrosión producida por el punto de rocío, por esto es importante seleccionar los forros apropiados o el material adecuado de las cubiertas.

La elección de ductos redondos o rectangulares e y aislamiento interno o externo, es una decisión económica que debe ser considerada tempranamente en el diseño. En donde el espacio lo permita, es recomendable usar secciones redondas de ductos. Los ductos deben ser herméticos y de bridas con empaque o soldadas.

El ducto debe ser diseñado para permitir el reemplazo de los componentes, tales como, las compuertas, sopladores, intercambiadores de calor y juntas de expansión dentro del sistema de ductos. Los ductos de aire y gases de combustión se requieren para proveer una distribución uniforme de flujo de fluido hacia la superficie del precalentador de aire. Si se produce una falla al tratar de obtener un flujo uniforme, ésta puede causar una reducción en el desempeño del dispositivo de calentamiento de aire.

Si se usa una desviación interna de los ductos, ésta no debe ser instalada dentro de un rango de tres diámetros del equipo ya que puede existir una

interrupción o restricción del flujo, por lo que se debe asegurar de que exista una distribución uniforme.

9.2.2 Sección transversal

Un ducto redondo es estructuralmente más simple para el diseño, que uno rectangular y requiere menos material para contener el área de flujo del ducto. El ducto redondo puede ser reforzado con simples anillos rígidos y generalmente requiere menos material para soporte estructural. Puede ser diseñado para un área máxima de flujo por unidad de peso del ducto.

Los ductos rectangulares necesitan ser reforzados de manera que mantengan las desviaciones y esfuerzos dentro de los límites aceptables. También el diseñador debe prevenir que el lado plano de los ductos sea coincidentemente resonante con el soplador o con las velocidades del ventilador. El diseño sugerido en caso de que exista pandeo, puede requerir refuerzos adicionales para asegurar la rigidez.

9.2.3 Plenums o Cajas de viento

El diseño y arreglo del plenum debe ser de tal manera que exista un claro alrededor y por debajo del plenum, para permitir el retiro de partes del quemador sin necesidad de dismantelar el plenum. Este no debe encerrar los soportes estructurales del calentador a fuego directo del proceso sin garantizar una integridad estructural. El diseño del plenum debe ser tal, que en caso de incendio de este, la estructura del piso del calentador no falle.

Se debe verificar el diseño de las columnas de soporte del suelo para el calentador del proceso, debido a los efectos de aire en la integridad estructural. Puede que se requieran cajas plenum separadas y aisladas. Se considerará durante el diseño usar espacios de aire entre los soportes estructurales principales y los plenums de precalentamiento.

9.2.4 Recubrimiento externo e interno de los ductos

Se considerará usar un recubrimiento aislante o refractario para los ductos de gas de combustión, con la finalidad de reducir la temperatura del metal del envoltorio del ducto, y por consecuencia reducir la expansión térmica del ducto. Hay que considerar el uso de una cubierta interna para protección contra la corrosión. En el caso de un incendio en el sistema de ductos, es deseable que haya recubrimientos internos. Un recubrimiento interno refractario puede romperse y quedar flojo en la pared del ducto, dando como resultado un ducto más lento, precalentadores de aire obstruidos y un posible daño a los

ventiladores. La pérdida de recubrimientos internos también expondrá al ducto a un ataque corrosivo y a temperaturas mayores a las diseñadas.

Puede usarse un aislamiento externo del ducto para mantener la temperatura del metal y para prevenir que exista corrosión por punto de rocío. El ducto desarrollará, de cualquier manera, una gran expansión térmica, a partir de que la temperatura del metal es mayor. El aislamiento externo puede ser aplicado después de que el ducto ha sido puesto en su lugar; se previene así el daño a este recubrimiento durante el transporte, daño que es posible si el ducto viene recubierto de fábrica.

9.2.5 Consideraciones Mecánicas

En todos los ductos sujetos a expansión térmica, se deben analizar los esfuerzos mecánicos que se encuentran presentes a la presión y temperatura de diseño del metal. Todo ducto sujeto a expansión térmica debe tener soportes diseñados para acomodarse libremente de acuerdo a un movimiento esperado como resultado de efectos térmicos, o por aceptar cargas y esfuerzos. Pueden usarse rodillos, platos deslizantes de grafito o de politetrafluoroetileno para prevenir el endurecimiento de las cubiertas de soporte.

El ducto debe ser diseñado estructuralmente para soportar la máxima presión esperada de cierre del soplador o para soportar la presión diferencial (esto es, la presión atmosférica exterior menos la presión interna máxima de operación en unidades absolutas de no menos de 0.5 psi (13.85 pulgadas de H₂O)(3.4 kPa), cualquiera que sea mayor. Si el diseño falla por 0.5 psi mínimas de presión diferencial, debe asumirse que la presión del fluido es positiva dentro del ducto.

Las superficies planas en el ducto rectangular deben ser diseñadas para soportar el vacío esperado, si la presión de operación es menor que la atmosférica dentro del ducto. Todas las superficies planas del ducto deben ser reforzadas si se trabaja con presiones positivas o negativas. Puede requerirse un refuerzo adicional para condiciones transitorias o condiciones resonantes del ventilador.

Los ductos y soportes deben ser diseñados para soportar las cargas mecánicas y térmicas que puedan ser impuestas, incluyendo el levantamiento (incluyendo el peso del refractario con agua durante el arranque, operación y apagado del sistema). Cuando las secciones de los ductos puedan ser removidas para actividades de mantenimiento, el efecto de las cargas existentes y nuevas fuerzas, producen cambios de esfuerzos y de flexión, por lo que el diseño completo del sistema debe ser mecánicamente verificado de acuerdo con códigos o procedimientos que acepten el usuario y el vendedor.

Cuando los ductos de gases de combustión se encuentren unidos a una chimenea montada en un calentador, se debe proveer un ancla estructural en el ducto en un punto cercano al perímetro externo del calentador de la chimenea.

Se debe proveer una junta de expansión entre el punto fijado (anclas) y la chimenea para controlar el momento significativo de curvatura el cual es resultado de las fuerzas de expansión térmica del ducto que reaccionan en la chimenea.

Cuando varios hornos son alimentados por un solo precalentador de aire, se recomienda usar una sola chimenea para el gas exhausto de combustión del precalentador de aire. En el caso de diseños de hornos multiceldas o en el de quemadores ampliamente separados que requieren ductos múltiples de aire para un solo horno, se debe considerar el uso de compuertas manualmente ajustables para cada ducto. Estas compuertas permitirán balancear el flujo y compensarlo por diferencias producidas por pérdidas hidráulicas.

Todas las secciones de los ductos deben estar equipadas con conexiones de bajo punto de drenado. Estas conexiones no deben ser menores a 1 ½ " nominales de tamaño de tubo. La carga y los efectos térmicos en las condiciones de diseño para clima frío (nieve y hielo) durante los paros deben ser consideradas en el análisis del ducto. Las entradas-hombre deben ser dimensionadas con un mínimo de 18 x 18 pulgadas (46 x 46 cm) y localizados en el ducto (si el tamaño lo permite) esto con el fin de suministrar un acceso interno a todo el sistema de ductos.

Los ductos cilíndricos verticales soportados por sí mismos deben ser tratados como chimeneas. Éstos deben estar diseñados para soportar de manera segura las cargas de viento y las vibraciones inducidas por el viento (formación de vórtices). Los refuerzos estructurales no deben ser impuestos en juntas de expansión. Las características de expansión del sistema de ductos para ductos cubiertos interiormente, deben estar basadas en una temperatura calculada de la coraza de más de 100° F (38°C).

9.3 Juntas de Expansión

Todo ducto sujeto a expansión térmica debe estar equipado con fuelles metálicos o con juntas de expansión con fuelles fabricados flexibles, éstos deben soportar las temperaturas del gas esperadas en el ducto y ser resistentes a la corrosión por cualquier producto en la corriente de gas. Debe considerarse la adición de recubrimientos deslizantes para protección interna de los fuelles de las juntas de expansión. Los anillos rígidos pueden ser instalados en cualquier final de las juntas de expansión del ducto para prevenir el ovalamiento o cualquier distorsión de este; en el caso de que se reemplace la junta de expansión.

Las juntas fabricadas flexibles deben estar hechas de materiales convenientes para soportar la temperatura del flujo de gas en el ducto y pueden ser usadas para prevenir la deformación y el esfuerzo del equipo adjunto. Estas juntas de expansión son generalmente construidas con una capa aislante para resistir la temperatura del flujo de gas.

Cuando se usan juntas de expansión armadas de tipo suave para componentes que requieren una limpieza con vapor o un lavado con agua, se debe incluir un arreglo para prevenir el daño por agua a la junta de expansión armada. Se recomienda usar mangas internas. Todos los ductos que tengan juntas de expansión en ambos lados, deben ser convenientemente fijados o restringidos entre las juntas de manera que se asegure la absorción del crecimiento térmico del ducto en las juntas de expansión de la manera deseada.

9.4 Compuertas

9.4.1 General

Las compuertas pueden ser clasificadas en cuatro tipos, basándose en la cantidad de fugas internas a través de la compuerta cerrada a las presiones de operación.

1. Cierre ajustado = bajas fugas
2. Aislada o de guillotina (puerta deslizante) = sin fugas
3. Control de flujo o distribución = fugas medias a altas
4. Puertas de entrada de tiro natural de aire = bajas fugas o para compuertas abiertas completamente

Las compuertas de cierre ajustado pueden ser de una sola hoja o de construcción multihojas. Se espera un grado de fugas del 0.5% o menor del flujo, a las condiciones de operación.

Las compuertas de aislamiento o guillotina (puertas deslizantes) están diseñadas para no tener fugas internas cuando están cerradas y pueden incluir una doble puerta con purga de aire o diseños de doble bloque y sangrado, los cuales consisten en una o más compuertas en serie con una purga de aire entre ellos. Se esperan grados de fugas internas del 0% con este tipo de compuertas. Las compuertas pueden tener hojas aisladas para permitir al personal entrar seguramente al ducto (corriente abajo de la compuerta) durante la operación del equipo conectado. Las puertas de entrada de tiro natural de aire deben ser diseñadas como dispositivos que fallen a la apertura en caso de una falta de tiro mecánico dada por el ventilador de aire de combustión.

9.4.2 Diseño y Construcción

Los marcos de las compuertas debe ser de tipo canal, usando acero estructural rolado o de láminas forjadas. El material y el peso de los marcos debe ser determinado con base en la combinación de cualquiera de los esfuerzos o en los esfuerzos individuales, cualquiera que sea el máximo resultado de las siguientes cargas:

1. Sísmica
2. Vientos
3. Cargas de montaje y embarque
4. Carga del actuador
5. Falla del sistema por carga térmica o de peso muerto
6. Carga en condiciones corroídas

Las compuertas deben ser consideradas miembros estructurales y como tales se deben conocer los criterios estructurales de diseño de los miembros de la estructura de un calentador a fuego directo. Las deflexiones de las compuertas de hojas deben ser menores a $1/360$ del rango de la hoja. El esfuerzo de cada componente no debe exceder los niveles especificados en la normatividad correspondiente (ver el AISC *Manual de Construcción en Acero*) para el ensamblado de hojas, el cual se basa en la presión estática máxima del sistema, temperatura, carga sísmica y el momento de inercia a través de la sección transversal del ensamblado de hojas. El esfuerzo de torsión y flexión debe ser tomado en cuenta si la temperatura de la corriente del gas es igual o mayor a 750°F (300°C). El esfuerzo de flexión permisible debe estar limitado a 60% del esfuerzo de ruptura o cedencia especificado para la temperatura de operación. Si la temperatura del metal está en el rango inferior, el esfuerzo permisible deberá estar basado sobre el porcentaje del esfuerzo de ruptura para un rango de vida de 100,000 horas.

Cada compuerta debe estar equipada con un actuador montado y unido por el fabricante y probado en su establecimiento antes del embarque. El actuador y la unión deben estar instalados fuera del flujo de la corriente gaseosa. La fuerza del actuador montado en el marco de la compuerta, debe estar basado en la carga sísmica y en el torque requerido por el actuador. Su fuerza no debe exceder el 10% del esfuerzo de ruptura de la compuerta, en cualquier clase de esfuerzo. Los actuadores y todos los componentes del sistema de guía de la compuerta deben ser dimensionados con un factor de seguridad de 3.0.

9.4.3 Compuerta de aislamiento/guillotina

La compuerta de puerta deslizante debe ser una estructura completa y autosuficiente, que no requiera la adición de un soporte integral o de unión. El actuador de las compuertas con puertas deslizantes debe ser eléctrico, manual, neumático o hidráulico y debe ser operado por engranajes, cadenas, gatos de tornillo o un pistón guía directo.

Si se usan cadenas, un mínimo de dos cadenas deben ser usadas y arregladas para guiar regularmente en cada lado de la hoja para prevenir flexiones. En el caso de que exista una falla de la cadena, la o las cadenas restantes deben soportar la carga entera de la hoja. El tiempo consumido en la

operación de la compuerta de puerta deslizante desde que está totalmente abierta hasta que está totalmente cerrada debe ser especificado por el usuario.

El dimensionamiento del operador y del sistema guía deben incorporar un factor de seguridad del 300 por ciento de carga muerta extra, más un 200 por ciento de carga viva (empuja/jala, cerrado/abierto) como mínimo. En instalaciones que son seguras para que el personal ingrese, se deben incorporar diseños de doble bloque y extracción y de doble bloque y purga. El espacio entre ambas hojas de la compuerta cuando está cerrada o el espacio entre dos filas de sellos es normalmente purgado con aire limpio el cual tiene una presión mayor que la corriente del ducto o del aire exterior, esto con el fin de asegurar una barrera de aire limpio para las fugas de gas en el sistema de ductos, una vez pasada la compuerta de guillotina

9.4.4 Compuertas de tipo persiana

Las compuertas de persianas consisten en una serie de hojas paralelas. La construcción de la hoja puede ser de una sola hoja sólida con una barra central de eje redondo. Si la hoja de la compuerta es de un diseño combinado, el eje central puede consistir en un miembro estructural que sirva como un soporte central axial de la hoja. A cada extremo, hay pernos que son igualmente distribuidos en el miembro estructural axial y debe tener espacios libres para prevenir el ajuste de la barra a medida que se va expandiendo como resultado del calor.

Los pernos pasan a través de los baleros montados en el marco de la compuerta. Las orillas de las hojas disponen de sellos de metal para minimizar las infiltraciones que pasan las orillas de la compuerta cuando la hoja de la compuerta está cerrada. Estos sellos son regularmente de un diseño "patentado". Los diseños de la hoja deben tener cubiertas provistas con hoyos de ajuste de elongación para compensar el crecimiento térmico de la barra y la cubierta de la hoja.

Hay que considerar en los diseños, el uso de agujeros de calentamiento a un lado de la hoja sándwich, sobre todo cuando existan temperaturas excesivas a lo largo de las compuertas cerradas. Esto reducirá los esfuerzos térmicos y el torcimiento de las hojas. Las hojas y las barras deben ser de un material térmicamente compatible y de grados similares de crecimiento térmico. Si es posible, hay que colocar el actuador o el sistema guía de la compuerta lejos de la compuerta de hoja, en caso de que exista crecimiento térmico.

Las hojas de las compuertas de hojas múltiples estilo persiana deben estar unidas por la parte exterior del marco de la compuerta. Las uniones deben de consistir en barras estructurales sostenidas con pernos, completos con tuercas de cierre colocadas en baleros autolubricados de un tipo especificado por el usuario. Otros diseños que deben ser considerados consisten en uniones ajustables para

compensar la expansión diferencial entre el marco de la compuerta y las uniones para asegurar el cierre firme a la temperatura de operación. Todas las uniones deben estar probadas y fijadas en posición en la constructora de la compuerta.

Los baleros deben ser montados por el fabricante y deben ser ajustados a las monturas de estos últimos y unidas al marco de la compuerta. Cada balero y su montura, incluyendo las juntas que sostienen la montura, debe tener un factor de desempeño capaz de resistir 200 por ciento del esfuerzo transmitido como resultado de la carga del sistema que actúa en la hoja, más el torque de salida del operador. Si se especifican baleros removibles, los embragues de unión también deben ser removibles. No se deben unir los embragues de unión a las barras.

Si se especifica una glándula de empaque, ésta debe ser unida al marco de la compuerta en cada hoyo de la barra y debe ser llenada con el empaquetamiento adecuado para el servicio. El diseño de la glándula de empaque debe permitir la remoción y reemplazo sin remover los baleros o las uniones. Las glándulas de empaque se recomiendan en servicios con presiones negativas del gas de combustión, siempre que sean usados combustibles con alto contenido de azufre.

9.4.5 Detalles misceláneos de construcción

Las compuertas construidas esencialmente para ductos, deben ser de un diseño ajustado de manera que permitan el reemplazo de las partes. Los baleros de las compuertas no deben ser cubiertos por un aislamiento. Los ejes de las compuertas deben ser de acero inoxidable tipo 300 como mínimo.

9.5. Aislamiento y refractario del ducto

9.5.1 General

Las secciones de los ductos de aire y gas de combustión externamente aisladas deben estar protegidas con cubiertas que resistan el clima o en su defecto con cubiertas de metal. El material de aislamiento o cualquier capa usada, debe soportar una temperatura de servicio de al menos 300° F (149° C) por sobre su temperatura calculada de interfase en la cara caliente. Cuando el plenum del quemador se encuentre internamente cubierto y el combustible sea quemado, se debe considerar la elección de recubrimientos resistentes al aceite. Debe considerarse utilizar refractario de alta densidad. El piso del plenum debe estar provisto con un recubrimiento y en las paredes laterales debe tener uno de por lo menos de 4" (10 cm).

El grosor mínimo del recubrimiento interno debe ser de 2" (5 cm). La temperatura mínima de servicio del refractario moldeable debe ser de 300° F

(149° C) por encima de la máxima temperatura calculada del material. Todo aislamiento, excepto el moldeable (interno o externo) debe estar cubierto para protegerse del clima durante el levantamiento. Un aislamiento interno expuesto debe recibir un tratamiento para estabilidad y rigidez.

Las superficies internas de los ductos cubiertas por una manta o un bloque de aislamiento deben tener aplicada una cubierta protectora, antes de poner el material aislante o una barrera de vapor si el gas contiene productos de combustión de combustibles que contienen mas del 1% en peso en azufre en el combustible o 1.5% en volumen de sulfuro de hidrógeno en el gas combustible.

9.5.2 Recubrimientos de ductos con fibra cerámica

El uso de recubrimientos de fibra cerámica para gases o aire de combustión calientes debe tener como mínimo de 1" (2.5 cm) de grosor y 8 lb/ft³ de densidad. La capa anterior de fibra cerámica debe tener como mínimo de 1" (2.5 cm) de grosor y 4 lb/ft³ de densidad. Cuando se usa fibra cerámica de construcción, el acabado deberá tener una cubierta interna de protección para prevenir la corrosión del metal del ducto. No debe usarse fibra cerámica en flexiones de ductos, baffles, codos y construcciones.

9.5.3 Aislamiento en bloque y en paneles

El aislamiento en bloque se define como rígido y el aislamiento en paneles como semirígido; el aislamiento debe ser especificado como ASTM C 612. Si tal aislamiento no va a ser protegido por otros materiales, pueden usarse capas por separado por debajo de los 500° F (260° C) para la cara caliente. Esto puede ser usado como una capa anterior con otros aislamientos siempre y cuando el azufre o el sulfuro de hidrógeno no exceda el 1% en peso del combustible encendido o 1.5% en volumen del gas de combustión. La velocidad de flujo en la corriente gaseosa no debe exceder 20 ft/s (6 metros) a menos que la superficie esté protegida con una red alámbrica, con metal expandido o con una hoja metálica. Es preferible usar 2 capas de aislamiento.

9.5.4 Manta de fibra para aislamiento

La manta de aislamiento es un material flexible especificado por el ASTM C 553. No use aislamiento sin protección; que esté adyacente a dispositivos de limpieza con agua o con vapor. Se debe suministrar protección a la superficie, que consiste en malla de alambre, malla de metal expandido o rigidizadores químicos, para áreas en donde la velocidad del aire o del gas de combustión excede los 40 ft/s (12 m/s). Es preferible usar dos capas de estos materiales. Los materiales deben ser sobrepuestos en la cara caliente; en la primera capa

para asegurar que no ocurra ninguna exposición de la cubierta metálica o envoltura del ducto a una menor temperatura de los materiales de aislamiento.

9.6 Ventiladores y manejadores

9.6.1 General

Todo el diseño y desempeño de ventiladores y conductores debe estar en concordancia con el estándar 560 y el estándar 673 del API o la legislación correspondiente.

9.6.2. Tipos de ruedas

La máxima eficiencia aerodinámica para ventiladores se puede lograr con aspas inclinadas hacia atrás. La construcción de la hoja puede ser de un solo grosor. En aplicaciones en las que el ventilador suministra un servicio de tiro inducido, hay que evitar usar diseños que tengan una cavidad como sección transversal, consistentes en una piel mecánica en el armazón, si no están suministrados con dispositivos para limpieza de la rueda. Los ventiladores de tiro inducido que manejen temperaturas elevadas del gas de combustión y que contengan una cantidad significativa de partículas, deben ser considerados y especificados como de hojas radiales u hojas modificadas radiales en la rueda del ventilador.

9.6.3 Construcción

Los ventiladores en el servicio de gas de combustión debe tener todas las costuras unidas continuamente.

9.6.4 Ejes

Los ejes de la rueda del ventilador deben ser capaces de manejar 110% de la razón de torque del manejador para la velocidad de diseño.

9.6.5 Eliminación del ventilador de tiro inducido

Una chimenea de mayor altura que la normal requerida, puede reemplazar un ventilador de tiro inducido en algunos sistemas mejorando de este modo la seguridad mecánica de un sistema.

9.7 Precalentadores de aire

9.7.1 Consideraciones de diseño para precalentadores de aire de tipo directo

En un precalentador de aire de haz fijo, el usuario debe considerar hacer el haz removible, si éste va a estar sujeto a corrosión. Las partes de presión de los serpentines o de los haces de tubos que manejen un fluido combustible deben ser de construcción soldada. No se deben permitir soldaduras circunferenciales que estén localizadas en la corriente de aire. En intercambiadores rotatorios con elementos metálicos, la superficie de calentamiento debe estar dada por dos o más capas.

La capa del extremo frío de los elementos debe estar en canastas para la remoción radial a través de las guías. Otras capas pueden estar en canastas para la remoción a través del extremo caliente del ducto. Los sistemas regenerativos que usan elementos mezclados pueden resultar dañados mecánicamente si la rotación se detiene mientras el gas de combustión y el flujo de aire continúan. Se recomienda usar un manejador auxiliar en el precalentador, de manera que se proteja contra una pérdida de rotación, la cual puede ser resultado de una pérdida de energía o por alguna otra causa. Una alternativa a seguir es revertir el tiro natural, por medio de una desviación del precalentador hasta que la rotación pueda ser reestablecida.

9.7.2 Consideraciones de diseño para calentadores indirectos

Las soldaduras circunferenciales que resistan la presión del fluido en el elemento de calentamiento de aire de los sistemas que emplean un medio de calentamiento manejado mediante bombas para el combustible, se deben encontrar en la parte externa del ducto de aire.

El grosor de la pared del tubo debe estar construida asumiendo una vida de diseño de 100,000 horas y una corrosión mínima de 1/16 de pulgada (1.5 milímetros). La superficie extendida no debe estar incluida en los diseños destinados para el uso de combustibles pesados a menos que las facilidades para limpiar estén incluidas en el sistema.

Cada uno de los pasos en los serpentines multipasos deben ser simétricos y de la misma longitud que los demás. La presión de diseño de los serpentines en los servicios de calentamiento de líquido, deben estar basados en una presión mayor que la presión de vapor del fluido que se está calentando a la presión de operación.

Los serpentines de recirculación de calor no deben estar orientados de manera que les llegue la radiación directa de la celda radiante o de superficies refractarias de alta temperatura. El desempeño de los serpentines de recalentamiento de recirculación está directamente relacionado y depende de las características del medio de transferencia del calor recirculante en el serpentín. Algunas características del medio de calentamiento se deterioran al usarse en condiciones extremas.

Los sistemas con dispositivos de calentamiento por medio de circuitos bombeados cerrados deben incorporar los aditamentos necesarios para drenar el fluido, que sirve como medio de calentamiento, en el caso de que exista un flujo muy bajo de éste o una temperatura elevada de los gases de combustión. El drenaje debe tener un actuador mecánico o automático. Si no se realizara el drenado del serpentín de calentamiento bajo estas condiciones, podría producirse una degradación térmica o coquización del fluido en el serpentín.

Todos los serpentines de calentamiento deben ser drenables y deben incluir un punto elevado para el venteo y un punto bajo para el drenado, a menos que sean específicamente removidos por el usuario a causa de buscar una localización más apropiada en tuberías adyacentes. Todos las bridas de conexión deben estar localizadas fuera de la periferia de los ductos.

9.7.3 Operación a dos fases

Para protegerse contra un bloqueo de vapor del fluido de transferencia de calor en los serpentines, hay que elevar la presión del sistema a un nivel por encima de la presión de vapor del líquido, lo cual asegura que todo lo que se encuentra en el serpentín esté en estado líquido y por consecuencia se reduzca directamente la presión en el tambor de flasheo del vapor corriente abajo del serpentín.

9.7.4 Diseño de bombas para sistemas circulantes

El grado de la eficiencia de la bomba debe caer a la izquierda o en el pico de la línea de eficiencia. No se requieren los factores de corrección de cabeza neta de succión positiva. Las bombas que manejan fluidos inflamables o tóxicos deben tener una succión bridada y boquillas de descarga y siempre debe disponerse de bombas de repuesto.

9.7.5 Interconexión de tuberías

Las tuberías usadas para conectar varios componentes en el sistema de precalentamiento de aire, deben ser diseñadas y fabricadas de acuerdo al ANSI B31.3 o la legislación existente.

9.8 Quemador

Las placas frontales del quemador deben ser aisladas para que puedan dar una temperatura de superficie igual o menor a la temperatura especificada para el ducto de aire y el plenum. Si es práctico, las especificaciones de aislamiento del quemador deben ser las mismas que las del ducto y el plenum. Se debe proveer a cada plato frontal del quemador mirillas de una pulgada (2.54 cm) de manera que se mantenga una visibilidad del encendedor o piloto del quemador y de la flama principal.

Debe considerarse en el diseño una remoción segura de los cañones, boquillas de gas y pilotos durante la operación de calentamiento de aire, los cuales estarán localizados en un plenum de presión positiva. Los quemadores verticales de liquido combustible deben estar diseñados para atrapar goteras de las puntas de los quemadores y transportarlas fuera del plenum. En los plenums de presión positiva, se puede suministrar un tubo para drene con un codo especial de manera que permita periódicamente la purga manual.

Los quemadores horizontales de liquido combustible deben estar diseñados para permitir el drenaje del aceite en la cámara de combustión y para prevenir una inundación en el plenum. También se debe proveer un ajuste de aire y un corte de aire. Los sistemas de quemado deben ser diseñados de manera que el apagado pueda ser llevado a cabo sin exponer al operador a una presión positiva de aire caliente. Se requieren también pilotos de ignición eléctrica en un plenum presurizado para el apagado de los pilotos, el cual no puede realizarse en una zona de presión negativa de la cámara de combustión (plenum presurizado).

Todas las condiciones de operación de los procesos de calentamiento tanto para tiro mecánico como natural deben ser considerados en el diseño y selección del calentador. La caída de presión máxima del aire de combustión, la cual es consistente con todos los tipos de operación, debe ser usada si se llegara a requerir. Hay que notar que si se utiliza una operación de tiro natural, el tiro natural disponible debe determinar el tamaño del calentador para la capacidad especificada en este caso.

El quemador y las partes del quemador destinadas a usarse con aire de combustión calentado, deben estar fabricadas a partir de materiales apropiados para las temperaturas de exposición.

CAPÍTULO 10- IMPACTO AMBIENTAL DE LOS SISTEMAS DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE

Existen cinco maneras básicas en las que el uso de un sistema de precalentamiento de aire puede tener un impacto ambiental. (ver secciones 10.1 a 10.5). En general, el impacto ambiental de un sistema de precalentamiento de aire es positivo; si está bien diseñado.

10.1 Conservación de la energía

El uso de un sistema de precalentamiento de aire, es una de las mejores técnicas disponibles para la conservación de la energía en las plantas de proceso. Un sistema de precalentamiento de aire frecuentemente produce ahorros de energía a través de la reducción de costos de combustibles, de manera que permita que otros sistemas de control de la contaminación se vuelvan económicamente viables.

El uso de cualquier sistema para el mejoramiento de la eficiencia da como resultado una temperatura menor de salida de los gases de combustión, lo cual incrementará la posibilidad de que exista una pluma de la chimenea más exhausta y pueda producir lluvia ácida. La manera normal de eliminar cualquier efecto adverso es incrementando la altura de la chimenea e incrementando la velocidad del efluente de manera que la difusión natural y las corrientes de viento eviten las caídas de lluvia ácida.

Ya que los sistemas de precalentamiento de aire incorporan uno o más ventiladores, la energía se encuentra disponible para producir altas velocidades del efluente de la chimenea y a medida que se salve más energía, más alta será la chimenea. En conclusión, el sistema de precalentamiento de aire provee un medio para eliminar el problema de la lluvia ácida, el cual puede ocurrir en muchas instalaciones.

10.2 Emisiones de la chimenea

El impacto ambiental de las emisiones de la chimenea a partir de un calentador a fuego directo está afectado por la instalación de un sistema de precalentamiento de aire. Los contaminantes nombrados a continuación son los que se monitorean normalmente.

10.2.1 Óxidos de Azufre

La fracción de óxidos de azufre en los gases de combustión depende únicamente de la composición del gas o aceite quemado y no es afectada en ningún aspecto por el sistema de precalentamiento de aire. De cualquier manera, ya que el consumo de combustible se ve reducido cuando se usa un sistema de precalentamiento de aire, las libras de dióxido de azufre (SO_2) emitidas se reducen para el mismo proceso. Este resultado produce una reducción neta de la contaminación y un mejoramiento del ambiente.

10.2.2 Óxidos de Nitrógeno

Los óxidos de nitrógeno que se producen dependen del tiempo, temperatura, y concentración de oxígeno durante la combustión de cualquier combustible. Las reacciones que se llevan a cabo son varias y complejas. Debido a esto podría establecerse lo siguiente:

1. Se incrementa el NO_x producido a medida que se incrementa la temperatura en la celda radiante y/o en la combustión.
2. El NO_x producido disminuye cuando disminuye el contenido de aire.

Esto podría indicar que el precalentamiento de aire de combustión puede incrementar el NO_x formado. Esto ha demostrado ser cierto cuando es expresado como una concentración en los gases de combustión. Como en el caso de los óxidos de azufre, el peso de los óxidos de nitrógeno expresado como dióxido de nitrógeno emitido es reducido cuando se incrementa la eficiencia. Esto tiende a disminuir el efecto adverso en el precalentamiento de aire y puede, en los casos en donde la eficiencia sea substancialmente mejorada, reducir la cantidad de NO_x emitido.

El exceso de aire parece ser el factor más significativo en el control de la formación de NO_x . Ya que la mayoría de los sistemas de precalentamiento de aire utilizan calentadores de tiro forzado, no es posible operar a niveles de aire extremadamente bajos y con una mayor exactitud en el control de la relación aire/combustible. En los quemadores de tiro natural, los niveles de aire mínimos previamente considerados y que son necesarios para proveer variaciones en la operación han sido de 20% en combustibles gaseosos y 30% en combustibles líquidos.

La mayoría de los fabricantes de quemadores argumentan que al usar sus diseños de tiro forzado, sus controles y usando precalentamiento de aire, se pueden mantener los niveles mínimos de exceso de aire de únicamente 5% para el gas y 10% para combustóleos; de esta manera los controles pueden ser fijados para que se mantengan estos niveles (ver la sección 7.2.1 para recomendaciones). Esta operación llevada a cabo con un bajo nivel de exceso de aire reducirá significativamente el nivel de NO_x .

Los constructores de quemadores han desarrollado unidades con un tipo especial de combustión que reduce aún más la formación de NO_x en los sistemas de tiro natural o forzado que usan aire ambiente o precalentado. Esto permite usar un quemador de bajo nivel de NO_x en la mayoría de los sistemas que usan dispositivos de precalentamiento de aire; con la finalidad de obtener los niveles de NO_x requeridos.

10.2.3. Partículas

La formación de partículas durante la combustión se da, normalmente, en función del quemador y del tipo específico de combustible. El uso de sistemas de precalentamiento de aire y de tiro forzado ha permitido a los fabricantes reducir la formación de carbón cuando se queman combustibles normales. Esto puede reducir el contenido de partículas, las cuales forman esencialmente el contenido de cenizas en el combustible. Por lo tanto, el uso de un sistema de precalentamiento de aire reducirá la emisión total de sólidos de acuerdo a la cantidad de combustible quemado en muchos dispositivos de calentamiento y por ende, también se verá reducida la emisión de cenizas.

10.2.4 Combustibles

La presencia de combustibles tales como hidrocarburos no quemados y CO en los gases de combustión de los calentadores a fuego directo, está relacionada con la combustión incompleta de los combustibles; lo cual puede ser resultado de un exceso de aire insuficiente. Al usar un sistema de precalentamiento de aire se favorece la capacidad de quemar combustibles completamente con el menor nivel de exceso de aire posible. Como resultado, ya sea si el quemador es del tipo de bajo nivel de NO_x o de tipo estándar, la cantidad de hidrocarburos no quemados y CO puede ser controlada a unos niveles aceptables (desde el punto de vista de control de la contaminación) con un nivel mínimo de exceso de aire. El control es mejor que el que se hubiera obtenido sin el uso de un sistema de precalentamiento.

10.3 Ruido

La principal fuente de ruido asociada con un calentador a fuego directo es normalmente los quemadores. Al usarse un sistema de precalentamiento de aire se requiere que los quemadores sean dispuestos en un compartimiento aislado. Adicionalmente, los sistemas de calentamiento de alta eficiencia, emplean a menudo aislamientos térmicos cada vez más efectivos y recubrimientos acústicos. Ambas medidas reducen el nivel de ruido de los quemadores.

Consecuentemente, un sistema de precalentamiento de aire, normalmente reduce el ruido de los quemadores por debajo de los niveles estipulados.

De cualquier manera. El uso de los ventiladores, los cuales están asociados con el sistema de precalentamiento de aire, introducen una nueva fuente de ruido, la cual debe ser considerada en el diseño inicial. Ya que se han desarrollado técnicas de atenuación del ruido, únicamente es necesario para el diseñador establecer el límite del nivel del ruido requerido, de manera que el constructor del ventilador pueda ofrecer una selección adecuada.

En suma, aunque el ruido debe ser considerado en el diseño de un sistema de precalentamiento de aire, esto no debe tener un impacto adverso en el ambiente global de una instalación típica de un calentador.

10.4 Calor

La instalación de un sistema de precalentamiento de aire produce una baja temperatura de salida de los gases de combustión, reduciendo así la contaminación térmica.

10.5 Efluente

El precalentador de aire puede recoger pequeñas cantidades de sólidos combinados con azufre. Durante los ciclos lavado, si se requiere, el efluente líquido puede contener partículas con un ácido débil, el cual debe ser manejado en un sistema de confinamiento adecuado. Normalmente las cantidades adicionales que se producen como consecuencia del sistema de precalentamiento de aire son despreciables.

CAPÍTULO 11 – PREPARACIÓN DE UNA REQUISICIÓN

11.1 Introducción

El objetivo de esta sección es proporcionar una guía y una serie de pasos para obtener información y datos suficientes para seleccionar el sistema de precalentamiento de aire más económico y para preparar la requisición adecuada. Antes de preparar la requisición se recomienda que se lleve a cabo un estudio económico; con el fin de justificar la instalación de un sistema de precalentamiento de aire.

11.1 Requisición

En más de un sistema de precalentamiento de aire a menudo se requiere de información de costos y técnica; para poder hacer la selección final de los parámetros anteriormente mencionados. Esta información usualmente se obtiene a partir de proveedores que responden a la requisición.

Una requisición para un sistema de precalentamiento de aire debe incluir:

1. Datos de los calentadores a fuego directo que existen o propuestos, los cuales vienen junto con el sistema de precalentamiento de aire; estos datos se encuentran disponibles en el estándar API 560 de hojas de datos para un calentador a fuego directo y debe incluir, por lo menos, la información de diseño de las condiciones de combustión.
2. La hoja de especificaciones del precalentador de aire.

11.3 Lista de verificación del sistema de precalentamiento de aire

La siguiente lista de información y datos debe ser incluida en la requisición

1. Normatividad vigente de construcción local.
2. Restricciones ambientales (ruido, óxidos de nitrógeno, azufre y otros)
3. Limitaciones espaciales.
4. El número de calentadores a fuego directo que van a utilizar el sistema de precalentamiento de aire propuesto.
5. Confiabilidad requerida y factor de servicio del calentador (es) a fuego directo y procedimientos de operación en caso de que exista una falla en el equipo.
6. Estándar API 560 de hojas de datos del calentador a fuego directo:
 - a) Carga térmica total por calentador, millones de BTU por hora (calor absorbido) para cada operación: normal, máxima y mínima.

- b) Por ciento de exceso de aire.
- c) Pérdida por radiación (valor menor de calentamiento)
- d) Costos de potencia y otros servicios.
- e) Lista de accesorios requeridos
- f) Cualquier otro requerimiento específico que deba ser incluido en la hoja de especificación, al tiempo que se hace la requisición.

CAPITULO 12 - EJEMPLO DE DISEÑO DE SISTEMAS DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE

Es importante señalar que el propósito de esta tesis esta enfocado a la especificación de los sistemas de precalentadores de aire, entendida ésta como el establecimiento de los criterios y parámetros de diseño para que los fabricantes realicen el diseño de todo el sistema. Este diseño por parte del fabricante o proveedor del sistema deberá incluir las dimensiones detalladas de los ductos, el diseño detallado de los precalentadores de aire, tanto el que usa vapor como el que intercambia calor con los gases de combustión que provienen del calentador a fuego directo.

En este capítulo se pretende dar una ilustración del trabajo que realizaría dicho proveedor para la etapa de dimensionamiento de ductos y se presenta también un predimensionamiento de los precalentadores de aire. Las características geométricas internas de los precalentadores son parte de la tecnología de los fabricantes y al no estar disponibles al público en general no es posible realizar un diseño detallado.

A continuación se muestra un algoritmo de cálculo para un sistema de precalentamiento que consta de un precalentador aire-vapor y de un precalentador aire-gases de combustión. Anexándose las tablas y diagramas utilizados en la elaboración de la secuencia de calculo, así mismo se muestran los diferentes arreglos que pueden existir para este tipo de intercambiadores de calor.

Los datos fueron obtenidos del diagrama de flujo presentado en este capítulo.

El precalentador aire-vapor construido en aluminio consta de 225 platos aletados con superficie de aleta de $1/8 - 16.00$ (D) en el lado caliente y de 226 platos aletados con superficie de aleta de $1/8 - 19.82$ (D) en el lado frío. Tiene una longitud de 73 in y un ancho de 64 in; entre cada plato existe un espacio de 0.125 in

El precalentador aire-gases de combustión construido en aluminio consta de 557 platos aletados con superficie de aleta de $1/8 - 16.00$ (D) en el lado caliente y de 558 platos aletados con superficie de aleta de $1/8 - 19.82$ (D) en el lado frío. Tiene una longitud de 180 in y un ancho de 157.5 in; entre cada plato existe un espacio de 0.125 in

En ambos casos los intercambiadores son de flujo cruzado

ALGORITMO PARA EL DIMENSIONAMIENTO INTEGRAL DEL SISTEMA

DATOS NECESARIOS

Flujo de gases de combustión,
Flujo de aire para la combustión
Temperatura de los gases de combustión a la salida de la zona de convección
Temperatura de aire ambiente
Concentración de azufre en el combustible
Composición de los gases de combustión

1.-Cálculo de la concentración de azufre en la mezcla 70/30

2.-Cálculo de la temperatura mínima de los gases de combustión

De la figura 4 se determina la temperatura mínima para la superficie metálica con el fin de no condensar los ácidos en los gases de combustión usando la concentración en por ciento en peso de azufre en el combustible

3.-Seleccionar la temperatura de los gases a la salida del precalentador de aire 15 °F arriba de la mínima

4.-Seleccionar la Temperatura de entrada de aire al precalentador aire-gases de acuerdo a la recomendación del fabricante del precalentador.

5.-Calcular la carga térmica del precalentador aire-gases

$$QPAG = Wg \cdot cp \cdot (T16-T17)$$

6.-Calcular T15 de salida del aire en el precalentador aire gases

$$T15 = T14 + QPAG / (waire \cdot cp)$$

7.-Calcular la carga térmica del precalentador aire vapor

$$QPAV = waire \cdot cp \cdot (t14-t13)$$

8.-Cálculo del flujo de vapor de 50 psig saturado

$$Wv = QPAV / \Delta H \text{ de vaporización}$$

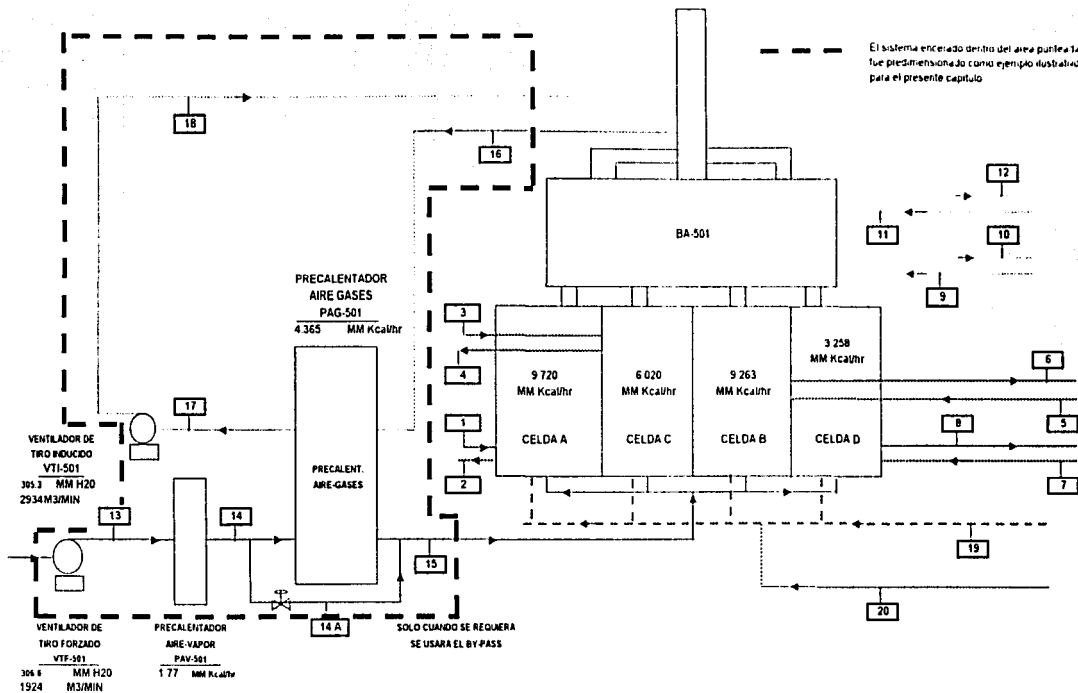
9.-Calcular Tde salida del vapor en el precalentador aire-vapor

$$TSal = Tv1 - QPAV / (Wvapor \cdot CPvapor)$$

Dimensionamiento del precalentador aire vapor

Dimensionamiento del precalentador aire gases

Dimensionamiento de los ductos y cálculo de la potencia requerida en los ventiladores de aire y gases de combustión



21.4 BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA

CORRIENTE	UNIDADES	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12 VAPOR	12 LIQUIDO	13
FLUIDO	KG/HR	276036	276036	276036	276036	276036	276036	276036	276036	276036	26710	150113	112919	37195	112367
PRESION	MM AGUA (M)	1254	1148	1148	1118	1225	1182	1098	1078	2035	2078	2263	2084	2084	307
TEMPERATURA	GR C	438	525	441	525	471	525	456	525	214	317	214	214	214	42.2
DENSIDAD	PM	7.00	30	6.079	25.7	4.864	24.2	4.458	23.3	1.754	25.7	4.966	24.2	4.34	23.3
ENTALPIA	KJ/Kg	1418	1806	1454	1806	1551	1806	1673	1806	2807	3194	920	2807	520	44
WISCOSIDAD	mPa S	0.022	0.023	0.022	0.023	0.022	0.023	0.022	0.023	0.018	0.022	0.025	0.018	0.25	0.02

CORRIENTE	UNIDADES	14	14 A	15	16	17	18	19	19	20						
FLUIDO	KG/HR	112307	30605	103017	109527	118800	118800	3735	1723	517						
PRESION	MM AGUA (M)	160	160	180	10	276	143	308	1078	1791						
TEMPERATURA	GR C	80	80	219	271	146	146	36.0	110.0	317						
DENSIDAD	PM	0.89	29	0.89	29	0.89	29	0.719	28.8	0.726	28.7	2.2	16.2	933.7	10.4	18
ENTALPIA	KJ/Kg	64	64	239	772	331	331	84.4	235.1	3194						
WISCOSIDAD	mPa S	0.021	0.021	0.026	0.026	0.023	0.023	0.011	0.011	0.018						

CASO
70% GAS/30% COMBUST

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
MODERNIZACION DEL CALENTADOR BA 501
PLANTA REFORMADORA DE NAFTAS No 1

DATOS DE PLANTA PARA
EJEMPLIFICAR EL ALGORITMO
Y LA MEMORIA DE CALCULO

LOCALIZACION SALINA CRUZ
Dc 87

Corriente	Datos	Unidades
16	Flujo de gases combustion	109527 kg/h
16	Flujo de aire para la combustion	112307 kg/h
16	Temp. Salida gases combustion	271 °C
13	Temp. Aire ambiente	42.2 °C
	Concentración de S combustible	4 %
	Composición de los gases de combustion	

Cálculo de la concentración de azufre en la mezcla 70/30

19	Gas	3735	kg/h
19	Combustible	1723	kg/h
	Total	5458	kg/h
	Gas	% gas	%
	Combustible	30 combustible	%

1.- Concentración de S en la mezcla 1.26 % S mezcla = (Flujo de gas * % Sgas + Flujo de comb. * % Scomb.) / Wmezcla

2.- Cálculo de la temperatura mínima de los gases de combustion

De la grafica se obtiene para una concentración de S de 1.25% una temperatura mínima de 285 °F

T min = 140.5 °C

3.- Cálculo de la temperatura de salida de los gases de combustion del PAG

T Salida del PAG = T min (°F) + 15 °F

T Salida = 300 °F

T salida = 148.9 °C

4.- Selección de la temperatura de entrada del aire al PAG de acuerdo a las recomendaciones del fabricante

T entrada = 80 °C

5.- CALCULAR LA CARGA TÉRMICA DEL PRECALENTADOR AIRE GASES
 $Q_{PAG} = W_G \cdot C_P \cdot (T_{18} - T_{17})$

Q PAG = 173172555.6 BTU / hr Cp gases 12.946 BTU / kg °C

6.- CALCULAR T15 DE SALIDA DEL AIRE EN EL PRECALENTADOR AIRE GASES
 $T_{15} = T_{14} + Q_{PAG} / (W_{AIRE} \cdot C_P)$

Tmin = 165.9508 °C
 330.71 °F

T Salida del PAG = T min (°F) + 15 °F

T Salida = 345.71 °F

T15 de salida = 174.3 °C

7.- CALCULAR LA CARGA TÉRMICA DEL PRECALENTADOR AIRE VAPOR
 $Q_{PAV} = W_{AIRE} \cdot C_P \cdot (T_{14} - T_{13})$

Q PAV = 76158970.5 BTU / hr Cp aire 17.94 BTU / kg °C

8.- CALCULO DEL FLUJO DE VAPOR DE 50 PSIG SATURADO
 $W_v = Q_{PAV} / \Delta H_{VAP}$

Wv = 37366.16517 kg / hr ΔH Vap 20038.18 BTU / kg Tablas de vapor

9.- CALCULAR T DE SALIDA DEL VAPOR EN EL PRECALENTADOR AIRE-VAPOR
 $T_{sal} = T_{v1} + Q_{PAV} / (W_{vapor} \cdot C_{Pvapor})$

Tv1 = 281.02 °F
 138.34 °C Tablas de vapor

T sal = 78.82 °C
 173.87 °F

PRECALENTADOR AIRE VAPOR

DATOS Fluido Caliente (Vapor)

Flujo 37424.15 kg/h

n	(b1 + a) j = b
n1	225 0.125
n2	226 0.100
n3	452 0.006

W	73	m
D	64	in
H	53.4	in

Relación superficie-volumen en el lado caliente

β 550 tabla 12.3

Relación superficie-volumen en ambos lados

$$\alpha = \frac{b1}{b1 + b2 + 2a} \beta$$

$$\alpha = 290.08 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$$

Superficie del lado caliente

$$S = \alpha V$$

$$S = 41913.1 \text{ ft}^2$$

$$S = 3893.85 \text{ m}^2$$

Área frontal del lado caliente

$$A_f = HD$$

$$A_f = 23.750 \text{ ft}^2$$

$$A_f = 2.206 \text{ m}^2$$

Relación libre de flujo con respecto al área frontal

$$\sigma = u/f$$

$$\sigma = 0.443$$

Área de flujo libre

$$A = \sigma A_f$$

$$A = 10.5270 \text{ ft}^2$$

2 -

Propiedades térmicas de los fluidos

$$T_b = 1/2 (T_1 - T_2)$$

$$T_b = 227.445 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_b = 108.58 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C \mu / k = 0.87$$

$$(C \mu / k)^{0.85} = 0.91$$

T1	281.02	°F
T2	173.87	°F
C	0.46	btu / lb °F
μ	0.03146	lb / ft hr
k	0.0166	Btu / ft ² hr °F / ft

DATOS Fluido fro (aire)

Flujo 112307 kg/h

1 - Dimensiones del calentador

$$H = n1 (b1+a) + n2 (b2+a) + n3 (b3+a)$$

$$H = 53.437 \text{ m}$$

$$H = 1.3572938 \text{ m}$$

Volumen del calentador

$$V = W * D * H$$

$$V = 249671.7 \text{ in}^3$$

$$V = 144.4859 \text{ ft}^3$$

$$V = 4.09139 \text{ m}^3$$

Relación superficie-volumen en el lado fro

β 680 tabla 12.3

Relación superficie-volumen en ambos lados

$$\alpha = \frac{b1}{b1 + b2 + 2a} \beta$$

$$\alpha = 358.6 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$$

Superficie del lado fro

$$S = \alpha V$$

$$S = 51819.8 \text{ ft}^2$$

$$S = 4814.22 \text{ m}^2$$

Área frontal del lado fro

$$A_f = HW$$

$$A_f = 27.089 \text{ ft}^2$$

$$A_f = 2.517 \text{ m}^2$$

Relación libre de flujo con respecto al área frontal

$$\sigma = u/f$$

$$\sigma = 0.453$$

Área de flujo libre

$$A = \sigma A_f$$

$$A = 12.261 \text{ ft}^2$$

2 -

Propiedades térmicas de los fluidos

$$T_b = 1/2 (T_2 - T_1)$$

$$T_b = 141.98 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_b = 61.10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C \mu / k = 0.878$$

$$(C \mu / k)^{0.85} = 0.917$$

T1	107.96	°F
T2	176	°F
C	0.25	btu / lb °F
μ	0.0569	lb / ft hr
k	0.0162	Btu / ft ² hr °F / ft

3 - Coeficientes de película

W	37434 15 82614 0	1 g/hr 62/hr	Relacion de flujo	Ch = WC
				Ch = 38002.45 btu/hr * F
			Masa velocidad	G = W/A
				G = 7848 lb / h ² hr
			Numero de Reynolds	Re = De G / μ = 4 m G / μ
				Re = 1524.7
			Factor de transferencia de calor	jh = h / G C (C _p / k) * 2/3
				jh = 0.01 Fig. 12.6
				h = jh G C / (C _m / k) * 2/3
				h _a = 39.6 Btu / h ² hr * F
δ	0.006	Tabla 12.3 4 - Ancho de la aleta		δ = 0.00612 δ = 0.0005 ft

alumino	117	Btu / h ² hr * F / ft	Eficiencia de la aleta	η
				m = (2 h / a δ) * 1/2
				m = 36.78 ft * -1
				b / 2 = 0.0052
				m b / 2 = 0.192
			η = 0.978	Tabla 2.1
			Eficiencia ponderada de la aleta	η _w = 1 - (1 - η) S / S
				1 - η = 0.022
				(S / S) = 0.845
				(S / S) (1 - η) = 0.019
			η _w = 1 - (1 - η) S / S =	0.981

5 - Coeficiente total de transferencia de calor

$$1/Uc = 1/(S_a/S_c) \eta_a h_a + 1/\eta_c h_c$$

$$1/Uc = 0.0504$$

$$Uc = 19.8 \text{ Btu/h}^2 \text{ hr} * F$$

6 - Obtener R y el NUT y calcular la efectividad actual del calentador
 $R = C_{min} / C_{max} = C_c / C_h$
 $R = 1.631$

$$NUT = (Uc * Sc) / C_{min}$$

$$NUT = 16.58$$

$$\epsilon \text{ calculada} = 0.566$$

$$\text{Efectividad requerida}$$

$$\epsilon = (I_2 - I_1) / (T_1 - I_1)$$

$$\epsilon = 0.39$$

Como la efectividad calculada es mayor que la efectividad requerida, el diseño se considera satisfactorio
 $0.566 > 0.39$

3 - Coeficientes de película

W	112307 247918 32	1 g/hr 62/hr	Relacion de flujo	Uc = wc
				C _c = 61950 btu/hr * F
			Masa velocidad	G = w/A
				G = 29220 lb / h ² hr
			Numero de Reynolds	Re = De G / μ = 4 m G / μ
				Re = 1791.9
			Factor de transferencia de calor	jh = h / G C (C _p / k) * 2/3
				jh = 0.0099 Fig. 12.6
				h = jh G C / (C _m / k) * 2/3
				h _a = 54.6 Btu / h ² hr * F
δ	0.004	Tabla 12.3 4 - Ancho de la aleta		δ = 0.00412 δ = 0.000333 ft

alumino	117	Btu / h ² hr * F / ft	Eficiencia de la aleta	η
				m = (2 h / a δ) * 1/2
				m = 52.90 ft * -1
				b / 2 = 0.00417
				m b / 2 = 0.220
			η = 0.983	Tabla 2.1
			Eficiencia ponderada de la aleta	η _w = 1 - (1 - η) S / S
				1 - η = 0.017
				(S / S) = 0.845
				(S / S) (1 - η) = 0.014
			η _w = 1 - (1 - η) S / S =	0.986

7. Cálculo de las caídas de presión

A la entrada tenemos T1 = 261.02 °F

Volumen específico a la entrada

$$v1 = ((460 + 261.02) / 39.55)^3 (14.7 / 50)$$

Patm 14.7 psi
P1 50 psi

$$v1 = 5.51 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

A la salida tenemos T2 = 173.87 °F

Volumen específico a la salida

$$v2 = ((460 + 173.87) / 39.55)^3 (14.7 / 50)$$

$$v2 = 4.71 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

Volumen específico a la temperatura promedio

$$vm = 1/2 (v1 + v2)$$

$$vm = 5.11 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$v2/v1 = 0.855$$

$$vm/v1 = 0.928$$

Masa velocidad G' lb / ft² sec

$$G' = G/3600$$

$$G' = 2.18 \text{ lb}/\text{ft}^2 \text{ sec}$$

$$(G')^2 = 4.8$$

Coefficiente de contracción

$$Kc = 1.2 \quad \text{Fig. 12.8}$$

Coefficiente de salida

$$Ke = -0.05 \quad \text{Fig. 12.8}$$

$$\alpha^2 = 0.196$$

$$1 + Kc + \alpha^2 = 2.00$$

Para un Re = 1524.7, el valor de f es

$$f = 0.035 \quad \text{Fig. 12.6}$$

$$f^* (S/A)^* (vm/v1) = 129.28$$

$$2^* ((v2/v1) - 1) = -0.29$$

$$(1 - \alpha^2 - Ke) f^* (1) (V2/V1) = -0.73$$

$$\text{Total de las últimas 4 entradas} = 130.26$$

$$\Delta P/P1 = (G')^2 v1/2gc P1^3 [(1 + Kc + \alpha^2) + 2^* ((v2/v1) - 1) + f^* (S/A)^* (vm/v1) + (1 - \alpha^2 - Ke) (V2/V1)]$$

$$\Delta P/P1 = ((G')^2 v1/2gc P1^3) 14.40$$

$$\Delta P/P1 = 0.0074$$

$$\Delta P = 0.368 \text{ psi}$$

7. Cálculo de las caídas de presión

A la entrada tenemos T1 = 107.56 °F

Volumen específico a la entrada

$$v1 = ((460 + 107.56) / 39.55)^3 (14.7 / 15.136)$$

Patm 14.7 psi
p1 15.136 psi
p2 14.74 psi

$$v1 = 13.9 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

A la salida tenemos T2 = 426.2 °F

Volumen específico a la salida

$$v2 = ((460 + 426.2) / 39.55)^3 (14.7 / 15.136)$$

$$v2 = 16.04 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

Volumen específico a la temperatura promedio

$$vm = 1/2 (v1 + v2)$$

$$vm = 14.89 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$v2/v1 = 1.150$$

$$vm/v1 = 1.076$$

Masa velocidad G' lb / ft² sec

$$G' = G/3600$$

$$G' = 5.62 \text{ lb}/\text{ft}^2 \text{ sec}$$

$$(G')^2 = 31.5$$

Coefficiente de contracción

$$Kc = 0.55 \quad \text{Fig. 12.8}$$

Coefficiente de salida

$$Ke = 0.30 \quad \text{Fig. 12.8}$$

$$\alpha^2 = 0.205$$

$$1 + Kc + \alpha = 1.35$$

Para un Re = 2242.3, el valor de f es

$$f = 0.04 \quad \text{Fig. 12.6}$$

$$f^* (S/A)^* (vm/v1) = 181.72$$

$$2^* ((v2/v1) - 1) = 0.30$$

$$(1 - \alpha^2 - Ke) f^* (1) (V2/V1) = -0.57$$

$$\text{Total de las últimas 4 entradas} = 182.80$$

$$\Delta P/P1 = (G')^2 v1/2gc P1^3 [(1 + Kc + \alpha^2) + 2^* ((v2/v1) - 1) + f^* (S/A)^* (vm/v1) + (1 - \alpha^2 - Ke) (V2/V1)]$$

$$\Delta P/P1 = ((G')^2 v1/2gc P1^3) 18.10$$

$$\Delta P/P1 = 0.5730$$

$$\Delta P = 8.67 \text{ psi}$$

PRECALENTADOR AIRE GASES

DATOS Fluido Caliente (gases de combustion)

Flujo 105527 kg/h

n	(bn + a) = 0
n1	557 0.125
n2	558 0.100
n3	1116 0.006

DATOS Fluido frio (aee)

Flujo 112367 kg/h

1 Dimensiones del calentador

$$H = n1(b1+a) + n2(b2+a) + n3(b3+a)$$

H =	132.121 m	S lnges
H =	3.3558734 m	St

Volumen del calentador

$$V = W \cdot D \cdot H$$

W	180 m
D	157.56 m
H	132.12 m

V =	3747028.9 m ³
V =	2168.4195 R3
V =	61.40280 m ³

Relacion superficie-volumen en el lado caliente

β 550 tabla 12.3

Relacion superficie-volumen en ambos lados

$$u = \frac{b1}{b1 + b2 + 2a} \beta$$

$$u = 290.08 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

Superficie del lado caliente

$$S = u \cdot V$$

S =	629024.6 m ²
S =	58438.28 m ²

Área frontal del lado caliente

$$Af = HD$$

Af =	144.552 m ²
Af =	13.429 m ²

Relación libre de flujo con respecto al área frontal

$$\sigma = u \cdot rh$$

$$\sigma = 0.443$$

Área de flujo libre

$$A = \sigma \cdot Af$$

$$A = 54.0725 \text{ m}^2$$

2- Propiedades térmicas de los flujos

T1 519.8 °F
T2 294.8 °F

$$Tb = 1/2 (T1 + T2)$$

Tb =	407.3 °F
Tb =	208.50 °C

C	0.256	blu / b °F	C _p / a =	0.85
μ	0.0653	lb / ft hr		
λ	0.0197	Btu / ft ² hr °F / ft	(C _p / a) ^{0.9} =	0.90

Relacion superficie-volumen en el lado frio

β 680 tabla 12.3

Relacion superficie-volumen en ambos lados

$$u = \frac{b1}{b1 + b2 + 2a} \beta$$

$$u = 358.6 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

Superficie del lado frio

$$S = u \cdot V$$

S =	777703.2 m ²
S =	72250.96 m ²

Área frontal del lado frio

$$Af = HW$$

Af =	166.139 m ²
Af =	15.342 m ²

Relación libre de flujo con respecto al área frontal

$$\sigma = u \cdot rh$$

$$\sigma = 0.453$$

Área de flujo libre

$$A = \sigma \cdot Af$$

$$A = 74.745 \text{ m}^2$$

2- Propiedades térmicas de los flujos

T1 176 °F
T2 426.2 °F

$$Tb = 1/2 (T1 + T2)$$

Tb =	301.1 °F
Tb =	149.50 °C

C	0.252	blu / b °F	C _p / a =	0.857
μ	0.0551	lb / ft hr		
λ	0.0162	Btu / ft ² hr °F / ft	(C _p / a) ^{0.9} =	0.902

3 - Coeficientes de película

W 109527 kg/hr
2417815 lb/hr

Relación de flujo $Ch = WC$
 $Ch = 61896.05298 \text{ btu / hr } ^\circ F$

Masa velocidad $G = W / A$
 $G = 3774 \text{ lb / ft}^2 \text{ hr}$

Numero de Reynolds $Re = De G / \mu = 4 m G / \mu$
 $Re = 353.2$

Factor de transferencia de calor $h = h / GC (C_p / k) ^{2/3}$
 $h = 0.097 \text{ Fig. 12.6}$
 $h = h GC / (C m / k) ^{2/3}$
 $h_c = 104.5 \text{ Btu / ft}^2 \text{ hr } ^\circ F$

$\delta = 0.006$ Tabla 12.14 - Ancho de la aleta $\delta = 0.006/12$
 $\delta = 0.0005 \text{ ft}$

aluminio 117 Btu / ft² hr °F / ft

Eficiencia de la aleta η
 $m = (2h / \lambda \delta) ^{1/2}$
 $m = 59.78 \text{ ft}^{-1}$
 $b / 2 = 0.0052$
 $m b / 2 = 0.311$
 $\eta = 0.978$ Tabla 2.1

Eficiencia ponderada de la aleta $\eta_w = 1 - (1 - \eta) S / S_c$
 $1 - \eta = 0.022$
 $(S / S_c) = 0.845$ R2 / R2 Tabla 12.3
 $(S / S_c) (1 - \eta) = 0.019$
 $\eta_w = 1 - (1 - \eta) S / S_c = 0.981$

5 - Coeficiente total de transferencia de calor

$$1 / U_c = 1 / (S_c / S_c) \eta_w h_c + 1 / \eta_w h_c$$

$$1 / U_c = 0.0231$$

$$U_c = 43.3 \text{ Btu / ft}^2 \text{ hr } ^\circ F$$

6 - Obtener R y el NUT y calcular la efectividad actual del calentador
 $R = C_{min} / C_{max} = C_c / Ch$
 $R = 1.009$

$$NUT = (U_c \cdot S_c) / C_{min}$$

$$NUT = 538.57$$

$$\epsilon_{calculada} = 1.69$$

Efectividad requerida

$$\epsilon = (12 - 11) / (11 - 11)$$

$$\epsilon = 0.73$$

Como la efectividad calculada es mayor que la efectividad requerida, el diseño se considera satisfactorio
 $1.69 > 0.73$

3 - Coeficientes de película

W 112307 kg/hr
247918.3223 lb/hr

Relación de flujo $Cc = wc$
 $Cc = 62475 \text{ btu / hr } ^\circ F$

Masa velocidad $G = w / A$
 $G = 3317 \text{ lb / ft}^2 \text{ hr}$

Numero de Reynolds $Re = De G / \mu = 4 m G / \mu$
 $Re = 303.9$

Factor de transferencia de calor $h = h / GC (C_p / k) ^{2/3}$
 $h = 0.099 \text{ Fig. 12.6}$
 $h = h GC / (C m / k) ^{2/3}$
 $h_c = 91.7 \text{ Btu / ft}^2 \text{ hr } ^\circ F$

$\delta = 0.004$ Tabla 12.14 - Ancho de la aleta $\delta = 0.004/12$
 $\delta = 0.000333 \text{ ft}$

aluminio 117 Btu / ft² hr °F / ft

Eficiencia de la aleta η
 $m = (2h / \lambda \delta) ^{1/2}$
 $m = 68.58 \text{ ft}^{-1}$
 $b / 2 = 0.00417$
 $m b / 2 = 0.286$
 $\eta = 0.983$ Tabla 2.1

Eficiencia ponderada de la aleta $\eta_w = 1 - (1 - \eta) S / S_c$
 $1 - \eta = 0.017$
 $(S / S_c) = 0.846$ R2 / R2 Tabla 12.3
 $(S / S_c) (1 - \eta) = 0.014$
 $\eta_w = 1 - (1 - \eta) S / S_c = 0.986$

7 - Cálculo de las caídas de presión

A la entrada tenemos T1 = 519.8 °F

Volumen específico a la entrada

$$v1 = ((460 + 519.8) / 39.55)^3 (14.7 / 14.68)$$

Palm	14.7	psi
P1	14.68	psr
P2	14.3	psi

$$v1 = 24.81 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

A la salida tenemos T2 = 294.8 °F

Volumen específico a la salida

$$v2 = ((460 + 294.8) / 39.55)^3 (14.7 / 14.3)$$

$$v2 = 19.62 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

Volumen específico a la temperatura promedio

$$vm = 1/2 (v1 + v2)$$

$$vm = 22.21 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$v2 / v1 = 0.791$$

$$vm / v1 = 0.895$$

Masa velocidad G' lb / ft² sec

$$G' = G/3600$$

$$G' = 1.05 \text{ lb / ft}^2 \text{ sec}$$

$$(G')^2 = 1.1$$

Coefficiente de contracción

$$Kc = 1.2 \text{ Fig. 12.8}$$

Coefficiente de salida

$$Ke = -0.05 \text{ Fig. 12.8}$$

$$\alpha^2 = 0.196$$

$$1 + Kc = 2.00$$

Para un Re = 353.2, el valor de f es

$$f = 0.1 \text{ Fig. 12.6}$$

$$f^* (S/A)^2 (vm/v1) = 879.06$$

$$2^* ((v2/v1) - 1) = -0.42$$

$$(1 - \alpha^2 - Ke)^2 (v2/v1) = -0.67$$

$$\text{Total de las últimas 4 entradas} = 879.97$$

$$\Delta P/P1 = (G')^2 v1 / 2gc P1^2 [(1 + Kc + \alpha^2) + 2^* ((v2/v1) - 1) + f^* (S/A)^2 (vm/v1) - (1 - \alpha^2 - Ke)^2 (v2/v1)]$$

$$\Delta P/P1 = ((G')^2 v1 / 2gc P1^2) * 14.40$$

$$\Delta P/P1 = 0.1762$$

$$\Delta P = 2.586 \text{ psi}$$

7 - Cálculo de las caídas de presión

A la entrada tenemos T1 = 176 °F

Volumen específico a la entrada

$$v1 = ((460 + 176) / 39.55)^3 (14.7 / 14.74)$$

Palm	14.7	psi
p1	14.74	psr
p2	14.72	psi

$$v1 = 16.0 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

A la salida tenemos T2 = 426.2 °F

Volumen específico a la salida

$$v2 = ((460 + 426.2) / 39.55)^3 (14.7 / 14.72)$$

$$v2 = 22.38 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

Volumen específico a la temperatura promedio

$$vm = 1/2 (v1 + v2)$$

$$vm = 19.21 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$v2 / v1 = 1.395$$

$$vm / v1 = 1.198$$

Masa velocidad G' lb / ft² sec

$$G' = G/3600$$

$$G' = 0.92 \text{ lb / ft}^2 \text{ sec}$$

$$(G')^2 = 0.8$$

Coefficiente de contracción

$$Kc = 1.22 \text{ Fig. 12.8}$$

Coefficiente de salida

$$Ke = 0.05 \text{ Fig. 12.8}$$

$$\alpha^2 = 0.205$$

$$1 + Kc = 2.02$$

Para un Re = 379.8, el valor de f es

$$f = 0.11 \text{ Fig. 12.6}$$

$$f^* (S/A)^2 (vm/v1) = 1370.74$$

$$2^* ((v2/v1) - 1) = 0.79$$

$$(1 - \alpha^2 - Ke)^2 (v2/v1) = -1.04$$

$$\text{Total de las últimas 4 entradas} = 1372.50$$

$$\Delta P/P1 = (G')^2 v1 / 2gc P1^2 [(1 + Kc + \alpha^2) + 2^* ((v2/v1) - 1) + f^* (S/A)^2 (vm/v1) - (1 - \alpha^2 - Ke)^2 (v2/v1)]$$

$$\Delta P/P1 = ((G')^2 v1 / 2gc P1^2) * 10$$

$$\Delta P/P1 = 0.1367$$

$$\Delta P = 2.01 \text{ psi}$$

Arreglo típico de los platos en un intercambiador de flujo cruzado

595

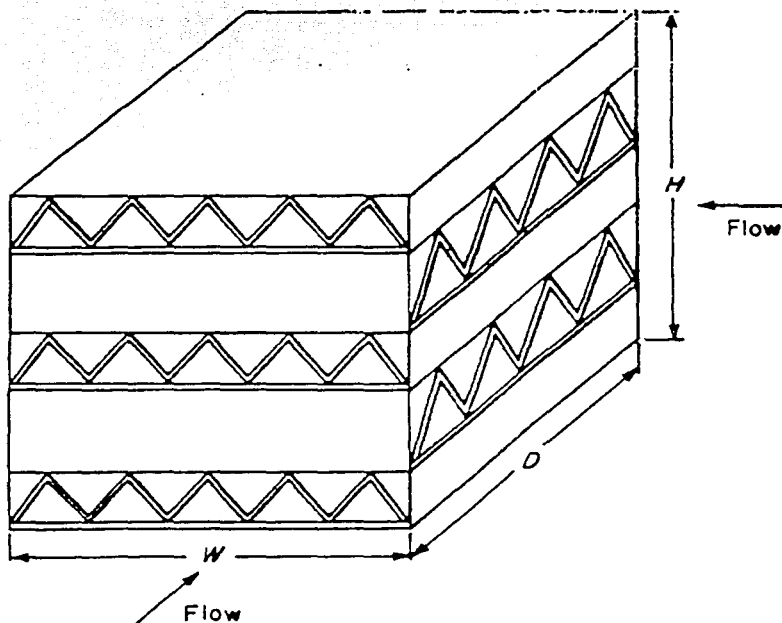


Fig. 12.2 A two-fluid compact heat exchanger with headers removed.

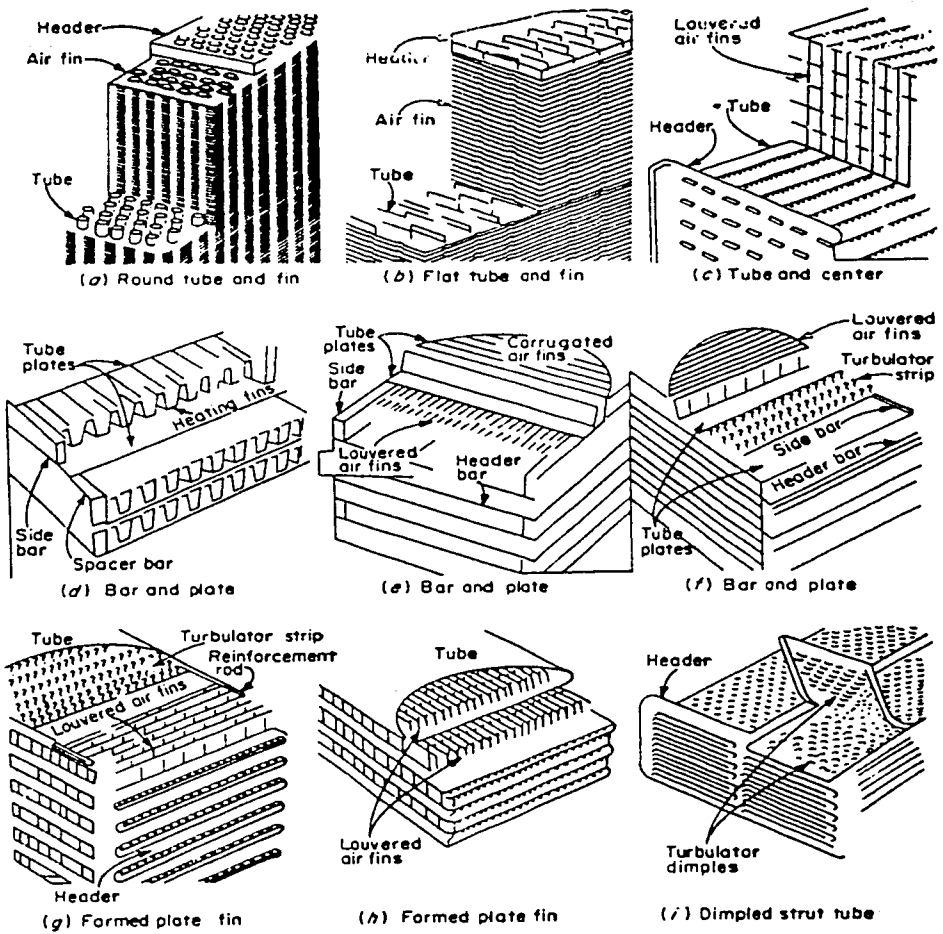


Fig. 12.3 Some compact-heat-exchanger elements. (Harrison Radiator Division.)

Table 12.3 Surface geometry of some plate-fin surfaces

Plain plate fins

<i>Designation</i>	<i>b, in</i>	<i>Fins/in</i>	ϕ , in	r_n , ft	<i>L, in</i>	β , ft ² /ft ³	<i>St/S, ft²/ft²</i>
11.1	0.250	11.10	0.006	0.002530	2.50	367	0.756
15.08	0.418	15.08	0.006	0.002190	6.84	414	0.870
19.86	0.250	19.86	0.006	0.001538	2.51	561	0.849
46.45T	0.100	46.45	0.002	0.000661	2.63	1332.5	0.837

Louvered fins

<i>Designation</i>	<i>b, in</i>	<i>Fins/in</i>	ϕ , in	r_n , ft	<i>Louver spacing, in</i>	<i>Louver gap, in</i>	β , ft ² /ft ³	<i>St/S, ft²/ft²</i>
3/8 - 6.06	0.250	6.06	0.006	0.003650	0.375	0.055	256	0.640
1/2 - 6.06	0.250	6.06	0.006	0.003650	0.500	0.055	256	0.640
3/16 - 11.1	0.250	11.1	0.006	0.002530	0.1875	0.055	367	0.756
3/4 - 11.1	0.250	11.1	0.006	0.002530	0.750	0.040	367	0.756

Strip fins

<i>Designation</i>	<i>b, in</i>	<i>Fins/in</i>	ϕ , in	r_n , ft	<i>L, in</i>	β , ft ² /ft ³	<i>St/S, ft²/ft²</i>
1/8 - 13.95	0.375	13.95	0.010	0.002198	0.125	381	0.840
1/8 - 16.00(D)	0.255	16.00	0.006	0.001528	0.125	550	0.845
1/8 - 19.82(D)	0.205	19.82	0.004	0.001262	0.125	680	0.841
1/8 - 20.06(D)	0.201	20.06	0.004	0.001223	0.125	698	0.843

Wavy and pin fins

<i>Designation</i>	<i>b, in</i>	<i>Fins/in</i>	ϕ , in	r_n , ft	β , ft ² /ft ³	<i>St/S, ft²/ft²</i>	<i>Remarks</i>
11.5 - 3/8 W	0.375	11.50	0.010	0.002482	347	0.822	Length of waves 0.375 in
17.8 - 3/8 W	0.413	17.8	0.006	0.001740	514	0.892	Length of waves 0.375 in
AP - 1	0.240	...	0.040	0.003610	188	0.512	In-line pins
PF - 3	0.750	...	0.031	0.001340	339	0.834	In-line pins

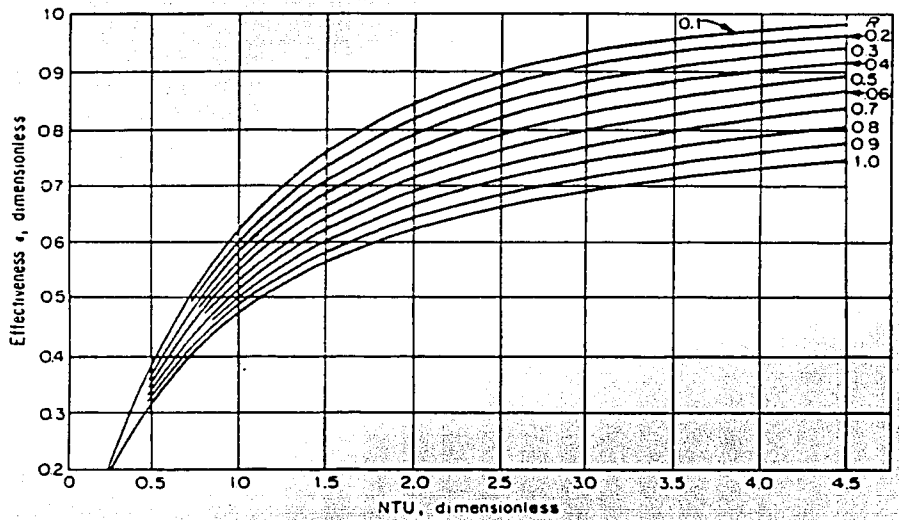


Fig. 12.13 Effectiveness of cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed.

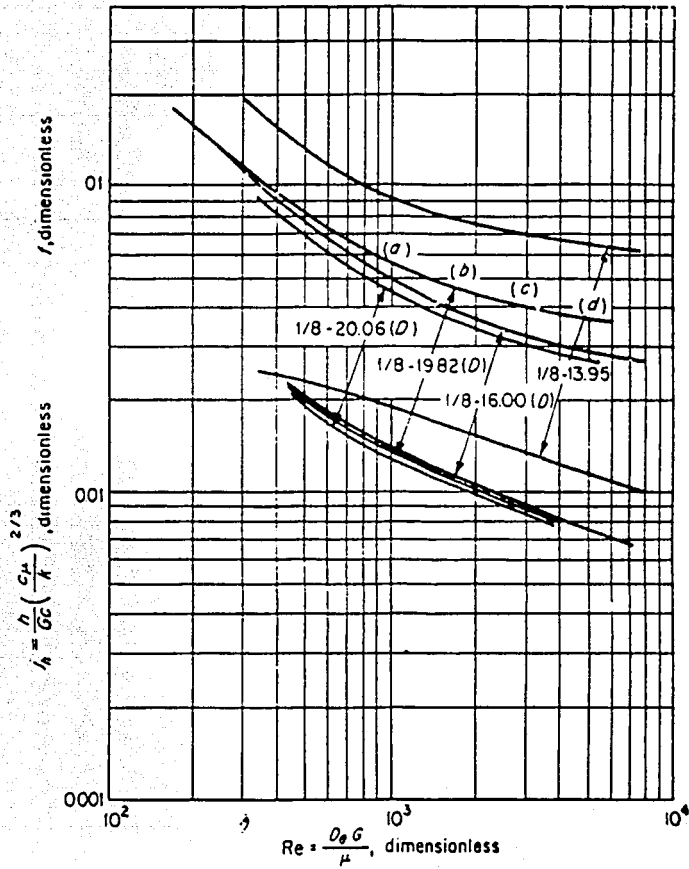


Fig. 12.6 (continued)

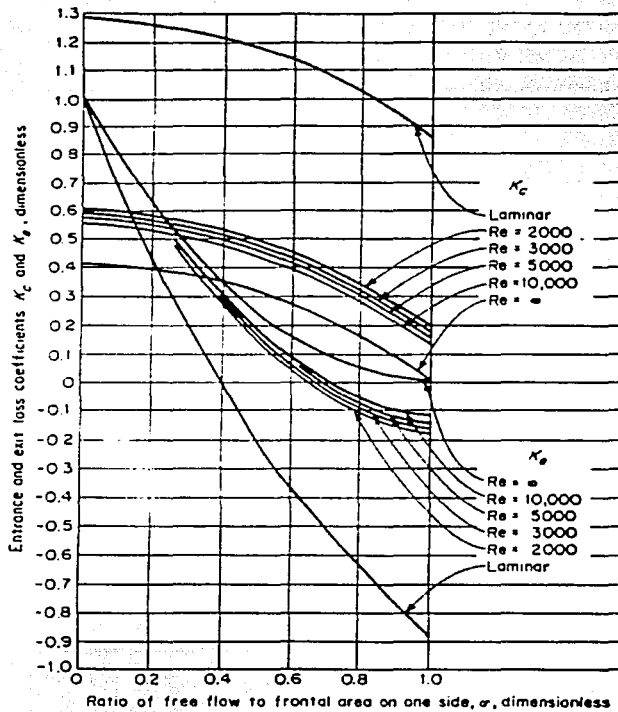


Fig. 12.8 Entrance and exit loss coefficients for flow through plate-fin cores. (Kays, W. M., and A. L. London, "Compact Heat Exchangers," 2d ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1964.)

DATOS DE LAS CORRIENTES DE PROCESO

CORRIENTE	FLUJO MASICO		PM	DENSIDAD	FLUJO VOLUM		AREA DE FLUJO	TRAMO	OBSERVACIONES
	LB/HR	G F			FT3/SEG	FT2			
13	227153	59	28.84	0.0761	828.84	18.42	VTF-PAV	AIRE FRIO	
13	227153	59	28.84	0.0761	828.84	18.42		AIRE FRIO	
13	227153	59	28.84	0.0761	828.84	18.42		AIRE FRIO	
14	227153	176	28.84	0.0621	1015.69	22.57	PAV-PAG	AIRE FRIO	
15	227153	427	28.84	0.0445	1416.53	31.48	PAG-QUEMS	AIRE CALIENTE	
15	227153	427	28.84	0.0445	1416.53	31.48		AIRE CALIENTE	
16	241506	520	30.37	0.0425	1580.26	35.12		GASES CALIENTES	
16	241506	520	30.37	0.0425	1580.26	35.12	CHIM-PAG	GASES CALIENTES	
17	241506	295	30.37	0.0551	1217.44	34.78	PAG-VTI	GASES FRIOS	
17	241506	295	30.37	0.0551	1217.44	34.78	VTI-CHIM	GASES FRIOS	
4 A	68145.9	176	28.84	0.0621	304.71	6.77		AIRE FRIO BY PASS	
17	241506	295	30.37	0.0551	1217.44	27.05		GASES FRIOS	
12	68145.9	176	28.84	0.0621	304.71	60.10	CHIMENEA	GASES FRIOS	
13	241506	520	30.37	0.0425	1580.26	35.12		GASES CALIENTES	
21	241506	1720	30.37	0.0191	3515.27	N.A.		GASES CAL / PUENTE	
15	138563	427	30.37	0.0469	820.63	27.35	CAB-QUEM	ALIM CELDA A + C	
15	108079	427	30.37	0.0469	640.09	21.34	CAB-QUEM	ALIM CELDA A	
15	54040	520	30.37	0.0425	353.60	11.79	CAB-QUEM	ALIM A 5 QUEM	
15	10808	520	30.37	0.0425	70.72	2.36	CAB-QUEM	ALIM A CADA QUEM	
EM	5	5	4	4	5	5	3	3	
A	A		B		C		D		

COMPOSICIÓN DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN

AIRE			GASES CON 20% EXC. AIRE		Q PREC DE AIRE BTU/HR	17,317,562
LB MOL	PM	LB	LB	LB MOL		
21	32	672	134.4	4.2		
79	28	2212	2543.8	90.85		
0	44	0	672	15.27		
100	28.84	2884	3350.2	110.32		
PESO MOL				30.37		

COEFICIENTES EN ACCESORIOS

ACCESORIO	LOCALIZACION	COEFIC	CANTIDAD	COEF TOT	FLUIDO
CONTRACCION	CHIMENEA-DUCTO	0.34	1	0.34	GASES CALIENTES
CAMBIO DIRECC 90 GR	CHIMENEA-DUCTO	0.25	1	0.25	GASES CALIENTES
CODOS 90 GR RECTANG	DUCTO CHIM/PAG	0.25	3	0.75	GASES CALIENTES
EXPANSION	DUCTO-PAG	0.81	2	1.62	GASES CALIENTES
COEF TOT GASES CALIENTES				2.96	
CONTRACCION	PAG-DUCTO	0.32	1	0.32	GASES FRIOS
CODOS 90 GR RECTANG	DUCTO VTI	0.25	1	0.25	GASES FRIOS
CONTRACCION	ENTRADA VTI	0.32	2	0.64	GASES FRIOS
EXPANSION	SALIDA VTI	0.28	1	0.28	GASES FRIOS
CODOS 90 GR RECTANG	DUCTO CHIMENEA	0.25	2	0.5	GASES FRIOS
EXPANSION	DUCTO CHIMENEA	0.81	1	0.81	GASES FRIOS
EXPANSION	CHIMENEA AIRE	1.00	1	1	GASES FRIOS
COEF TOT GASES FRIOS				3.8	
EXPANSION	SALIDA VTF	0.28	1	0.28	AIRE FRIO
CODOS 90 GR RECTANG	VTF-PAV	0.25	0	0	AIRE FRIO
COEF TOT AIRE FRIO VTF-PAV				0.28	
EXPANSION	PAV-DUCTO	0.28	1	0.28	AIRE FRIO
CODOS 90 GR RECTANG	VTF-PAV	0.25	0	0	AIRE FRIO
EXPANSION	DUCTO-PAG	0.81	1	0.81	AIRE FRIO
COEF TOT AIRE CALIENTE PAV-PAG				1.09	
CONTRACCION	PAG-DUCTO	0.32	1	0.32	AIRE CALIENTE
CODOS 90 GR RECTANG	DUCTO A CABEZAL	0.25	1	0.25	AIRE CALIENTE
CODOS 90 GR RECTANG	DUCTO A QUEM S	0.25	1	0.25	AIRE CALIENTE
CONTRACCION	CABEZAL A CELDA C	0.32	1	0.32	AIRE CALIENTE
CONTRACCION	CELDA C- CELDA A	0.32	1	0.32	AIRE CALIENTE
CONTRACCION	DUCTO A CADA QUEM R	0.32	1	0.32	AIRE CALIENTE
CODOS 90 GR RECTANG	DUCTO A CADA QUEM R	0.25	1	0.25	AIRE CALIENTE
COEF TOT AIRE CALIENTE PAG-QUEMADORES				1.78	

DATOS DEL CALENTADOR A FUEGO DIRECTO

TIPO		CAJA	LONG DUCTO AIRE FRIO	FT	0
POSICION DE TUBOS		VERTICAL	LONG DCTO AIRE FRIO VTF-PAV	FT	9.8
NUMERO DE CELDAS		4	LONG DCTO AIRE CAL PAV-PAG	FT	9.8
NUMERO DE QUEMADORES		5	LONG DCTO AIRE CAL PAG-QUEMS	FT	32.8
LARGO DE RADIACION	FT	64	LONG DUCTO GASES CAL	FT	98.4
ALT DE RADIACION	FT	55	LONG DUCTO GASES FRIOS	FT	147.6
ALT DE CONVECCION	FT	32	ALTURA PAG	FT	13.1
ALT DUCTO SALIDA DE CHIM	FT	74	ALTURA PAV	FT	6.6
ALT DUCTO RETORNO A CHIM	FT	120	ALT DUCTO AIRE A QUEM'S	FT	9.8
LONGITUD CHIMENEA	FT	95	ALT DUCTO DESC-CHIMENEA	FT	120.0

CÁLCULO DE LAS CAIDAS DE PRESIÓN EN DUCTOS

DUCTO DE AIRE FRIO VTF-PAV							
TRAMOS RECTO		$DP/100 = 3.587 \cdot f \cdot G \cdot G/D/R0$					
ACCESORIOS		$DP = C \cdot 0.002989 \cdot G \cdot G/R0$					
FORMA DEL DUCTO							
RECTANGULAR							
FLUJO MASICO	W	LB/S	68.78	1.09	ANCHO/ALTO		1
AREA DE FLUJO	A	FT ²	18.42		ANCHO	FT	4.29
MASA VELOCIDAD	G	LB/S/FT ²	3.73		ALTO	FT	4.29
DIAMETRO EQUIV	D	IN	51.50		DIAMETRO	FT	4.84
DENSIDAD	RO	LB/FT ³	0.08		VISCOSIDAD	CP	1.22
LONGITUD	L	FT	9.84				
NUMERO DE REYNOLDS			19560.07	FACTOR DE FRICCION f			0.0430
DP/100	W.C.	0.55		DP=	0.0540	W.C.	TRAMO RECTO
SUMA DE COEFICIENTES		0.28		DP=	0.1533	W.C.	ACCESORIOS

DUCTO DE AIRE CALIENTE PAV-PAG

TRAMOS RECTO

DP/100 = 3.587*F°G°D/R0

ACCESORIOS

DP= C°0.002989°G°G/R0

FORMA DEL DUCTO

RECTANGULAR

FLUJO MASICO	W	LB/S	68 78	1 09	ANCHO/ALTO		1
AREA DE FLUJO	A	FT2	22 57		ANCHO	FT	4 75
MASA VELOCIDAD	G	LB/S/FT2	3 05		ALTO	FT	4 75
DIAMETRO EQUIV	D	IN	57 01		DIAMETRO	FT	5 36
DENSIDAD	RO	LB/FT3	0 06		VISCOSIDAD	CP	1 40
LONGITUD	L	FT	9 84				

NUMERO DE REYNOLDS

15353 85

FACTOR DE FRICCION f

0.0430

DP/100 W.C. 0.40

DP= 0.0398 W.C. TRAMO RECTO

SUMA DE COEFICIENTES 1.09

DP= 0.4870 W.C. ACCESORIOS

DUCTO DE AIRE CALIENTE PAG-QUEMS

TRAMOS RECTO

DP/100 = 3.587*F°G°D/R0

ACCESORIOS

DP= C°0.002989°G°G/R0

FORMA DEL DUCTO

RECTANGULAR

FLUJO MASICO	W	LB/S	63 10	1 09	ANCHO/ALTO		2 00
AREA DE FLUJO	A	FT2	31 48		ANCHO	FT	5 61
MASA VELOCIDAD	G	LB/S/FT2	2 00		ALTO	FT	2 81
DIAMETRO EQUIV	D	IN	44 88		DIAMETRO	FT	6 33
DENSIDAD	RO	LB/FT3	0 04		VISCOSIDAD	CP	1 76
LONGITUD	L	FT	32 80				

NUMERO DE REYNOLDS

6318 88

FACTOR DE FRICCION f

0.0430

DP/100 W.C. 0.31

DP= 0.1017 W.C. TRAMO RECTO

SUMA DE COEFICIENTES 0.82

DP= 0.2211 W.C. ACCESORIOS

DUCTO DE AIRE CALIENTE DESDE EL CABEZAL HACIA CELDA A+ CELDA C

TRAMOS RECTO

$DP/100 = 3.587 \cdot \rho \cdot G \cdot D / RO$

ACCESORIOS

$DP = C \cdot 0.002989 \cdot G \cdot G / RO$

FORMA DEL DUCTO

RECTANGULAR

FLUJO MASICO	W	LB/S	38.49	ANCHO/ALTO		1.00
AREA DE FLUJO	A	FT2	27.35	ANCHO	FT	5.23
MASA VELOCIDAD	G	LB/S/FT2	1.41	ALTO	FT	5.23
DIAMETRO EQUIV	D	IN	62.76	DIAMETRO	FT	5.90
DENSIDAD	RO	LB/FT3	0.05	VISCOSIDAD	CP	1.76
LONGITUD	L	FT	30.00			

NUMERO DE REYNOLDS 6202.34 FACTOR DE FRICCION f 0.0430

DP/100 W.C. 0.10

DP= 0.0311 W.C. TRAMO RECTO

SUMA DE COEFICIENTES 0.64

DP= 0.0808 W.C. ACCESORIOS

DUCTO DE AIRE CALIENTE DESDE CELDA C HACIA CELDA A

TRAMOS RECTO

$DP/100 = 3.587 \cdot \rho \cdot G \cdot D / RO$

ACCESORIOS

$DP = C \cdot 0.002989 \cdot G \cdot G / RO$

FORMA DEL DUCTO

RECTANGULAR

FLUJO MASICO	W	LB/S	30.02	ANCHO/ALTO		1.00
AREA DE FLUJO	A	FT2	21.34	ANCHO	FT	4.62
MASA VELOCIDAD	G	LB/S/FT2	1.41	ALTO	FT	4.62
DIAMETRO EQUIV	D	IN	55.43	DIAMETRO	FT	5.21
DENSIDAD	RO	LB/FT3	0.05	VISCOSIDAD	CP	1.12
LONGITUD	L	FT	10.00			

NUMERO DE REYNOLDS 8622.88 FACTOR DE FRICCION f 0.0430

DP/100 W.C. 0.12

DP= 0.0117 W.C. TRAMO RECTO

SUMA DE COEFICIENTES 0.82

DP= 0.1035 W.C. ACCESORIOS

DUCTO DE AIRE CALIENTE HACIA CINCO QUEMADOR

TRAMOS RECTO

DP/100 = 3,587*F*G*D/RO

ACCESORIOS

DP = C*0,002989*G*G/RO

FORMA DEL DUCTO

RECTANGULAR

FLUJO MASICO	W	LB/S	15 01	ANCHO/ALTO		1 00
AREA DE FLUJO	A	FT2	11 79	ANCHO	FT	3 43
MASA VELOCIDAD	G	LB/S/FT2	1 27	ALTO	FT	3 43
DIAMETRO EQUIV	D	IN	41 20	DIAMETRO	FT	3 87
DENSIDAD	RO	LB/FT3	0 04	VISCOSIDAD	CP	1 12
LONGITUD	L	FT	45 00			

NUMERO DE REYNOLDS

5800 78

FACTOR DE FRICCION f

0.0430

DP/100 W.C. 0.14

DP= 0.0644 W.C. TRAMO RECTO

SUMA DE COEFICIENTES 0.57

DP= 0.0651 W.C. ACCESORIOS

DUCTO DE AIRE CALIENTE HACIA CADA QUEMADOR

TRAMOS RECTO

DP/100 = 3,587*F*G*D/RO

ACCESORIOS

DP = C*0,002989*G*G/RO

FORMA DEL DUCTO

RECTANGULAR

FLUJO MASICO	W	LB/S	3 00	ANCHO/ALTO		1 00
AREA DE FLUJO	A	FT2	2 36	ANCHO	FT	1 54
MASA VELOCIDAD	G	LB/S/FT2	1 27	ALTO	FT	1 54
DIAMETRO EQUIV	D	IN	18 42	DIAMETRO	FT	1 73
DENSIDAD	RO	LB/FT3	0 04	VISCOSIDAD	CP	1 12
LONGITUD	L	FT	6 56			

NUMERO DE REYNOLDS

2594.19

FACTOR DE FRICCION f

0.0430

DP/100 W.C. 0.32

DP= 0.0210 W.C. TRAMO RECTO

SUMA DE COEFICIENTES 0.57

DP= 0.0651 W.C. ACCESORIOS

DUCTO DE GASES CALIENTES CHIMENEA-PAG

TRAMOS RECTO

DP/100 = 3.587**G*G/D/RO

ACCESORIOS

DP= C*0.002989*G*G/RO

FORMA DEL DUCTO

CIRCULAR

FLUJO MASICO	W	LB/S	67.09	ANCHO/ALTO		1
AREA DE FLUJO	A	FT2	35.12	ANCHO	FT	5.93
MASA VELOCIDAD	G	LB/S/FT2	1.91	ALTO	FT	5.93
DIAMETRO EQUIV	D	IN	71.11	DIAMETRO	FT	5.69
DENSIDAD	RO	LB/FT3	0.04	VISCOSIDAD	CP	1.89
LONGITUD	L	FT	98.40			
NUMERO DE REYNOLDS	8905.70			FACTOR DE FRICCION f	0.0430	

DP/100 W.C. 0.19

DP= 0.1835 W.C.

TRAMO RECTO

SUMA DE COEFICIENTES 2.96

DP= 0.7606 W.C.

ACCESORIOS

DUCTO DE GASES FRIOS PAG-VTI

TRAMOS RECTO

DP/100 = 3.587**G*G/D/RO

ACCESORIOS

DP= C*0.002989*G*G/RO

FORMA DEL DUCTO

RECTANGULAR

FLUJO MASICO	W	LB/S	73	1.09	ANCHO/ALTO		1
AREA DE FLUJO	A	FT2	34.78		ANCHO	FT	5.90
MASA VELOCIDAD	G	LB/S/FT2	2.10		ALTO	FT	5.90
DIAMETRO EQUIV	D	IN	70.77		DIAMETRO	FT	6.66
DENSIDAD	RO	LB/FT3	0.06		VISCOSIDAD	CP	1.58
LONGITUD	L	FT	20				
NUMERO DE REYNOLDS	11679.86			FACTOR DE FRICCION f	0.0430		

DP/100 W.C. 0.17

DP= 0.3531 W.C.

TRAMO RECTO

SUMA DE COEFICIENTES 1.21

DP= 0.2901 W.C.

ACCESORIOS

DUCTO DE GASES FRIOS VTI-CHIM

TRAMOS RECTO

DP/100 = 3.587*F*G*G/D/RO

ACCESORIOS

DP= C*0.002989*G*G/RO

FORMA DEL DUCTO

RECTANGULAR

FLUJO MASICO	W	LB/S	73	1 09	ANCHO/ALTO		1
AREA DE FLUJO	A	FT2	34 78		ANCHO	FT	5 90
MASA VELOCIDAD	G	LB/S/FT2	2 10		ALTO	FT	5 90
DIAMETRO EQUIV	D	IN	70 77		DIAMETRO	FT	6 66
DENSIDAD	RO	LB/FT3	0 06		VISCOSIDAD	CP	1 58
LONGITUD	L	FT	212 00				
NUMERO DE REYNOLDS			11679 86		FACTOR DE FRICCION f		0.0430

DP/100 | W.C. | | 0.17

202 00 | 0.3705 | W.C. | TRAMO RECTO

SUMA DE COEFICIENTES | 2.59

DP= | 0.6209 | W.C. | ACCESORIOS

SALIDA DE CONVECCION A DUCTO DE GASES CALIENTES

TRAMOS RECTO

DP/100 = 3.587*F*G*G/D/RO

ACCESORIOS

DP= C*0.002989*G*G/RO

FORMA DEL DUCTO

CIRCULAR

FLUJO MASICO	W	LB/S	67		ANCHO/ALTO		1
AREA DE FLUJO	A	FT2	25 95		ANCHO	FT	5 09
MASA VELOCIDAD	G	LB/S/FT2	2 58		ALTO	FT	5 09
DIAMETRO EQUIV	D	IN	61 13		DIAMETRO	FT	5 75
DENSIDAD	RO	LB/FT3	0 04		VISCOSIDAD	CP	1 12
LONGITUD	L	FT	26 24				
NUMERO DE REYNOLDS			17470 07		FACTOR DE FRICCION f		0.0430

DP/100 | W.C. | | 0.40

DP= | 0.1042 | W.C. | TRAMO RECTO

SUMA DE COEFICIENTES | 0.15

DP= | 0.0706 | W.C. | ACCESORIOS

CHIMENEA

TRAMOS RECTO

$DP/100 = 3.587 \cdot \rho \cdot G \cdot G/DRO$

ACCESORIOS

$DP = C \cdot 0.002989 \cdot G \cdot G/R0$

FORMA DEL DUCTO

RECTANGULAR

FLUJO MASICO	W	LB/S	73	1.09	ANCHO/ALTO		1
AREA DE FLUJO	A	FT ²	60.10		ANCHO	FT	7.75
MASA VELOCIDAD	G	LB/S/FT ²	1.22		ALTO	FT	7.75
DIAMETRO EQUIV	D	IN	93.03		DIAMETRO	FT	8.75
DENSIDAD	RO	LB/FT ³	0.06		VISCOSIDAD	CP	1.58
LONGITUD	L	FT	95.00				
NUMERO DE REYNOLDS			8885.57	FACTOR DE FRICCION f			0.0430
DP/100	W.C.	0.04		DP=	0.0423	W.C.	TRAMO RECTO
SUMA DE COEFICIENTES		1.00		DP=	0.0803	W.C.	ACCESORIOS

CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA POR LOS VENTILADORES

1.- VENTILADOR DE TIRO FORZADO

PRESION DE DESCARGA DEL VENTILADOR DE TIRO FORZADO		
CAIDA DE PRESION EN QUEMADORES	0.57	W.C.
CAIDA DE PRESION EN DUCTO A CADA QUEMADOR	0.112	W.C.
CAIDA DE PRESION EN DUCTO DE PAG A QUEMADORES	0.653	W.C.
CAIDA DE PRESION EN DUCTO DE PAV A PAG	0.527	W.C.
CAIDA DE PRESION EN DUCTO DE VTF A PAV	0.207	W.C.
CAIDA DE PRESION EN COMPUERTAS DE CONTROL	0.500	W.C.
CAIDA DE PRESION EN PAV	1.000	W.C.
CAIDA DE PRESION EN PAG	4.000	W.C.
PRESION DE DESCARGA DEL VTF	7.569	W.C.

$$\text{BHP} = (144 \cdot W (\text{FT}^3 / \text{min})) \cdot ((P \text{ descarga} - P \text{ succión}) / \eta_{\text{mecánica}} \cdot 33000)$$

W 1924 m3
 67942.78 ft3
 BHP = 116.2 HP
 P descarga 7.6 in H2O
 0.2743 psia
 P succión 0 in H2O
 0 psia
 $\eta_{\text{mecánica}}$ 0.7

2.- VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO

PRESION DE SUCCION Y DE DESCARGA DEL VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO		
CAIDA DE PRESION EN SECCION DE CONVECCION	0.5	W.C.
CAIDA DE PRESION EN SECCION DE CHIMENEA A DUCTO	0.1747	
CAIDA DE PRESION EN DUCTO CHIMENEA-PAG	0.944	W.C.
CAIDA DE PRESION EN DUCTO DE PAG A VTI	0.643	W.C.
PRESION DE SUCCION DEL VTI	-2.162	
CAIDA DE PRESION EN DUCTO DE VTI A CHIMENEA	0.991	W.C.
CAIDA DE PRESION EN CHIMENEA	0.123	W.C.
CAIDA DE PRESION EN COMPUERTAS DE CONTROL	0.500	W.C.
CAIDA DE PRESION EN PAG	4.000	W.C.
PRESION DE DESCARGA DEL VTI	5.614	W.C.
DIFERENCIA DE PRESIONES EN VTI	7.776	W.C.

$$\text{BHP} = (144 \cdot W (\text{FT}^3 / \text{min})) \cdot ((P \text{ descarga} - P \text{ succión}) / \eta_{\text{mecánica}} \cdot 33000)$$

W 2934 m3
 103609.22 ft3
 BHP = 180.0 HP
 P descarga 5.6 in H2O
 0.2021 psia
 P succión -2.16 in H2O
 -0.0779 psia
 $\eta_{\text{mecánica}}$ 0.7

CONCLUSIONES

El sistema de precalentamiento de aire no es un sistema independiente ya que influye directamente en el diseño del calentador. Su capacidad de recuperar calor esta supeditada a la cantidad de combustible quemado.

Cuando se usa un precalentador de aire se puede disminuir el porcentaje de exceso de aire ya que es más fácil la ignición de la mezcla combustible cuando lleva una cantidad de energía (considerando que hay un buen mezclado del aire con el combustible). Además el aire precalentado hace que la temperatura de la flama sea mayor y por ende existe mejor transferencia de calor, pudiendo subir o bajar la temperatura de los gases de combustión a la salida de la sección de radiación (en comparación con cuando no se usa aire precalentado), dependiendo esto de la cantidad de calor y flux que se requieran en dicha sección.

Una de las primeras consideraciones en el ahorro de energía en cualquier planta de proceso es la recuperación y reutilización de calor ya que aproximadamente el 50% de la energía consumida en la industria es en forma de calor.

Existen tres razones básicas para recuperar calor:

1. La primera de ellas es económica. Puesto que el costo de los combustibles aumenta continuamente, la reutilización de calor es una manera eficaz de reducir los costos de operación de una planta, ya que esto redundará en un menor consumo de combustible.
2. La segunda razón es la disponibilidad de energía. La escasez de combustibles puede provocar interrupciones en el suministro de los mismos.
3. Conservación de fuentes naturales de recursos energéticos. La reutilización de calor permitirá prolongar el tiempo de agotamiento de estos recursos.

Revisando lo anteriormente expuesto, se puede resumir que el recuperar energía en los calentadores a fuego directo:

- a) Es técnicamente realizable ya que la tecnología necesaria para lograrlo no es nueva y se cuenta con ella.
- b) Es económicamente justificable ya que con los precios actuales del petróleo, la inversión adicional requerida se amortiza en un tiempo corto.
- c) Al ser económica y técnicamente realizable, se debe considerar su adición durante la etapa de planeación y diseño de nuevas plantas y también al implementar programas de recuperación de energía en unidades actualmente en operación.

Bibliografía

Publicaciones a las que se hace referencia

AISC

Manual of Steel Construction

ANSI

B31.3 Chemical Plant and Petroleum Refinery Piping

ASTM

C 543 *Specification for Mineral Fiber Blanket and Felt Insulation (Industrial Type)*

C 612 *Specification for Block and Board Thermal Insulation*

Kern, Donald Quentin and Kraus, Allan D., *"Extended Surface Heat Transfer"* ; Mc Graw Hill Book Co., New York, 1972

Kern, Donald Quentin, *"Procesos de Transferencia de Calor"* ; Editorial CECSA, México, 1965

Perry, Robert H. and Chilton, Cecil H., *"Manual del Ingeniero Químico"* ; 5a. Edición, Mc Graw Hill Book Co., México, 1973

CRANE, Co., *"Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías"* ; Mc Graw Hill Book Co., México, 1992

Himmelblau, David M., *"Balances de Materia y Energía"* ; 4ª. Edición, Prentice Hall Inc., México, 1982