



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
APARTADO 1301
Lima - Perú

PROYECTO DE GRADO

Para optar el Título de Ingeniero Mecánico-Electricista.

BACHILLER: Ramón Bernardo Pardo Sandoval

PROMOCION 1962

PROYECTO Y DISEÑO DE UN PRECALENTADOR DE AIRE DE TIPO TUBU-

INDICE

	página
Introducción	6
Ventajas del aire precalentado	7
Clasificación de los calentadores de aire	9
calentador de aire tubular	10
Previsión para la expansión	12
Tamaño de tubos	13
Limitaciones de altas temperaturas	14
" a las bajas "	15
Limpieza del calentador de aire tubular	15
Control de corrosión	17
Calentamiento del aire primario	18
Calentador de aire tipo de placas	19
" " " regenerativo rotativo	20
" " " del tipo espiral de vapor	22
Objeto de la tesis	22
Condiciones de trabajo	23
Cálculo de la superficie de transferencia de calor	24
Análisis del combustible	25
Cálculo del consumo del combustible	25
Combustión	27
Cálculo de la temperatura de los gases de escape a la salida del precalentador	35
Convección	38
Conductancia superficial o pelicular	
Coeficiente superficial de transferencia calorífica para el valor medio hacia el aire.	

	página
Cálculos de la superficie de transferencia de calor y de la longitud de tubos	49
Cálculos del coeficiente general de trasmisión U en función de la superficie del lado del aire	50
Cálculo del coeficiente general U	62
Segundo tanteo	64
Caida de presión de gases y del aire a través del precalentador de aire	67
Cálculo y diseño de la estructura	72
Espezor má económico del aislante térmico de la cubierta	73
Balance térmico del precalentador de aire	78
Placa soporte de los tubos	80
Pantallas deflectoras, placa inferior de los tubos, tolva colectora de ceniza	82
Unión de expansión	83
Cubierta del precalentador de aire	84
Vigas soportes del precalentador de aire	85
Especificaciones de Material y costos, tubos	87
Vigas I, placa portatubos, placa inferior y placas deflectoras	88
Cubierta del precalentador de aire, tolva recolectora de ceniza	89
Unión de expansión, perfil T, barra tirante	90
Material aislante y Lista de Materiales	91
Conclusiones	94
Características del precalentador de aire	95
Bibliografía	96

INTRODUCCION

El calentador de aire en una unidad generadora de vapor utiliza una parte del calor (el cual de otro modo se perdería) del gas de la chimenea u ocasionalmente de alguna otra fuente y agrega este calor al aire requerido para la combustión del combustible. El aire que enfría normalmente las paredes o pisos del hogar, los cuales son algunas veces la fuente de calor para mejorar las condiciones de la combustión, no son considerados como "calentador de aire".

El calentador de aire tuvo su primera aplicación práctica en la Marina, para mejorar la eficiencia de unidades generadoras de vapor. Su primera aplicación data del año 1880. En aquellos tiempos los calentadores eran practicamente todos del tipo tubular. En algunos el gas pasaba a través de los tubos, en otros los tubos servían como pasaje para el aire. Las primeras patentes registradas revelan la invención de grandes calentadores de aire antes que la Industria se hubiese desarrollado a la etapa donde ellos podrían ser usados económicamente.

El calentador de aire tuvo su origen en Europa como en el caso del Economizador que fué usado mucho antes que en los Estados Unidos. La razón para el gran aumento del uso del precalentador de aire no fué debido totalmente a los resultados satisfactorios obtenidos con el precalentador del tipo de placas, sino en el desarrollo de la generación de vapor, dos de estos factores que favorecieron su evolución fueron el quemado del carbón pulverizado y la prospera aplicación en la construcción de calderas de hogar con camisa de agua. Recíprocamente el uso del precalentador de aire ha sido enormemente agrandado el campo de aplicación para ambos hogares con camisa de agua de enfriamiento y quemado de combustible pulverizado para proveer

medio satisfactorio para el secado del carbón durante el proceso de pulverización de modo que puede ser más fácilmente y satisfactorio el manipuleo para el transporte, acarreo y equipo de quemado.

VENTAJAS DEL AIRE PRECALENTADO

El aire precalentado es siempre requerido o justificado en cierto tipo de unidades generadoras de vapor. Practicamente todas las unidades con quemado del carbón pulverizado requieren aire caliente para el secado del combustible y las grandes unidades con quemado de carbón bituminoso en fogones opera más eficientemente con aire precalentado para elevar a temperaturas apropiadas las partes del fogón. El aire precalentado, de cualquier modo no es esencial para las pequeñas unidades con quemado en fogón. La decisión del uso del precalentador de aire, como con muchos equipos componentes en todos los campos, mucho se basa en las condiciones y requerimientos del servicio. Sin embargo su instalación y tamaño dependerá de condiciones económicas y factores de Ingeniería. Los factores económicos son: el costo original del calentador de aire, el costo de operación por el combustible y por la potencia del ventilador, el costo del mantenimiento. Los principales factores de Ingeniería son: el espacio útil, las características del combustible usado, y las temperaturas deseadas para el precalentador de aire y la del gas de escape.

Con los combustibles comunes (carbón, petróleo y gas), la eficiencia total de un caldero incrementa en un 2.5% por cada 100°F de caída en la temperatura del gas de escape del caldero. En terminos de un calentador de aire, esto corresponde a un incremento de aproximadamente 2% por cada 100°F de aumento en la temperatura del aire (Steam its generation and Use pág. 11-15). Un calentador de aire que provee aire

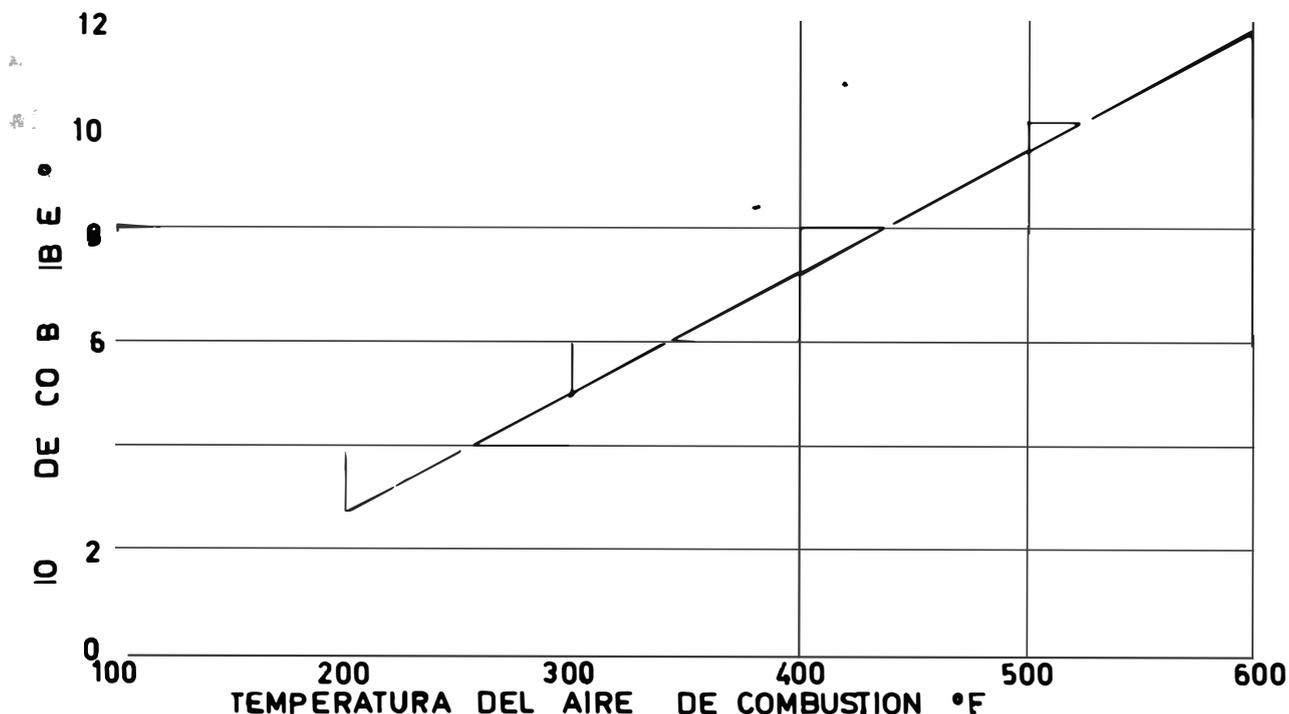


FIGURA N°1 AUMENTO EN LA EFICIENCIA DE LAS CALDERAS CUANDO SE USA AIRE DE COMBUSTION CALENTADO

de combustión a temperaturas superiores a 300°F a menudo efectuarán un ahorro de combustible en un rango que varía desde el 5% hasta el 10%, como se indica en la curva de la Fig. 1 (Steams its generation and use).

Mientras que temperaturas superiores al máximo en el gráfico (600°F) han sido y son usadas en la práctica, y se ha encontrado dificultades para obtener materiales económicos apropiados si es que la temperatura llega a aumentar si este límite es excedido.

En una instalación nueva el uso de un calentador de aire frecuentemente permitirá una reducción en el tamaño de la caldera. Algún ahorro también será posible en el tamaño y costo del equipo del quemador sin perjuicio de la producción total del caldero.

CLASIFICACION DE LOS CALENTADORES DE AIRE

Los calentadores de aire se clasifican de acuerdo a su principio bajo el cual funcionan como: a) calentador de tipo recuperativo; b) calentador de tipo regenerativo. El calor es transferido a el aire desde los gases de la chimenea del caldero o de otras fuentes. Entre los calentadores de aire que han tenido buena aceptación funcionando con el principio recuperativo tenemos los del tipo tubular y el de placas; con el calor proporcionado por; a) los gases de la chimenea del caldero, b) vapor en serpentín, o separadamente con fuego del hogar de la caldera (Steam its generation and use pág. 11-15). Entre los calentadores de aire que funcionan con el principio regenerativo tenemos; el calentador regenerativo rotativo (Ljungstrom) y el difenil, con el calor proporcionado por los gases de la chimenea, y el tipo granular, con calor proporcionado por los gases de la chimenea o un hogar separado.

En el calentador de tipo recuperativo, el calor es transferido directamente de los gases calientes o vapor en un lado de la superficie

el otro lado el aire, uno de los fluidos circulando en uno de los lados, y el otro fluido en el lado opuesto.

se usan tubos, uno de los

bos y el otro por el lado

cas, los fluidos circulan en forma alterna por los pasaj por las placas.

En un calentador del tipo regenerativo, el calor es transf rectamente de los gases calientes a el aire a través de algún medio intermedio que almacena calor, como en el calentador regenerativo rotativo, difenil y granular. El uso del principio de regeneración no

es nuevo. El calentador de aire del tipo regenerativo fué usado en otras industrias. Más adelante ellos fueron usados en la generación de vapor. Para hogares del tipo abierto, fué de práctica común el control del flujo de gases desde el hogar y el flujo del aire a el hogar por el regulador, tal que el flujo de gases calentaría alternativamente una chimenea y entonces el otro el aire, fluyendo a través la chimenea caliente alternativamente, erá calentado por encima de 1000°F antes de entrar a la cámara de combustión. El enladrillado de la chimenea actua como un medio que almacena el calor.

CALENTADOR DE AIRE TUBULAR

Un calentador de aire tubular consiste de un banco de tubos rectos expandidos en los extremos y encerrado dentro de una cubierta de acero apropiada y reforzada. La cubierta funciona como chimenea de gas o de aire y está provista de entradas de admisión y escape para el aire y el gas, producto de la combustión despues que ha salido del caldero, economizador o supercalentador, posee además tolvas, y obstaculos para dirigir el fluido y este varie su dirección. .

Cuando el gas es pasado a través de los tubos, el moderno diseño utiliza el banco en posición vertical (Fig. N° 2). Cuando el aire es pasado a través de ellos, ellos deben ser colocados con sus ejes en posición vertical.

Para la mejor distribución del aire, se colocan los tubos al tresbolillo, y la anchura del calentador de aire se hace que corresponda con la del hogar. La separación entre tubos viene hacer igual al diámetro de los mismos o algo menos.

El diseño más conveniente utiliza el arreglo tal que el gas atravieza

los tubos, y el aire pasa en contracorriente paralela al eje del tubo

Fig. N° 2 Calentador de aire tubular

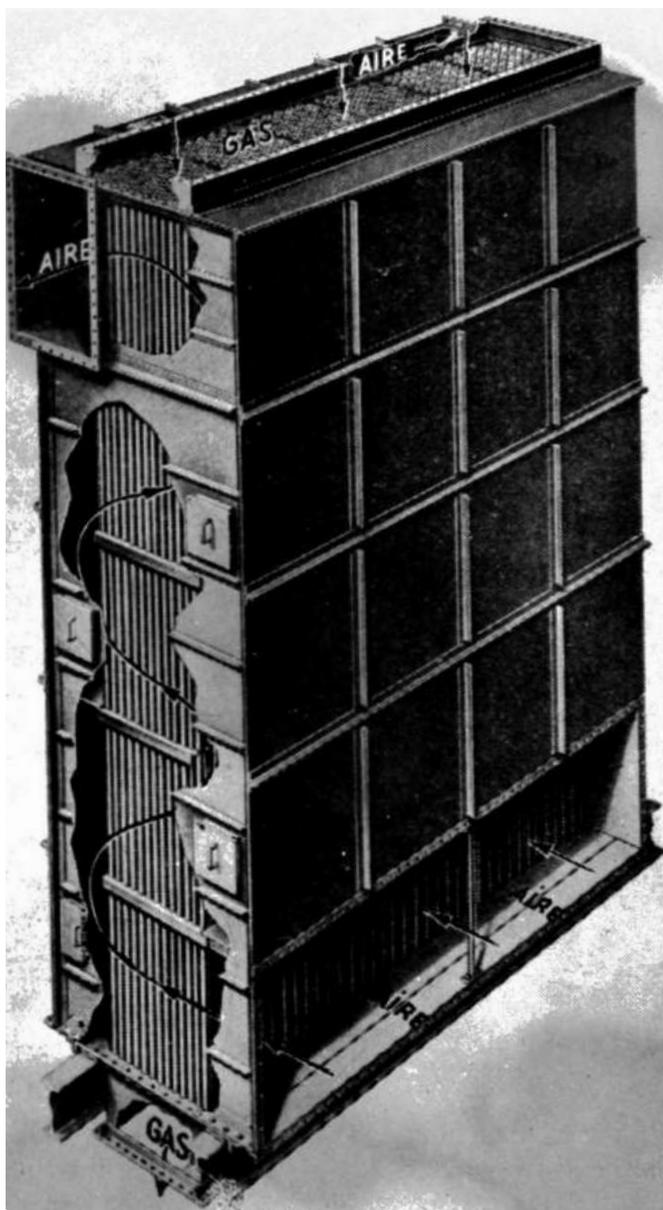


FIG. 4. Calentador de aire C-E.

y exteriormente al tubo. El número de tubos transversales al ancho del calentador se elige tal que el calentador se aproxime al ancho del caldero. El número de tubos en profundidad es entonces seleccionado para dar la velocidad deseada al gas o el aire a través del calen-

tador.

Deben evitarse velocidades extremadamente altas en la admisión y escape del aire para hacer que la altura del aire a la entrada sea considerablemente mayor que la profundidad(o espesor) del calentador. La altura de un calentador de poca profundidad hace más eficiente el uso de la superficie del tubo instalado. La admisión y escape del aire son preferiblemente colocados en lados opuestos para dar al flujo del aire un camino en forma de S.

Se obtiene gran flexibilidad en el diseño de calentadores con el uso de pasos múltiples, por que el performance de un banco dado de tubos es afectado por el número de pasos de aire seleccionado. Incrementando el número de pasos , incrementa la velocidad en el lado del aire, porque el aire fluye transversalmente al eje de los tubos.

La cubierta del precalentador de aire se hace de planchas de acero empernadas a una estructura rígida hecha de barras de acero, ángulos y canales. Hay que tener cuidado en la hermeticidad de la cubierta para evitar un indeseable efecto de las fugas, que produce la necesidad de potencia adicional para el ventilador como la indicada en la Fig. 3.

PREVISION PARA LA EXPANSION

En un calentador tubular, el promedio de la temperatura de los tubos no es la misma como la temperatura media de cubierta; en la construcción, para una relativa expansión entre ellos.

En los calentadores de aire modernos

uno de los extremos de tubos preveer la tubular sería libre de desplazarse con respecto a la debe de llevarse a cabo sin ninguna fuga de aire. Un método es ajustar fuelles flexibles del tipo de conexión de expansión.

este tipo en actual funcionamiento muestran fugas despreciables por medio del análisis del aire o del exceso de CO_2 . Por eso es preferible que sea soldada la unión de los paneles que forman las cubiertas y las tolvas. El calentador de aire del tipo vertical puede estar suspendido de arriba o también puede ser soportado

TAMAÑO DE TUBOS

En la construcción del primer calentador de aire tubular, tubos de diámetros de 2", 2.1/2" y también uniformemente de 3" a 4". Varios factores se involucran en el establecimiento de los tamaños de los tubos de los calentadores de aire. Con tubos de pequeño diámetro la superficie es más efectivamente usada, pero tubos de gran diámetro son fáciles de limpiar. Para calentadores de tubos largos son

rios grandes espacios. Sobre todo el costo, incluyéndolo la manufactura transporte y montaje de los tubos, cubierta y soportes, los costos de construcción tienden a ser mínimos para algún tamaño particular de tubo.

En la práctica para calderos estacionarios se usa generalmente tubos de 2.1/2" y 2", para calderos marinos donde el espacio y el peso están limitados se utiliza económicamente tubos de 1.1/2".

LIMITACIONES DE ALTAS TEMPERATURAS

A temperaturas superiores a los 1000°F ordinariamente se combina el acero al carbono con oxígeno de la atmósfera en la forma de una película de óxido impenetrable la cual actúa como barrera y previene de posteriores oxidaciones. De este modo bajo las condiciones secas procederá por un corto tiempo y luego descenderá rápidamente. Existen aceros resistentes al calor que contienen elementos como cromo, níquel o silicio que permiten establecer capas protectoras hasta de temperaturas de 2000°F. Como quiera, si la ceniza del combustible es depositada en la superficie del metal, y si la temperatura es alta suficiente para fundir todo o parte de la ceniza, esta escoria caliente puede disolver la película protectora, el oxígeno fresco de la combustión de los gases puede penetrar la ceniza para producir más óxido de hierro el cual es tomado inmediatamente en la solución. El régimen de corrosión no uniforme es verdaderamente acelerado bajo la acción de la ceniza caliente producida, obviamente, el régimen de corrosión sobre todo la concentración de oxígeno en los gases de la chimenea, una manera de resolver sería operar el horno sin ningún exceso de aire. Se ha demostrado que esto se aproxima a un remedio, pero en la mayoría de las calderas existentes las cuales no pueden operar con exceso de

geno de 2% ó 3% en el gas de la chimenea, el remedio sería parcial antes que absoluto. Aunque la corrosión puede empezar en el punto de fusión de la ceniza, la velocidad de la corrosión sólo llega a ser peligrosa arriba de los 1500°F, incrementando casi veinticuatro veces la velocidad original a la temperatura de 1700°F. Una buena práctica es limitar la temperatura del gas de entrada entre 850°F y 900°F.

Para altas temperaturas que pueden ser usadas con acero corriente, fierro fundido y aleaciones especiales de acero se usan. Varios tipos de aleaciones apropiadas para un rango de temperatura entre 1000°F y 2000 °F son apropiados, pero el costo de este material rara vez puede ser justificado en un calentador de aire.

LIMITACIONES A LAS BAJAS TEMPERATURAS

Limitaciones a las bajas temperaturas pueden también ser controladas por el diseño y la selección de metales apropiados. En la práctica las plantas de fuerza, tienen un mínimo de limitaciones impuestas por el hecho que el gas combustible contiene vapores condensables que se depositan en los tubos, en la fase líquida, si la temperatura del tubo desciende bajo el punto de rocío. Cuando los primeros calentadores fueron instalados, se pensó que el gas combustible contenía sólo gases estables y sólidos inertes, tales como dióxido de carbono, dióxido de azufre, nitrógeno, vapor de agua, y cenizas. Consecuentemente el cálculo del punto de rocío se hizo solamente para el vapor de agua. Con el promedio del combustible, si el vapor del agua es solamente condensable en el gas combustible, la temperatura del tubo puede ser reducido a un mínimo de seguridad de 150°F. pero es evidente que el anhídrido sulfúrico puede formarse lo cual con la presencia del vapor de a-

agua siempre presente, debe formar el ácido sulfúrico. El punto de rocío del gas conteniendo este ácido es mucho más alto que si el agua estuviese sola presente.

Es demasiado sabido que el contenido de azufre en el combustible, la composición de las cenizas y el método de encendido tienen relación con el punto de rocío, pero el limitado conocimiento de estas variables hace imposible de tener presente o predecir exactamente la temperatura mínima segura del tubo para un calentador de aire. Donde la corrosión ligera es encontrada o anticipada, esta condición puede ser corregida por medio de modificaciones en los arreglos standard, tales como derivación del aire o del gas, recirculación del aire o del gas usando cantidades variables de superficie de calentamiento.

LIMPIEZA DEL CALENTADOR DE AIRE TUBULAR

Es muy difícil predecir la naturaleza y localización de los depósitos en la superficie barrida por los gases en los calentadores de aire de el tipo recuperativo. Estos depósitos ocurren debido a dos causas: primero el asentamiento exterior de la ceniza en la superficie seca de los tubos segundo, acumulación de la ceniza que se humedece por la condensación del vapor.

Hay que tener en cuenta y procurar una distribución uniforme del gas y hay que apreciar la alta velocidad del gas. Inapropiados arreglos de las conexiones y de los ductos de admisión y escape trae algunas veces como consecuencia bajas velocidades en ciertas áreas, provocando taponamientos de los tubos.

Periodicamente debe realizarse la limpieza para lo cual se instalan sopladores de hollín de modo que un chorro de vapor, aire o agua en

algún instante(con el caldero fuera de servicio) pueda ser soplado a través, a cada tubo como sea necesario(o transversalmente a los tubos en caso raro de usar el arreglo de hacer circular los gases exteriormente y transversalmente a los tubos).

Se deben proporcionar amplios ductos para el flujo de los gases. Hay que hacer una buena disposición y arreglo para poder extraer la ceniza gruesa que se acumula en las tolvas, debajo de los tubos.

CONTROL DE CORROSION

La experiencia indica que la corrosión puede ocurrir en los calentadores de aire cuando la temperatura del metal cae debajo de ciertos límites. El contenido de azufre del combustible, el contenido de humedad de los gases y el tipo de combustión todos estos son factores importantes que deben ser considerados. Como quiera, una definida relación entre la temperatura mínima del metal por un lado y las temperaturas del gas y el aire, el combustible y el diseño del calentador de aire por el otro lado han permitido establecer datos de funcionamiento y pruebas de Ingeniería. Es posible obtener un diseño óptimo de calentador de aire tubular con la seguridad adicionada de un control efectivo de la corrosión por la aplicación de uno o más de los siguientes métodos.

- 1.- Desvío de una porción, o todo el aire frío de entrada para incrementar la temperatura de entrada. Esto es especialmente efectivo a pequeñas cargas cuando la temperatura de los gases es baja y peligro de la cercanía del punto de rocío es inminente.
- 2.- Incrementar el espaciamiento de unos cuantos tubos de la fila en el lado de la entrada del aire del calentador de aire para que decrezca el efecto de enfriamiento(por el decrecimiento de la masa que fluye) del aire que llega y entonces mantiene la tempera-

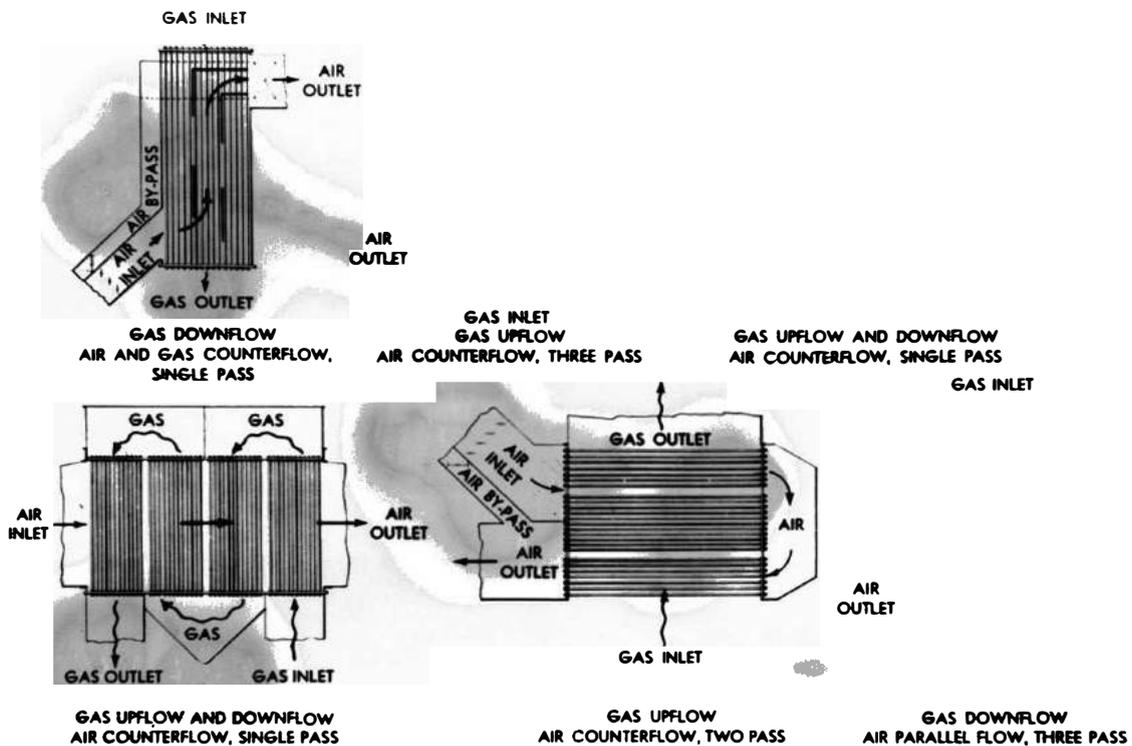
tura de esta zona arriba del punto de rocío.

- 3.- Recircular una porción del aire caliente desde el lado posterior de salida del calentador de aire a la entrada del calentador de aire y así mantener la temperatura del metal en el extremo frío del calentador de aire constantemente arriba del punto de rocío.
- 4.- Usar el flujo paralelo en el calentador de aire, a menudo recomendado para unidades de quemado del carbón en fogones y para unidades de recuperación química en la industria de papel, y así evitar complicaciones del punto de rocío (Fig. 4)

CALENTAMIENTO DEL AIRE PRIMARIO

Ocasionalmente en unidades con quemado de carbón pulverizado es deseable tener una sección separada en el calentador de aire para el calentamiento del aire primario a los pulverizadores, particularmente cuando la temperatura de salida del calor principal es más bajo que el requerido para el buen secado del carbón humedo, tal como el carbón que contiene de 10% a 12% de humedad superficial. La sección de calentamiento del aire primario es entonces diseñada para dar la temperatura requerida al aire. Este arreglo tiene la ventaja adicional de permitir el uso de un pequeño ventilador de tiro forzado para el aire secundario, desde que un simple ventilador de aire frío para limpiar manualmente es usado para todos los pulverizadores de la unidad. Para evitar las complicaciones en el diseño del calentador de aire, raramente se recomienda un calentador de aire primario separado. Cuando la temperatura del aire de salida del calentador principal es bastante alta para los pulverizadores.

CALENTADOR DE AIRE TIPO DE PLACAS



ig. 20. Some arrangements of tubular air heaters to suit various directions of gas and air flow

11-17

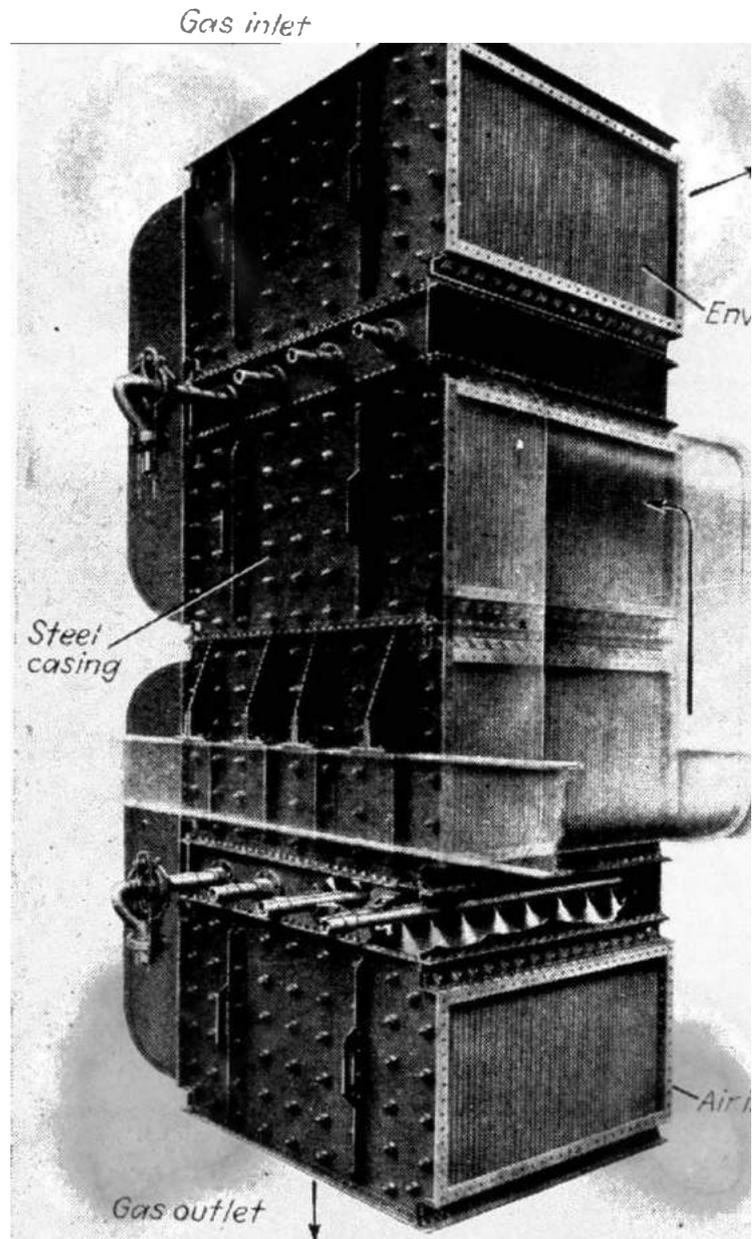
Figura N° 4

Está formado de delgadas placas con pasajes alternados para el gas y para el aire, los pasajes tienen un espaciamiento tal que permita la limpieza, siendo los espaciamientos del aire más angostos que los del gas. El flujo del gas y del aire es en contracorriente.

La admisión y el escape del gas es preferible que estén dispuestos en forma opuesta y en los extremos de los elementos para que el flujo del gas sea a través de una línea recta. La admisión y escape del aire deben ser dispuestas en forma opuesta y de canto a los elementos, de tal manera que el camino por el cual fluye el aire describe una S. Un ejemplo gráfico tenemos en la Fig. N° 5.

Los diseños comerciales difieren principalmente en el método para llenar los espacios del aire de los espacios del gas. El método más

Figura N° 5 Calentador de aire tipo de Placas



conveniente es el de la unión de los elementos con soldadura.

CALFNTADOR DE AIRE REGENERATIVO ROTATIVO

El principal uso de las placas de acero como el mejor medio de almacenaje en un calentador de aire regenerativo fué primero desarrollado y aplicado en Europa. Este tipo y el tubular (recuperativo) son ahora

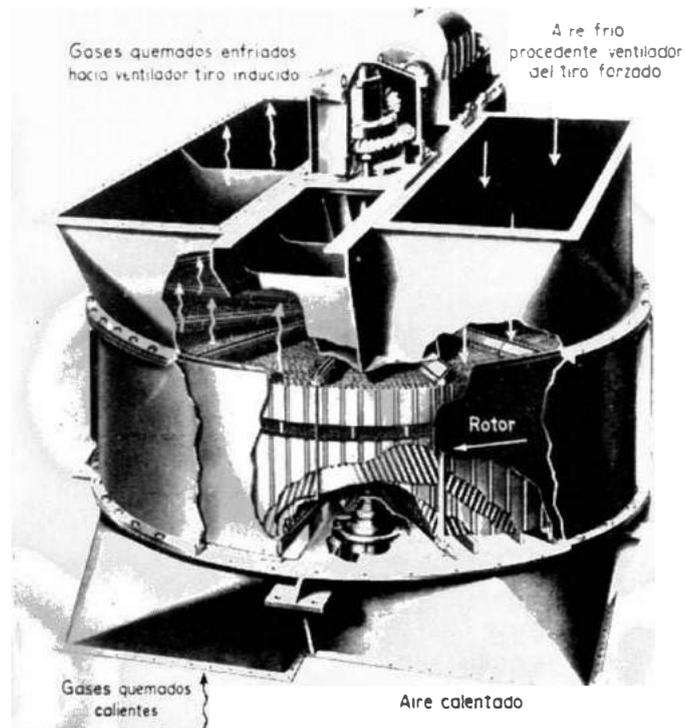


FIG. 5. Calentador de aire regenerativo (Precalentador de aire) Ljungström

Figura N° 6

los dos calentadores más diseñados y usados.

Está formado por placas en forma de segmentos que llenan completamente el círculo alrededor del eje, las placas están soportadas por una estructura adherida al eje rotor que se mueve lentamente (de 2 a 3 revoluciones por minuto). Estas placas pasan progresivamente a través del flujo del gas y son calentadas, entonces, al fluir el aire pasando a través de ellas al desplazarse por el giro eleva el calor del aire antes que el flujo del gas pase por segunda vez. De este modo se mantiene el ciclo regenerativo. Se proveen retenes para reducir el aire de infiltración a el gas. Un calentador de este tipo está ilustrado en la Figura 6.

Se utilizan sopladores de hollín para limpiar los elementos de calentamiento de cenizas y residuos de aceite. Durante el funcionamiento con baja carga, cuando los depósitos tienden a incrementar porque es baja la temperatura del metal, puede desviarse el aire y se le hace recircular.

El calentador de aire regenerativo rotativo (Ljungström) está hecho de un número standard de diámetros y en varias longitudes de los elementos para obtener las temperaturas deseadas de gas y aire para diferentes pesos de gas y aire. Calentadores de aire de este tipo están hechos con el eje del rotor vertical (como el ilustrado) u horizontal. La elección de uno sobre el otro depende del arreglo de los ductos del gas y del aire, y del calor.

CALENTADOR DE AIRE DEL TIPO ESPIRAL DE VAPOR

Después del desarrollo de la combustión de carbón pulverizado hubo alguna demanda para aplicar este tipo de combustión a los calderos existentes. Esta aplicación requirió aire caliente, y no fué siempre posible instalar un calentador de aire en la chimenea de gas. En tales casos comercialmente útiles se adaptaron intercambiadores de calor de vapor a aire para suministrar el calor para el secado y que ado del combustible.

Para reducir la suciedad y corrosión, ocasionalmente se usaron espirales de vapor.

OBJETO DE LA TESIS

Del balance térmico de una caldera hallamos que los gases secos de escape se llevan aproximadamente el 15% (Steam Power Station, Gaffert, página 21) de la energía aportada por el combustible.

La cual puede ser recuperada en parte por un aparato recuperador de

calor, que de otra manera se perdería en la atmósfera.

Tiene por objeto la presente tesis desarrollar el cálculo de un precalentador tubular, el cual aprovechará gran parte de la energía que se llevan los gases de la chimenea, para calentar el aire de combustión, lo que permitirá ahorrar combustible en el caso del petróleo, elevando de esta manera la eficiencia total; en el caso de utilizar el carbón como combustible, se podrá utilizar para eliminar la humedad propia del carbón, permitiendo de este modo mejorar las condiciones de combustión y también se ahorrará cierto porcentaje de combustible.

CONDICIONES DE TRABAJO

Lugar de instalación; Lima

Capacidad de producción de vapor; 40,000 lbs. de vapor por hora

Condición del vapor; recalentado 830°F

Presión de trabajo; 585 Psi.

Combustible; petróleo "Esso" industrial

Clasificación; American Society for Testing Material N° D 396-61T

Grado ; N° 6

Descripción; combustible residual con instalaciones con facilidades para su precalentamiento, tanto para quemarlo como para bombearlo.

Punto de inflamación; 235°F

Agua; trazas

Cenizas (porcentaje por peso); 0.03

Viscosidad a 122°F (Segundos Saybolt Furol); 168

Gravedad A P I; 12.4

Gravedad específica; 0.985

Btu por libra; 18,420

Btu por galón ; 150,800

Temperatura del agua de alimentación; 80°F (asumida)

CALCULO DE LA SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El análisis del combustible a usarse ha sido proporcionado por la International Petroleum Company, oficina de Lima quien acompañó además datos técnicos.

Los combustibles residuales como los petróleos Esso números 5 y 6, están compuestos por las fracciones de petróleo crudo que no se pueden destilar.

Sin embargo, para satisfacer las especificaciones de viscosidad se les incorpora cierta cantidad de fracciones livianas destiladas. Estos dos grados contienen cantidades variables de destilados, los cuales actúan como diluyentes. Como regla general, se debe tener en cuenta que, cuanto más viscoso es un petróleo residual, tanto menor será su contenido de destilado y mayor será, asimismo su peso por unidad de volumen.

Cuando son mayores los porcentajes de residual dentro del combustible, también serán mayores los contenidos de unidades de calor por galón, las cenizas, el azufre, residuos de carbón, etc.

El petróleo Esso N° 6, conocido también en el mercado Internacional como Bunker C, es un combustible residual con muy alto contenido de unidades de calor por galón. Por tratarse de un combustible más pesado, tiene mayor contenido de azufre que los más livianos; sin embargo, es el combustible más adecuados para aquellos sistemas que cuentan con facilidades de precalentamiento y cuyos quemadores están diseñados para quemar lentamente.

ANALISIS DEL COMBUSTIBLE

C	85.6%
H	10.9%
N	0.8%
S	$\frac{2.7\%}{100.00\%}$

CALCULO DEL CONSUMO DEL COMBUSTIBLE

Considerando que vamos a producir 40,000 libras de vapor por hora, recalentado a 830°F y 585 Psi, tendremos que proporcionar el calor suficiente para producir este vapor, calor el cual va a suministrar el combustible a quemarse, la cantidad de calor se calcula por la siguiente expresión.

$$Q_{\underline{}} = W_s(H_s - H_w) \quad (1)$$

en donde; $Q_{\underline{}}$ calor necesario para producir el vapor en Btu/lb

W_s cantidad de vapor a producir, en lb/hora

H_s enthalpía del vapor producido a 830°F y 585 Psi, en Btu/lb

H_w " " agua de alimentación, en Btu/lb

Hallando los valores correspondientes a esta fórmula (1)

$W_s = 40,000$ lb/hora de vapor

$H_s = 1424.03$ Btu/lb (vapor recalentado a 830°F y 585 Psi, obtenido de las tablas de vapores, The Engineers Manual, Hudson, página 306)

H_w El agua de alimentación entra al caldero a una presión de cuando menos 600 Psia, con una temperatura de 80°F y la presión de 0.5069 Psia tenemos agua saturada. Si la temperatura es 80°F y la presión es mayor de 0.5069 Psia (600 Psia nuestro caso), se dice que se trata de un líquido comprimido o subenfriado y su enthalpía aproximada se calcula por la siguiente fórmula (Thermodynamics, Faires, página 286)

$$H_{sub} = H_f + \frac{V_f(P_{act} - P_s)}{J} \quad (2)$$

donde; H_{sub} es la enthalpía del líquido subenfriado, en btu/lb

H_f es la enthalpía del líquido a una temperatura dada, en Btu/lb

V_f es el volumen específico del líquido saturado a la temperatura dada en pies³/lb

P_{act} es la presión actual del líquido, en Psia

P_s es la presión de saturación correspondiente a la temperatura dada, en Psia

J- equivalente mecánico del calor = .778 lb-pies/Btu

$H_f = 48.02$ Btu/lb (The Engineers Manual, Hudson página 306)

$V_f = 0.01608$ pies³/lb

$P_{act} = 600$ Psia

$P_s = 0.5069$ Psia

Reemplazando valores en (2)

$$H_{sub} = \frac{48.02 + 0.01608(600 - 0.5069)144}{.778}$$

Reemplazando valores en (1)

$$Q = 40,000(1424.03 - 49.8) = 40,000 \times 1374.23 = 54'969,200 \text{ Btu/hora}$$

Q, es el calor teórico necesario para producir el vapor a las condiciones dadas, pues en realidad el calor necesario es mayor ya caldera no es 100% eficiente y existen pérdidas.

En nuestro caso la cantidad real del calor necesario será

$Q_r = \frac{Q}{\eta_c}$ (3), donde; η_c es la eficiencia de la caldera, para nuestro caso es 80%, este valor está dado por Steam Power Station, Gaffert

página 225, se ha comprobado que este valor es correcto ya que la planta está en funcionamiento y por medio de un balance térmico de la caldera se ha hallado este valor, entonces $Q_r = \frac{54'969,200}{0.8} = 68'711,500$

Btu/hora. El Qr debe ser proporcionado por el combustible a quemar en este caso el petróleo Esso industrial grado N° 6 cuyo poder calorífico es de 18,420 Btu/lb. Luego el consumo de combustible será

$$W_c = \frac{Q_r}{HHV} = \frac{68'711,500}{18,420} = 3725 \text{ lb/hora (4)}$$

o sea que la producción de vapor por libra de combustible es de

$$\frac{40,000}{3725} = 10.74 \text{ lb de vapor/lb de combustible.}$$

COMBUSTION

La combustión es sinónimo de oxidación y consiste en la unión del oxígeno con una materia combustible.

El objeto de la combustión en el hogar de la caldera es proporcionar en forma ordenada y uniforme la producción de calor que va a ser transmitida a un medio de absorción de calor.

Los grados de la combustión varían ampliamente, conociéndose la combustión lenta y la muy rápida o detonación. En la combustión lenta la producción de calor es tan lenta que no permite un apreciable incremento de la temperatura en un corto periodo. La combustión violenta se caracteriza por un inmediato incremento de presión y temperatura acompañada por una detonación audible.

Uno de los puntos importantes es que debe existir una cantidad correcta de oxígeno que debe ser suministrada por unidad de peso de combustible quemado. Se dice que una combustión es completa cuando el combustible es totalmente oxidado y se libera toda la energía, debe considerarse en la combustión completa la temperatura del hogar que debe ser tal que soporte la combustión. Por otro lado tenemos la combustión incompleta que puede ser debida a: 1) insuficiencia de oxígeno; 2) mezcla imperfecta entre el combustible y el oxígeno; y 3) tempera-

tura demasiado baja para mantener la combustión.

La combustión que tiene lugar en un hogar es intermedia entre la lenta y la muy rápida o detonación (Steam Power Station, Gaffert, página 210).

El oxígeno necesario para la combustión es captado siempre del aire, acompañandoles gran cantidad de nitrógeno, debido a que no es tan fácil la separación de ambos. El oxígeno embotellado se utiliza para determinadas aplicaciones, como, por ejemplo en los sopletes para cortar, en los cuales no pueden permitirse los efectos diluyentes del nitrógeno. Es por lo tanto necesario revisar las propiedades del aire como manantial de oxígeno. En la tabla N° 1 (Producción de Energía, W. H. Severns, página 113) figuran los porcentajes de los principales componentes del aire seco, pero además contiene trazas de muchos otros gases. Cada gas se encuentra en la atmósfera a su presión parcial propia, independientemente de la presión de los otros gases (Ley de Dalton). Cuando los cálculos se efectúan con regla de cálculo se supone que el aire se halla constituido por 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno, en volumen: y por 23.2% de oxígeno y 76.8% de nitrógeno en peso.

Todos los constituyentes, excepto el oxígeno, pueden considerarse en conjunto como un gas inerte cuyo peso molecular es 28.2 en vez de 28.0 que corresponde al nitrógeno puro.

La relación molar entre el nitrógeno y el oxígeno del aire es la misma que su relación volumétrica, debido a que ambos son gases y que se encuentran a la misma temperatura; por lo tanto se tendrá:

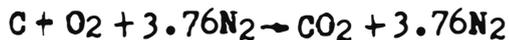
$$\frac{\text{moles } N_2}{\text{moles } O_2} = \frac{79\%}{21\%} = 3.76$$

Reaccionando los componentes de los hidrocarburos obtenemos la com-

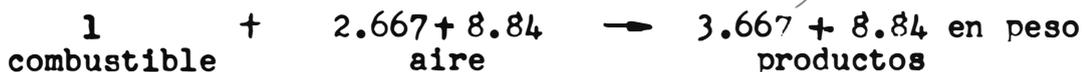
bustión del carbono en el aire que viene representada por la siguiente relación:

TABLA 1

Composición del aire seco			
	en volumen moles	en peso	eso mo.ec ar lb por mol
Carbono	20.99	23.19	
Nitrógeno	78.03	75.47	28.016
Argón	0.94	1.30	39.944
Anhídrido carbónico	0.03	0.04	44.003
Hidrógeno	0.01	0	2.016
Aire seco	100.00	100.00	28.967



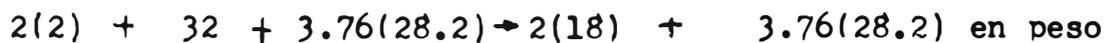
Dividiendo entre 12



Por lo tanto, el aire requerido será:

$$(2.667 + 8.84) / 1 = 11.5 \text{ lbs/por libra de carbono}$$

La combustión del hidrógeno en el aire viene representado por la siguiente relación:



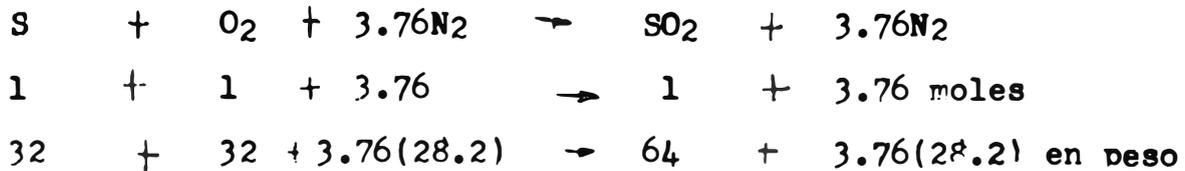
Dividiendo entre 4



Por lo tanto, el aire requerido será:

$$(8 + 26.5)/1 = 34.5 \text{ lbs/por libra de hidrógeno.}$$

La combustión del azufre en el aire da.



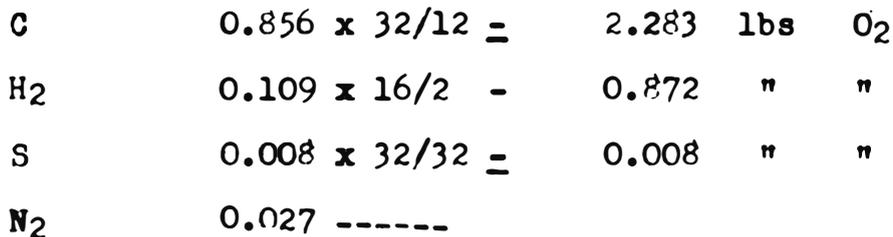
Dividiendo entre 32



Por lo tanto el aire requerido por lb de azufre será

$$(1 + 3.32)/1 = 4.32 \text{ lb.}$$

La combustión del petróleo a utilizarse de acuerdo al análisis



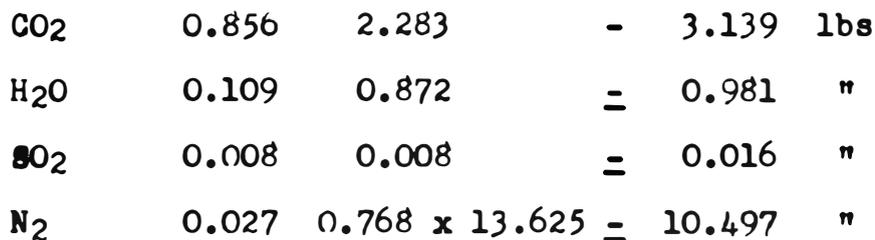
$$1.0 \text{ lb combustible } 3.163 \text{ lbs. de O}_2$$

Recordando que el aire se compone de 23.2% de oxígeno y de 76.8% de nitrógeno, por peso.

$$\text{Aire teórico: } \frac{3.163 \text{ lb de O}_2/\text{lb de combustible}}{0.232 \text{ lb de O}_2/\text{lb de aire}} = 13.65 \text{ lb aire/lb combustible}$$

de combustible.

Los productos de combustión serán entonces:



$$14.633 \text{ lbs. gases lbs combustible}$$

Hasta aquí se ha asumido que cada molécula de combustible entrará en contacto, o reaccionará con la cantidad correcta de oxígeno para efectuar la combustión. Tal mezcla perfecta de combustible y oxígeno no puede efectuarse en una cámara de combustión real. Por lo tanto un cierto exceso de aire debe ser proveído a fin de asegurar que todas las moléculas del combustible encuentren el oxígeno necesario para una combustión completa. Esta cantidad es muy variable dependiendo de muchos factores entre los que se pueden contar; el tipo de quemador, combustible a usarse y cámara de combustión. Una cantidad apreciable de monóxido de carbono en los gases de escape es una indicación que se está proveyendo insuficiente cantidad de oxígeno (se verifica con un analizador de Orsat). En todas las instalaciones de combustión externa se trata de conseguir siempre, la máxima concentración en CO_2 .

En el proyecto de un calentador de aire hay que tener en cuenta las condiciones de funcionamiento. Si la caldera no está en funcionamiento el valor del exceso del aire de la combustión se asume de acuerdo a: el tipo de quemador (Tabla N°7, Steam its generation and Use, Babcock and Wilcox, página 4-10), combustible a usarse (Tabla N° 2, Producción y transmisión de calor Industrial, Mariño, página 118) y cámara de combustión.

TABLA N° 2

$n_{\text{-}}$ coeficiente de exceso de aire

Para combustibles sólidos	$n_{\text{-}}$ 1.5 a	2
" "	líquidos	$n_{\text{-}}$ 1.1 a 1.2
" "	gaseosos	$n_{\text{-}}$ 1.0 a 1.1

Si la caldera está en funcionamiento se comprueba el exceso de aire por medio de un aparato de Orsat que nos permitirá analizar los productos de los gases de escape, hallando los porcentajes de CO₂, O₂, CO, y N₂ presentes en los gases de escape.

Para nuestro caso asumimos un exceso de aire de 20%, que en la realidad se comprueba por medio del análisis de los gases de escape de la planta en funcionamiento, esto significa entonces

$$0.20 \times 13.625 \times 0.232 = 0.632 \text{ lbs de O}_2$$

$$0.20 \times 13.625 \times 0.768 = 2.092 \text{ " "}$$

Entonces los productos de combustión serán:

CO ₂	3.139
H ₂ O	0.981
SO ₂	0.016
N ₂	12.589
O ₂	<u>0.632</u>
	17.357 lbs. gases/lbs combustible

La cantidad real de aire será:

$$13.625 \times 1.2 = 16.35 \text{ lbs. aire/lbs. combustible}$$

$$W_a = 16.35 \text{ lbs. aire/lb comb.} \times 3725 \text{ lbs. comb./hora} = 60,900 \frac{\text{lbs aire}}{\text{hora}}$$

La cantidad total de productos de la combustión (gases de chimenea) serán: $W_g = 17.35 \text{ lbs. gases/lb. comb} \times 3725 \text{ lbs. comb./hora} = 64,625 \text{ lbs. gases/hora.}$

Uno de los principales problemas en el diseño, es conseguir una relación óptima entre, la caída de temperatura del gas y la superficie de transferencia de calor, y las pérdidas.

Desde que la superficie puede ser dispuesta en una infinita variedad

de arreglos, cada una afecta el valor de la caída de la temperatura y las pérdidas.

Una práctica aproxima el resultado, basado en mediciones o la experiencia, es por eso necesario establecer el arreglo de una superficie económica para condiciones especificadas.

De este modo, la superficie de convección se dispone en bancos. Más bien un pequeño rango de diámetros de tubos ha sido establecido como buena práctica (Steam its generation and use, Babcock and Wilcox, página 11-20).

De la experiencia, el espaciamiento del tubo (espaciamiento lateral y espaciamiento posterior) también ha sido establecido dentro de un margen estrecho y regular.

Varios arreglos de superficie y flujo del gas estan representados en la Figura N° 4.

Antes de establecer la temperatura a la salida del gas del precalentador. Es necesario establecer cual es la temperatura del gas correspondiente a su punto de rocío, ya que no se puede permitir que la temperatura del gas caiga debajo de éste límite porque entonces existe el peligro de corrosión.

→ La temperatura de rocío de un gas, es la temperatura de saturación del vapor presente en el gas, correspondiente a la presión parcial de ese vapor en la mezcla.

La presión parcial de acuerdo con la ley de Dalton estará

(Thermodynamics, Faires, página 229)

donde; B_{H_2O} es la fracción volumétrica del vapor de agua.

De la ley de Dalton
$$\frac{P_{H_2O}}{P_{total}} = \frac{N_{H_2O}}{N_{total}} - B_{H_2O}$$

Entonces: El número de moles correspondiente será

CO ₂	3.139/44	= 0.0714
H ₂ O	0.981/18	= 0.0545
SO ₂	0.016/64	= 0.00025
N ₂	12.589/28	= 0.4493
O ₂	0.632/32	= 0.01975
		<u>0.59520</u>

De donde hallamos. $B_{H_2O} = \frac{0.0545}{0.5952} = 0.0915$

Desde que la presión de los gases de escape puede ser asumida como atmosférica, sin mucho error.

$$P_{H_2O} = 0.0915 \times 14.7 = 1.348 \text{ Psia.}$$

La temperatura del vapor de agua a esa presión es 112°F (tablas de vapores, Problems on Thermodynamics, Fairies, página 123).

Según Kent página 7-36, los precalentadores de aire del tipo recuperativo pueden ser considerados estancos, sin embargo en algún caso puede producirse fugas, ya que la presión absoluta del aire dentro del precalentador de aire, es mayor que la del medio ambiente (el ventilador de tiro forzado está antes de la admisión del aire frío que va al precalentador de aire) y en esta circunstancia

suflar mayor cantidad de aire teniendo en cuenta el porcentaje de gas, lo que perjudicará la eficiencia, pues necesitará una mayor potencia del ventilador, como se puede apreciar en la figura N° 3 (Steam its generation and Use, Babcock and Wilcox, página 11-16)

Luego las cantidades reales de aire y gases serán

$$W_a = 60,900 \text{ lbs. aire/hora}$$

$W_g = 64,625$ lb. gases/hora

LA TEMPERATURA DE LOS GASES DE ESCAPE A LA SALIDA DEL
PRECALENTADOR

al balance térmico de la caldera

$$Q_3 = W_g(T_h - T_r)C_h \quad (5) \text{ (Steam Power Stations, Gaffert, página 220)}$$

$Q_3 =$ calor perdido por los humos

$W_g =$ peso de humos que fluyen, en libras /por libra de combustible quemado (según el cálculo de combustión)

$T_h =$ temperatura de salida de los humos en °F. = t_1

$T_r =$ " del aire de combustión que entra en el hogar, en °F. = t_1

$C_h =$ calor específico de los humos, Btu/lb-°F

El calor Q_3 perdido por los humos de la caldera se distribuya de la siguiente manera, parte del calor que recibe el precalentador de aire es aprovechado para calentar el aire de combustión, parte se llevan los gases de escape, y parte es irradiado al medio ambiente.

El cálculo de la temperatura de salida del gas del precalentador se hace utilizando la relación existente entre la caída de temperatura y el aumento de la temperatura del aire.

$$W_g C_g \Delta t_g = W_a C_a \Delta t_a \quad (6)$$

en donde; $W_g =$ flujo de gases, lbs./hora

$C_g =$ calor específico del gas, Btu/lb-°F

$\Delta t_g = t_1 - t_2$, diferencia de temperatura del gas entre la entrada y la salida, en °F

$W_a =$ flujo del aire, lbs./hora

$C_a =$ calor específico del aire, Btu/lb-°F

$\Delta t_a = t_1' - t_2'$, diferencia de temperatura del aire entre la salida y la entrada, °F

Para nuestro caso; $W_a = 60,900$ lb/hora , $t_1' = 80^\circ\text{F}$, $t_2' = 350^\circ\text{F}$,
 $W_g = 64,625$ lb/nora, $t_1 = 650^\circ\text{F}$, $t_2 = ?$, $C_a = ?$, $C_g = ?$

Las masas de aire y de gas no van a tener una temperatura constante, luego para considerar los calores específicos del aire y del gas, ya que estos varían con la temperatura, vamos a considerar como temperaturas de las masas del gas y del aire, a las medias aritméticas de las temperaturas de entrada y de salida al precalentador del gas y del aire respectivamente.

$$\text{Para el aire } \Delta t_{ma} = \frac{350 + 80}{2} = \frac{430}{2} = 215^\circ\text{F}$$

del gráfico de la figura N° 7 , que representa la variación del calor específico del aire con la temperatura (Kent, página 3-59)

se obtiene $C_a = 0.2415$ Btu/lb-°F

Para el gas tenemos dos incógnitas t_2 , y el calor específico, la temperatura de salida del gas del precalentador, la asumimos $t_2 = 500^\circ\text{F}$

y $\Delta t_{mg} = \frac{650 + 500}{2} = \frac{1150}{2} = 575^\circ\text{F}$, del gráfico de la figura N° 8 , que representa la variación del calor específico de los gases de la chimenea con la temperatura, Kent, página 2-49. El calor específico de los gases de la chimenea formado por aceites combustibles varía con la temperatura. F. S. Philo (TRANS. ASME P S P-54 -11, 1932) presenta una curva, la cual muestra que el calor específico varía en línea recta de 0.245 a 300°F a 0.27 a 2000°F

Se obtiene $C_g = 0.252$ Btu/lb-°F

De la ecuación (6) despejamos Δt_g

$$\Delta t_g = \frac{W_a \times C_a \Delta t_a}{W_g \times C_g} \text{ , reemplazando valores hallamos}$$

$$\Delta t_g = \frac{60,900 \times 0.2415 \times 270}{64,625 \times 0.252} = 244^\circ\text{F}, \Delta t_g = t_1 - t_2$$

de donde; $t_2 = t_1 - \Delta t_g = 650 - 244 = 406^\circ\text{F}$, de acuerdo con este valor hallamos C_g , ya que nosotros asumimos $t_2 = 500^\circ\text{F}$

$$\Delta t_{mg} = \frac{650 + 406}{2} = 528^\circ\text{F}, \text{ se obtiene } C_g = 0.2515 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F}$$

con este nuevo valor se halla el verdadero valor de Δt_g

$$\Delta t_g = \frac{60,900 \times 0.2415 \times 270}{64,625 \times 0.2515} = 244.25^\circ\text{F}, \text{ de donde } t_2 = t_1 - \Delta t_g$$

$$t_2 = 650 - 244.25 = 405.75^\circ\text{F}$$

Hasta el presente ha sido buena práctica limitar la temperatura de los gases saliendo del precalentador de aire, los valores hallados por la experiencia, los cuales varían: con el contenido de azufre, del combustible, y el método del quemado. Las curvas de la figura N° 9 muestran la limitación en la temperatura del metal para combustibles con diversos contenidos de azufre (Kent- página, 7-37). El azufre del combustible es primero oxidado a dióxido de azufre y después parcialmente oxidado a trióxido de azufre. El trióxido de azufre en la presencia del vapor de agua produce ácido sulfúrico. El ácido sulfúrico de baja concentración, en la presencia de sulfato férrico, rápidamente ataca al acero.

El valor $t_2 = 405^\circ\text{F}$ es superior a la temperatura de rocío que es igual a 112°F , y también es superior a la temperatura mínima recomendada por el gráfico de la figura N° 9, que de acuerdo al combustible por usar con un contenido de azufre de 2.7% es de 215°F , alejando el peligro de corrosión.

CONVECCION

La transmisión de calor a un fluido (líquidos o gas), o desde un fluido

que fluye sobre la superficie de un cuerpo más caliente o más frío, se efectúa por el proceso conocido como convección. Cuando la circulación se hace más efectiva por algún medio mecánico, como una bomba o un abanico, se le conoce con el nombre de convección forzada (Transmisión del calor, Brown , página 165). En nuestro caso la transmisión del calor se hace de acuerdo a la definición de convección forzada. De la labor de los investigadores en los campos de, flujo de fluidos y de la transmisión del calor, ha surgido y se ha desarrollado el concepto de que cuando un fluido fluye sobre una superficie (ya sea en flujo correntilíneo o turbulento), una película inmóvil se adhiere a la superficie y actúa como un aislador de calor. La experimentación ha demostrado la existencia real de esa película. Generalmente no se hace ningún intento por medir el espesor de la película que puede ser tan delgada, que no sea susceptible de medición o tener varios centésimos de pulgada de espesor; pero en el estudio de la transmisión de calor, puede ser considerada como una barrera de flujo de calor, una barrera que se adhiere a la superficie, aunque es parcialmente arrastrada y, en consecuencia, reducida su efectividad, al aumentar la velocidad del fluido.

En el proceso de transmisión de calor por convección, el calor es de hecho transmitido por conducción a través de la parte inmóvil de la película y después transferido a las partículas en movimiento, y arrastrado y llevado por las corrientes de convección a la masa principal de la corriente del fluido. Sin embargo, en el estudio de la transmisión del calor o convección, el concepto de que la película está completamente inmóvil parece ser el planteamiento menos complicado del problema y, generalmente, el más satisfactorio. Se supone que

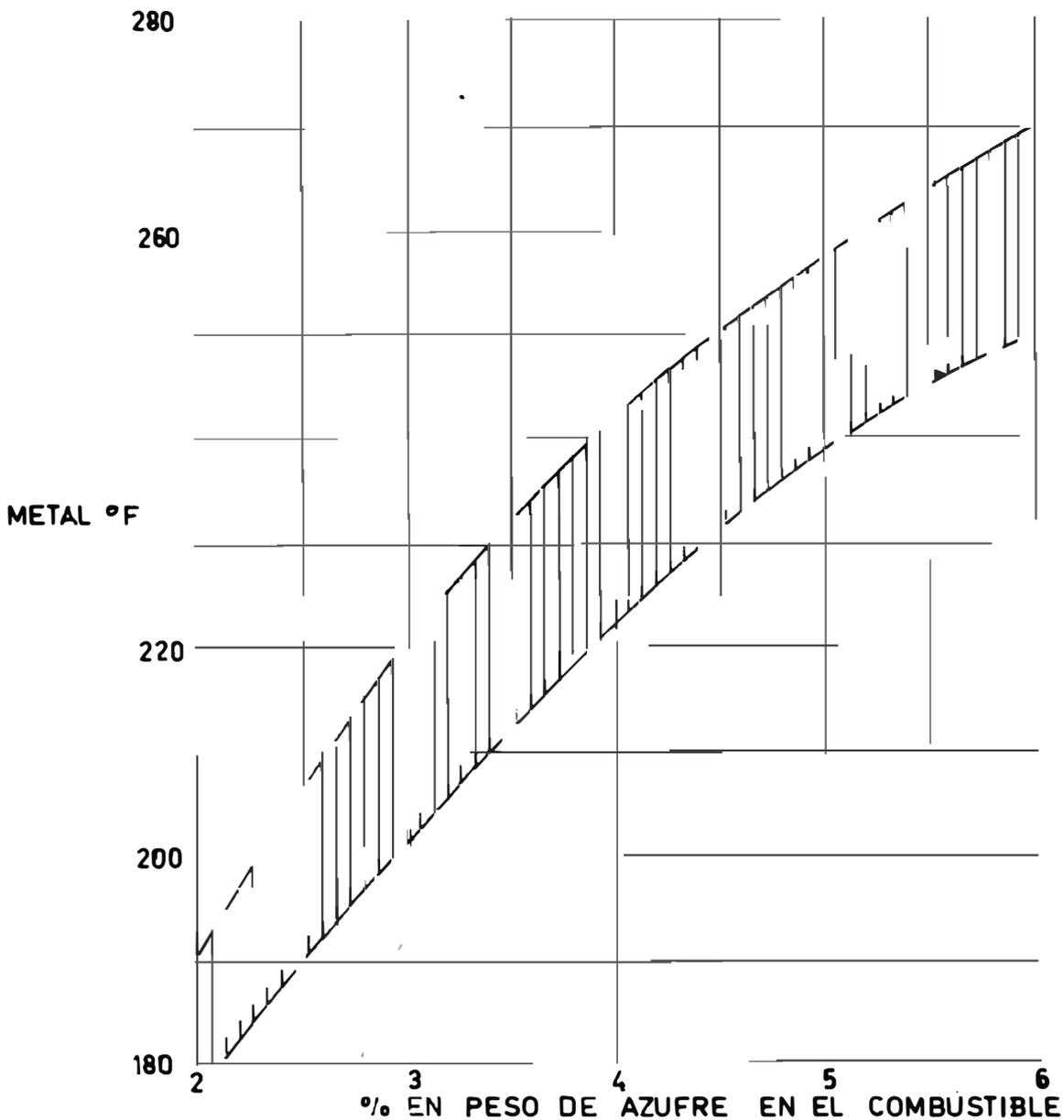


FIGURA N°9 TEMPERATURAS MINIMAS DEL METAL PARA EL CONTENIDO DE AZUFRE [KENT 7-37]

el calor conducido a través de esa película, en proporción a la magnitud y forma de la superficie, al calor específico y conductividad del fluido, a la diferencia de temperaturas a ambos lados de la película y a su espesor que, aunque no se ha medido, se ha visto que depende de su viscosidad y densidad, y de la velocidad de la corriente del fluido (Transmisión de calor, Brown , página 166)

CONDUCTANCIA SUPERFICIAL O PELICULAR

El flujo de calor a través de la película de fluido, que se supone que se adhiere a la superficie de cualquier sólido en contacto con un fluido, puede expresarse como.

$$q = h A (t_1 - t_2) \quad (7) \quad (\text{Brown, página 161})$$

donde; q = velocidad de flujo de calor, expresado en Btu/hora

h = coeficiente superficial (o conductancia pelicular) o velocidad de trasmisión del calor, por unidad de área y por grado de cambio de temperatura, Btu/hora-pie²-°F

A = área de la superficie, en pies cuadrados

$t_1 - t_2$ = diferencia de temperatura a ambos lados de la película, en °F (Brown, página 161)

Los valores del coeficiente superficial de la convección forzada son diversos, varían según; el diámetro de la tubería en que circulan, la velocidad del fluido, densidad del fluido, viscosidad absoluta, conductividad térmica, calor específico

Cuando se supone que el flujo es turbulento para hallar el valor del coeficiente superficial de convección, pueden emplearse tres métodos diferentes. El primero es por medio de un análisis matemático del flujo del fluido, convertido a unidades térmicas, mediante una analogía entre rozamiento de fluidos y trasmisión del calor. El segundo es por medio de la aplicación de los principios de análisis dimensional, juntamente con la introducción de constantes numéricas derivadas de datos experimentales. El tercero, que tiene una aplicación menos general, es mediante representación de datos experimentales por fórmulas puramente empíricas.

Después de una revisión general de los trabajos de varios expe-

rimentadores, Mc Adams ha llegado a la conclusión de que la ecuación

$$h_g = 0.023 \frac{k}{D} \left(\frac{D V \rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.4} \quad (8) , \text{ en Btu/hora-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

muestra una aceptable correlación de sus resultados para la calefacción y refrigeración de varios fluidos en flujo turbulento y en conductos circulares. Esta ecuación es aplicable cuando el número de Reynolds $\left(\frac{D V \rho}{\mu} \right)$ queda dentro del intervalo de 10,000 a 120,000, el de Prandtl $\left(\frac{C_p \mu}{k} \right)$ entre 0.7 y 120, y la longitud del conducto circular es cuando menos 60 diámetros y no es tan grande la diferencia de temperatura de un lado a otro del cuerpo principal. Las propiedades físicas del fluido deben valuarse a la temperatura del cuerpo principal de la corriente (a menudo llamada temperatura de la masa principal).

En la fórmula (8), el número de Reynolds, $\frac{D V \rho}{\mu}$,

D-es el diámetro de la tubería

V- velocidad del fluido

ρ = densidad del fluido

μ = viscosidad del fluido

Todas estas propiedades del fluido tienen magnitudes que deben pertenecer a un sólo sistema de unidades, de tal manera que el número de Reynolds resulta sin dimensiones. Lo mismo sucede con el número de Prandtl $\frac{C_p \mu}{k}$,

donde; C_p = calor específico del fluido a presión constante

μ = viscosidad del fluido

k = conductividad térmica del fluido

En nuestro caso fluye aire exteriormente a los bancos de tubos y se forma una película la cual tiene un coeficiente superficial de convección.

Luego la transmisión de calor del fluido más caliente al más frío depende del coeficiente superficial de convección en el lado del gas, del coeficiente superficial de convección en el lado del aire, además de la conductividad térmica de la pared cilíndrica del tubo.

Haciendo un análisis de nuestro caso en la figura N° 10, igualando la transmisión total de calor con la transmisión a través de las barreras sucesivas. $A_a U_a (t_1 - t_4) = h_g (t_1 - t_2) A_g$ (9)

$$A_a U_a (t_1 - t_4) = \frac{2 k_m (t_2 - t_3)}{\ln(r_3/r_2)} \quad (10)$$

$$A_a U_a (t_1 - t_4) = h_a (t_3 - t_4) A_a \quad (11)$$

trasponiendo términos en cada una de estas tres ecuaciones

$$\frac{A_a U_a (t_1 - t_4)}{A_g h_g} = (t_1 - t_2)$$

$$\ln(r_3/r_2) \frac{A_a U_a (t_1 - t_4)}{2 k_m} = t_2 - t_3$$

$$\frac{A_a U_a (t_1 - t_4)}{A_a h_a} = t_3 - t_4$$

sumando y factorizando

$$U_a \left(\frac{A_a}{A_g h_g} + \frac{A_a \ln(r_3/r_2)}{2 k_m} + \frac{1}{h_a} \right) (t_1 - t_4) = t_1 - t_4$$

o tambien $U_a = \frac{A_a}{h_g A_g} + \frac{A_a \ln(r_3/r_2)}{2 k_m} + \frac{1}{h_a}$

o en función de los diámetros exterior o interior

$$U_a = \frac{D_e}{D_i h_g} + \frac{D_e \ln(D_e/D_i)}{2 k_m} + \frac{1}{h_a} \quad (12), \text{ en Btu/hora-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

Hemos hallado el coeficiente general de transmisión U en función de la superficie externa de los tubos.

Los primeros miembros de las ecuaciones (9), (10), y (11), expresan la transmisión de calor en función de la superficie externa de

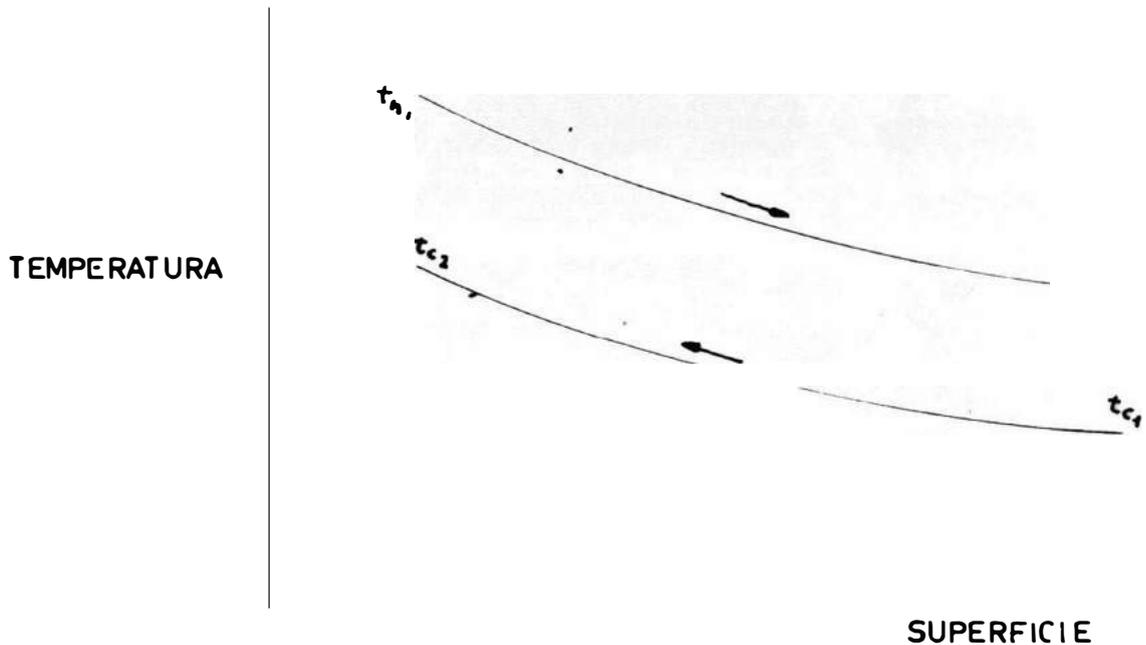


FIGURA N°11 DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA
EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

los tubos, el segundo miembro de la ecuación N° (9) expresa la aplicación de la ley de Newton a través de la película interior del tubo, el segundo miembro de la ecuación N° (10) representa la aplicación de la ley de Fourier a la transmisión de calor por conducción a través de una pared cilíndrica y el de la ecuación N° 11, es la aplicación de la ley de Newton pero considerando la película exterior del tubo. En la ecuación 12, tenemos que:

D_e = diámetro exterior del tubo, pies

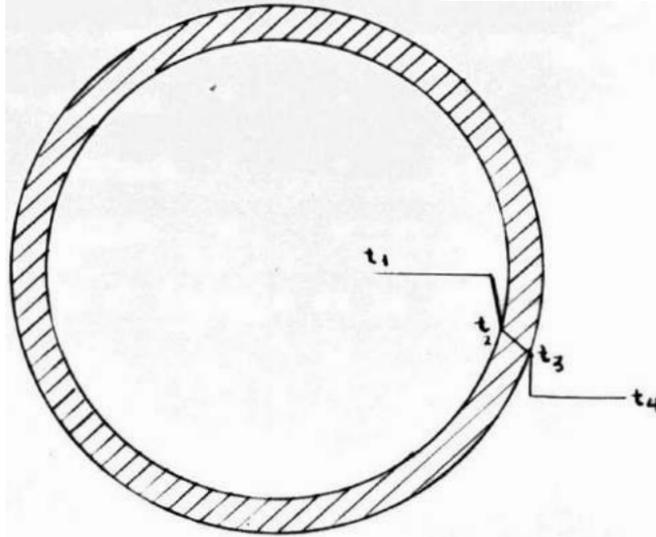
D_i = diámetro interior del tubo, en pies

h_g = coeficiente de transferencia superficial de convección en el lado del gas, en $\text{Btu/hora-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$

k_m = coeficiente de conductividad térmica para la pared del tubo, en $\text{Btu/hora-pie}^2\text{-}^\circ\text{F/pie}$

h_a = coeficiente de transferencia superficial de convección en el lado del aire, en $\text{Btu/hora-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$

FIGURA N°10 DIFERENCIA DE TEMPERATURA FLUJO EN CONTRAFLUJO



La transmisión de calor en un intercambiador de calor en el cual el fluido caliente es enfriado para calentar el fluido frío, está claro que la diferencia de temperatura varía punto a punto, para este caso la transmisión de calor se efectúa bajo la ecuación.

$$q = U S \Delta t_m \quad (13) \quad (\text{Mc Adams, 8-15})$$

donde; q = transmisión total del calor, Btu/hora

U = coeficiente general de transmisión en el lado del aire, en Btu/hora-pie²-°F

S = área de la transferencia de calor en el lado del aire, en pies cuadrados

Δt_m = diferencia de la temperatura media logarítmica. En este caso la diferencia de la temperatura media logarítmica viene dada por.

$$\Delta t_m = \frac{(t_{h1} - t_{c2}) - (t_{h2} - t_{c1})}{\ln \frac{t_{h1} - t_{c2}}{t_{h2} - t_{c1}}} \quad (14) \quad (\text{Mc Adams,})$$

en el presente caso para corriente en contraflujo, según podemos apreciar en la figura N° 11.

Donde; t_{h1} = temperatura de entrada del fluido caliente = t_1
 t_{h2} = temperatura de salida " " " = t_2
 t_{c1} = " " entrada " " frio = t'_1
 t_{c2} = " " salida " " " = t'_2

Para nuestro diseño adoptamos el arreglo de la figura N° 12, uno de los mostrados en la figura N° 4.

COEFICIENTE SUPERFICIAL DE TRANSFERENCIA CALORIFICA PARA EL VALOR MEDIO HACIA EL AIRE

Este coeficiente ha sido calculado a base de datos experimentales referidos al flujo del aire perpendicular a haces de tubos. Como el término $C_p \mu_f / k_f$, era constante, los datos se correlacionaron normalmente para una ecuación del tipo usado en el caso de flujo de aire perpendicular a tubos únicos.

El coeficiente se calcula por la siguiente ecuación

$$\frac{h_m D_o}{k_f} = b_2 \left(\frac{D_o G_{máx}}{\mu_f} \right)^n \quad (15) \quad (\text{Mc Adams, página 285})$$

Donde $G_{máx}$. se calcula para el área libre mínima disponible para la corriente fluida, independientemente de si esta área mínima se presenta en las aberturas transversales o diagonales. En la ecuación

(15). h_m = coeficiente superficial de transferencia calorífica para el valor medio hacia el aire, en Btu/hora-pie²-°F

k_f - conductividad térmica del aire, a la temperatura de la película t_f .

D_o = diámetro exterior del tubo, pies

μ_f = viscosidad absoluta del aire, en lb/hora-pie a la temperatura t_f .

$G_{máx}$ = velocidad de la masa del aire, lb/hora-pie² de sección

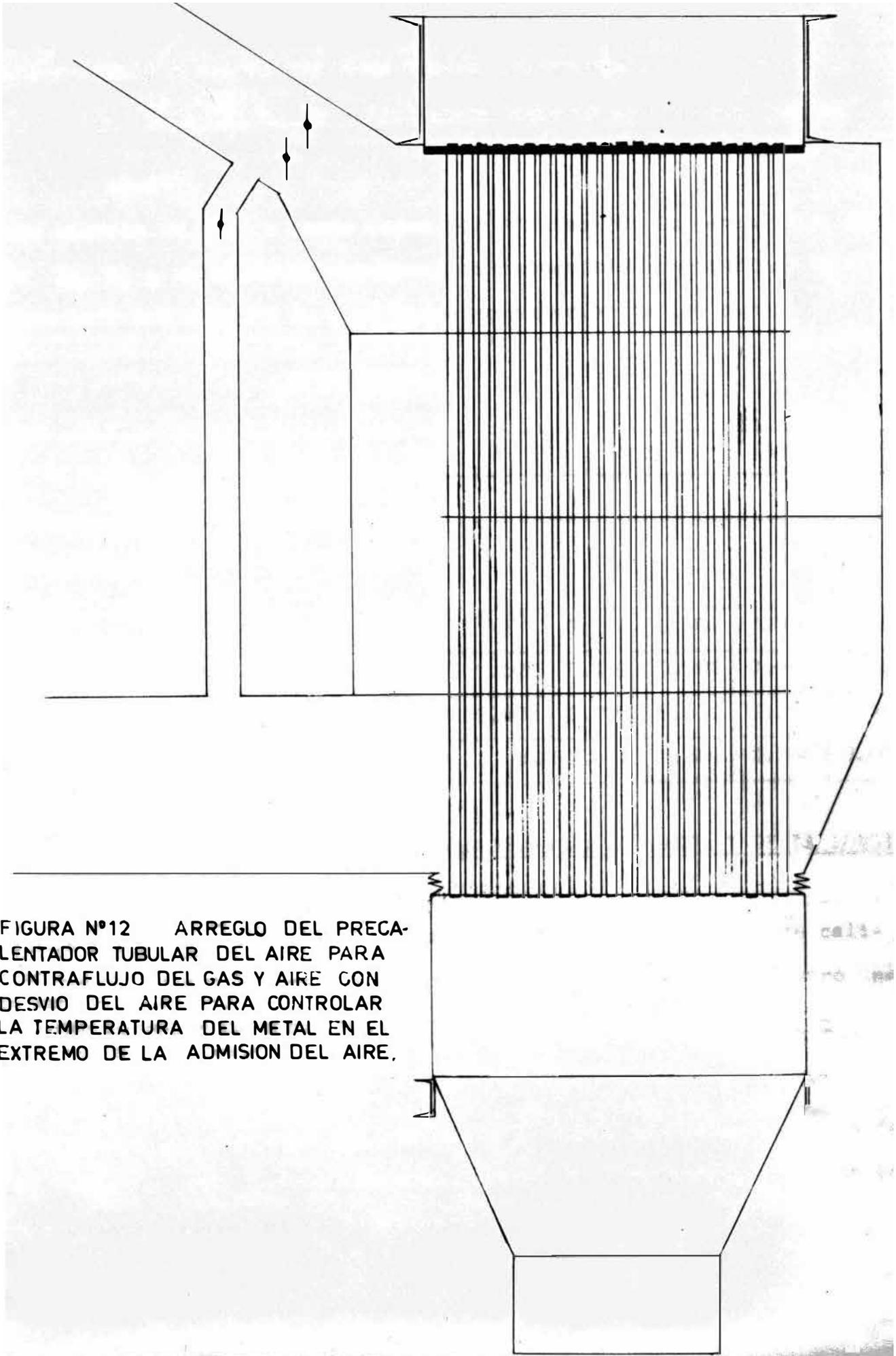


FIGURA N°12 ARREGLO DEL PRECALENTADOR TUBULAR DEL AIRE PARA CONTRAFLUJO DEL GAS Y AIRE CON DESVIO DEL AIRE PARA CONTROLAR LA TEMPERATURA DEL METAL EN EL EXTREMO DE LA ADMISION DEL AIRE.

transversal, a través del área mínima transversal.

$$t_f = \frac{t_1 + t_2}{2} + \frac{t_m}{4}, \quad (16) \text{ según Babcock and Wilcox (página}$$

11-29).

Los valores de b_2 y n estan dados por Grimison en la tabla N° 3, donde $X_L, X_t =$ relación adimensional del espaciado longitudinal S_L o espaciado transversal S_t , al diámetro exterior de los tubos.

$S_L, S_t / D_o$ TABLA N° 3

$X_L = \frac{S_L}{D_o}$	$X_T = 1.25$		$X_T = 1.5$		$X_T = 2$		$X_T = 3$	
	b_2	n	b_2	n	b_2	n	b_2	

En línea

1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608

CALCULOS DE LAS SUPERFICIES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y DE LA LONGITUD DE LOS TUBOS

Vamos a utilizar tubos de 2 pulgadas de diámetro exterior, de calibre N° 14 (B.W.G.), los cuales tienen 1.834 pulgadas de diámetro exterior (espesor de pared 0.0183 pulgadas) que tiene $\frac{\pi (1.834)^2}{4 \times 144} =$

0.01835 pies cuadrados/tubo.

Arreglando los tubos en una hilera de 33 tubos que hacen un ancho de 99 pulgadas, con un espaciamiento lateral de 3 pulgadas, y con un espaciamiento posterior de 3 pulgadas.

Número de tubos en el paso transversal = 33

Flujo de masa del gas, $G_g = W_g/A_g = 9000 \text{ lb/pie}^2\text{-hora}$

" " " " aire, $G_a = W_a/A_a = 5000 \text{ "}$

Entonces: $A_g = \frac{64,625}{9000} = 7.18 \text{ pies cuadrados}$

$A_a = \frac{60,900}{5000} = 12.18 \text{ " "}$

Número total de tubos = $\frac{7.180}{0.01835} = 392 \text{ tubos}$

Número de tubos en profundidad = $\frac{392}{33} = 11.8 \approx 12 \text{ tubos}$

Número real de tubos = $12 \times 33 = 396 \text{ tubos}$

Suma de los diámetros de los tubos = $2 \times 33 = 66 \text{ pulgadas}$

Longitud de tubos = $\frac{12.18}{\frac{99-66}{12}} = \frac{12.18 \times 12}{33} \approx 4.43 \text{ pies}$

Vamos a asumir el uso de tres pasos que hacen una longitud de $4.43 \times 3 = 13.29 \text{ pies}$.

Superficie total (lado del aire) = $\frac{2 \pi \times 13.29 \times 396}{12} = 2756 \text{ pies}^2$

Flujo de masa real del gas = $\frac{64,625}{0.01835} \times \frac{1}{396} = 8890 \text{ lb/pie}^2\text{-hora}$

Este valor de 2756 pies cuadrados hay que chequearlo, con el balance termodinámico, que se obtiene de las ecuaciones (6) y (13)

$$S = \frac{W_g C_g \Delta t_g}{U \Delta t_m} \quad (17)$$

CALCULO DEL COEFICIENTE GENERAL DE TRASMISION U EN FUNCION DE LA

SUPERFICIE DEL LADO DEL AIRE

Este valor se halla por medio de la ecuación N° 12, en la cual tenemos como incógnitas h_g y h_a , k_m , este último lo obtenemos de una tabla de conductividad térmica del acero, para nuestro caso $k_m = 36$

Btu/hora-pie-°F de la tabla N° II-8 de Jakob

h_g = conductancia superficial o pelicular en el lado del gas lo obtenemos por aplicación de la ecuación N° 8 (Mc Adams)

$$h_g = 0.023 \frac{k}{D} (GD)^{0.8} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.4}$$

Esta ecuación se aplica a las condiciones físicas de la masa principal, es decir considerando la temperatura media del fluido t_m .

Para nuestro caso $t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{650 + 405}{2} = 527.5^\circ\text{F}$ la temperatura

media del gas.

El número de Reynolds GD , lo calculamos utilizando $G = 8890 \text{ lb/pie}^2\text{-hr}$ valor que recomienda Babcock and Wilcox (página 11-27), él considera que G debe fluctuar entre 5000 y 10000 $\text{lb/pie}^2\text{-hora}$ para que la caída de presión del gas este dentro límites permisibles.

He hallado varios valores de h_g , para temperaturas de la masa del gas que fluctúan entre 300°F y 700°F , los cuales aparecen en la ta-

calculamos en base de la ecuación N° 15 y de la tabla N° 3.

$$h_a = b_2 \frac{k_f}{D_0} \left(\frac{D_0 G_{\max}}{\mu} \right)^n$$

los valores que se calculan de acuerdo a esta fórmula estan referidos a la temperatura de película del aire, para nuestro caso, $t_1' = 80^\circ\text{F}$, $t_2' = 350^\circ\text{F}$, $t_1 = 650^\circ\text{F}$, $t_2 = 405^\circ\text{F}$ y Δt_m se calcula de acuerdo la ecuación N° 14

$$\Delta t_m = \frac{(650-350) - (405-80)}{\ln \frac{650-350}{405-80}} = \frac{300-325}{\ln \frac{300}{325}} = 309^\circ\text{F}$$

Reemplazando valores en la ecuación N° 16, $t_{fa} = \frac{80+350+309}{2} = 292^\circ\text{F}$

o sea que para nuestro caso el cálculo de h_a lo hacemos en base de $t_{fa} = 292^\circ\text{F}$, y para el número de Reynolds $\left(\frac{G_{\max} D_0}{\mu} \right)$, se utiliza $G_{\max} = 5000 \text{ lb/pie}^2\text{-hora}$ como recomienda Babcock and Wilcox (página 11-27).

Se ha calculado varios valores de h_a , para temperaturas de películas del aire que varían desde 292°F hasta 700°F , los que aparecen en la tabla N° 5.

TABLA N° 5

t_{fa}	k_f/D_0	u_f	$\frac{D_0 G_{\max}}{\mu}$	$(NRe)^n$	h_a
292°F	0.1267	0.0575	14,500	379	11.43
300°F	0.1223	0.058	14,380	378	15.55
350°F	0.1297	0.060	13,700	370	12.00
400°F	0.1362	0.062	13,450	362	12.32
450°F	0.1432	0.065	12,820	350	12.53
500°F	0.15	0.067	12,440	347	13.01
550°F	0.1564	0.0695	12,000	338	13.21
600°F	0.1625	0.072	11,580	330	13.40
650°F	0.1683	0.074	11,270	323	13.58
700°F	0.1747	0.076	10,975	318	13.88

Reemplazando valores en la ecuación N° 12

$$U_a = \frac{D_e}{D_i h_g} + \frac{D_e \ln(D_e/D_i)}{2 \text{ km}} + \frac{1}{h_a} = \frac{1}{\frac{2}{1.834 \times 9.14} + \frac{2 \ln(2/1.834)}{2 \times 12 \times 36} + \frac{1}{11.43}}$$

$$U_a = \frac{1}{0.2071} = 4.84 \text{ Btu/hora-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

Reemplazando valores en la ecuación N° 17

$$S = \frac{W_g C_g \Delta t_g}{U_a \Delta t_m} = \frac{64,625 \times 0.2515 \times 244.25}{4.84 \times 309} = 2665 \text{ pies cuadrados}$$

El valor de la superficie de transferencia hallado por el balance térmico, 2665 pies cuadrados comparado con el valor hallado por el diseño del banco es poco menor, por lo tanto nos cierra el cálculo, quedando estos valores como definitivos en este cálculo. El régimen de transferencia de calor U para precalentadores de aire está dentro del rango permitido, según Kent (página 7-35), que señala valores entre 2.5 y 5.5 Btu/hora-pie²-°F.

En estos cálculos no hemos tenido en cuenta que el interior de los tubos se ensucia con la ceniza de los gases, produciendo la disminución del coeficiente general de trasmisión, no se ha considerado el porcentaje de humedad en el aire y en los gases, ya que no existen en las tablas de valores consultados, haremos un nuevo cálculo utilizando diagramas prácticos obtenidos por la experiencia adquirida durante muchos años por la Compañía Babcock and Wilcox en la construcción de precalentadores de aire.

Según Babcock And Wilcox (página 11-27), el coeficiente general de trasmisión de calor por convección referido al lado del aire (superficie exterior de los tubos) está dado por $U = \frac{1}{\frac{1}{U_g} + \frac{1}{U_{ca}}}$, ejecutando

$$U = \frac{1}{\frac{1}{U_g} + \frac{1}{U_{ca}}} = \frac{U_g \times U_{ca}}{U_g + U_{ca}} \quad (18), \text{ donde; } U_g = \text{coeficiente de conductan-}$$

FIGURA N° 13 FLUJO LONGITUDINAL BASICO, CONDUCTANCIA DE CONVECCION U_{L1} , REFERIDO TANTO AL FLUJO DE MASA DEL GAS COMO DEL AIRE, G , PARA VARIOS DIAMETROS DE TUBOS.

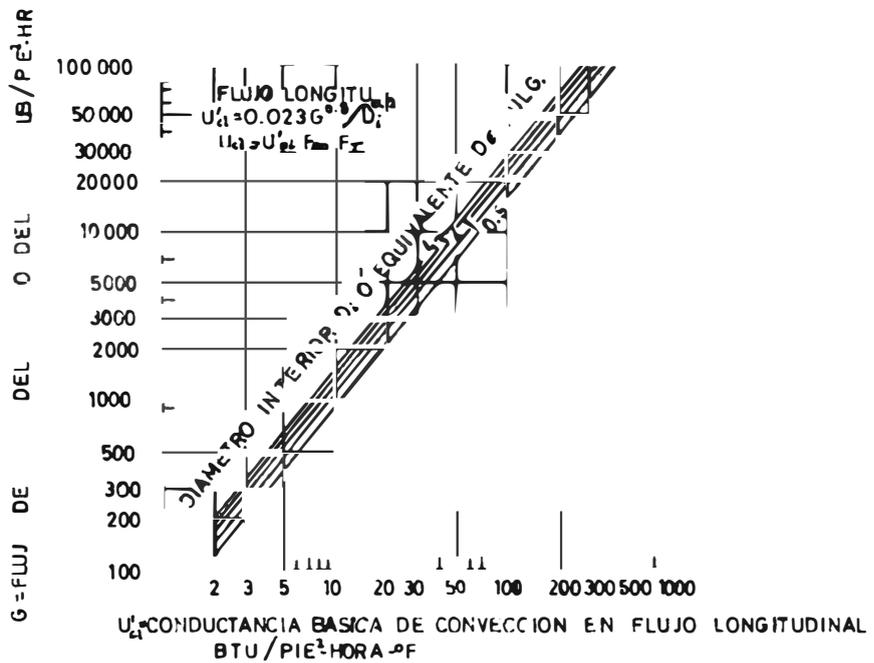


FIGURA N° 14. EFECTO DE LA TEMPERATURA DE PELICULA DEL GAS t_{ig} , SOBRE EL FACTOR DE PROPIEDADES FISICAS, F_{pp} , PARA EL GAS EN FLUJO LONGITUDINAL.

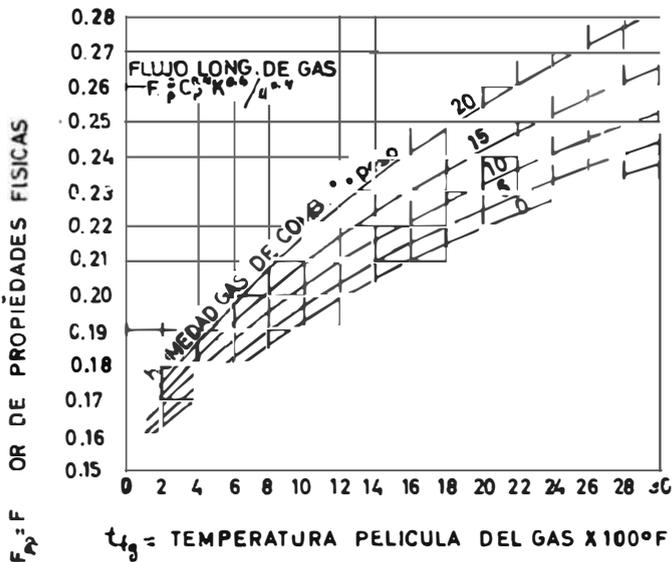
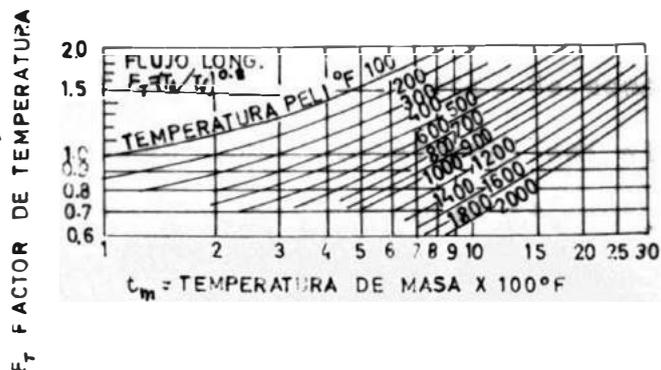


FIGURA N° 15. FACTOR DE TEMPERATURA F_T , POR CONVERSION DE LA MASA DEL FLUJO A LA PELICULA BASE, FLUJO LONGITUDINAL DE GAS O AIRE.



cia pelicular en el lado del gas y es igual a $U_{g_2} = U_{rg} + U_{cg}$ (19) en Btu/hora-pie²-°F, U_{ca_2} coeficiente de conductancia pelicular por convección en el lado del aire. U_{rg_2} coeficiente de conductancia debido a la radiación en el lado del gas, en Btu/hora-pie²-°F, para el caso de precalentadores de aire, Babcock and Wilcox afirma que es una pequeña parte del total y que se puede adoptar como $U_{rg_2} = 0.20$ Btu/hora-pie²-°F, sin error apreciable (página 11-29). = 0.1 16.

U_{cg_2} coeficiente de conductancia pelicular debido a la convección en el lado del gas, en Btu/hora-pie²-°F y que B y W fijan como

$U_{cg_2} = U'_{cl} F_{pp} F_t D_i/D_o$ (20), donde U'_{cl} coeficiente de conductancia básica en flujo longitudinal $U'_{cl} = 0.023 \frac{G^{0.8}}{D_i^{0.2}}$ (21), en Btu/hora-pie²-°F (que se obtiene de la figura N° 13).

F_{pp} factor de propiedades físicas evaluadas a temperatura t_f temperatura promedio de la película, y que tiene el valor de $F_{pp} = \frac{C_p^{0.4} K^{0.6}}{\mu^{0.4}}$

(que se obtiene de la figura N° 14)

F_t factor de temperatura = $(T_b/T_f)^{0.8}$ (22) (se obtiene de la figura N° 15), o sea que el valor de U_{cg} , viene dado por

$U_{cg} = 0.023 \frac{G^{0.8}}{D_i^{0.2}} \times \frac{C_p^{0.4} K^{0.6}}{\mu^{0.4}} (T_b/T_f)^{0.8} D_i/D_o$ (23) que es igual a

$U_{cg} = 0.023 \left(\frac{G D_i}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p K}{\mu} \right)^{0.4} (T_b/T_f)^{0.8} D_i/D_o$ (24) (páginas 7-10 y

11-29), para flujo turbulento en el interior de tuberías el coeficiente de conductancia pelicular debido a la convección referido al lado exterior de los tubos, U_{ca} viene dado por

$U_{ca} = U'_{ca} F_{pp} F_a F_d$ (25), donde U'_{ca} coeficiente de conductancia básica debido a la convección en flujo transversal del aire y que es igual a $U'_{ca} = 0.287 \frac{G^{0.61}}{D_o^{0.39}}$ (26), en Btu/hora-pie²-°F (que se obtiene

de la figura N° 16)

F_{pp} = factor de propiedades físicas evaluado a partir de la temperatura t_f , equivalente a $F_{pp} = C_p^{0.33} K^{0.67} \mu^{0.28}$ (27) (se obtiene de la figura

N° 17)

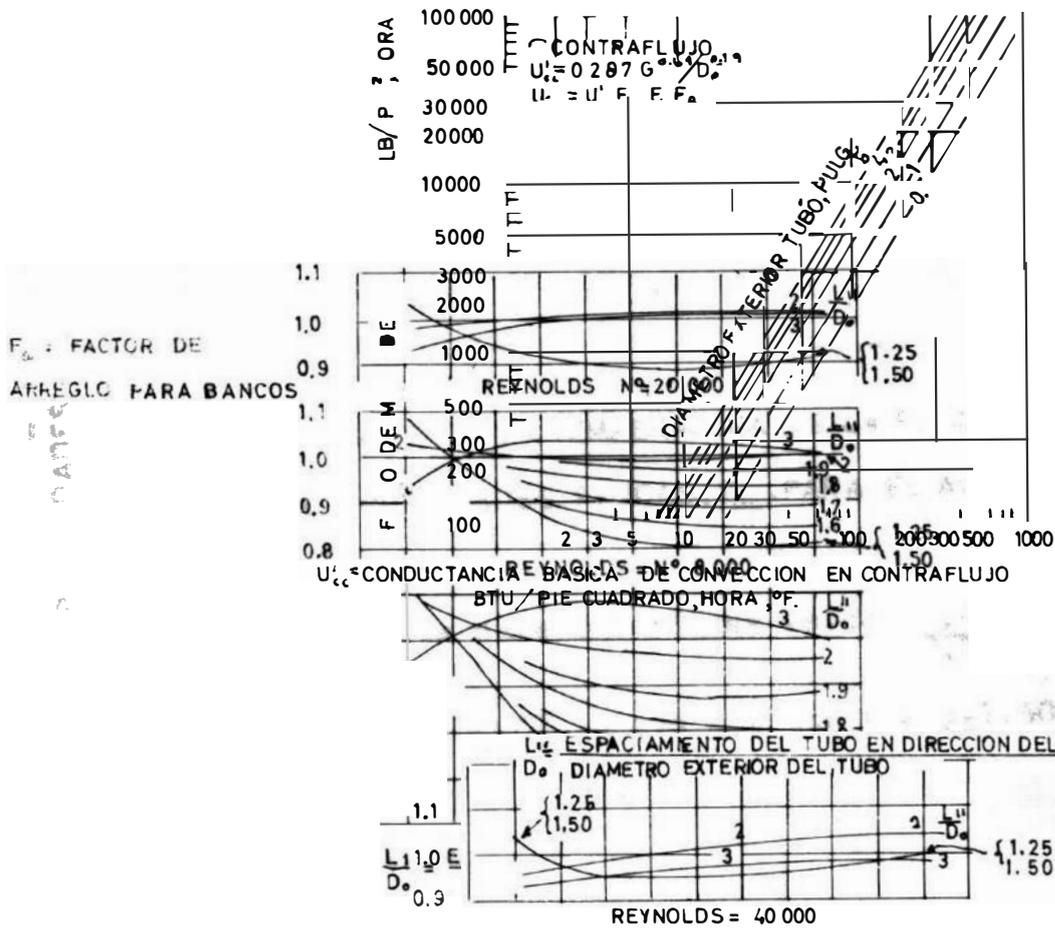
F_a = factor de arreglo (se obtiene de la figura N° 18), el cual corrige por diferencias producidas por el arreglo geométrico de los tubos en el banco, ya que los tubos pueden estar alineados o al tresbolillo.

F_d = factor de profundidad (se obtiene de la figura N° 19) o sea que el valor de U_{ca} viene dado por.

$$U_{ca} = 0.287 \frac{(G D_o)}{k}^{0.61} (C_p \mu)^{0.33} F_a F_d \quad (28) \quad (B \text{ y } W, \text{ página } 7-11)$$

De acuerdo a las ecuaciones dadas por B y W, y con el diseño de la figura N° 12, vamos a calcular la longitud de tubos y la superficie de transferencia de calor. Para nuestro caso $W_g = 64,625$ lb/hora, $W_a = 60,900$ lb/hora, $t_1' = 80^\circ F$, $t_2' = 350^\circ F$, $t_1 = 650^\circ F$, $t_2 = ?$, $C_a = ?$, $C_g = ?$

Vamos a empezar calculando la temperatura de salida del gas, t_2 , para lo cual utilizaremos la relación que existe entre la caída de temperatura del gas, y el aumento de la temperatura del aire dado por la ecuación (b). De la figura N° 20 en la cual se representa el calor específico medio del aire, C_a , entre dos temperaturas t_1' y t_2' a una presión constante de una atmósfera, con los valores de $t_1' = 80^\circ F$, y $t_2' = 350^\circ F$ obtenemos $C_a = 0.244$ Btu/lb-°F. Como no tengo los valores de t_2 y C_g asumo un valor de prueba de t_2 , para un tanteo previo de C_g . Para lo cual utilizo la figura N° 21, la cual representa el calor específico medio de los gases de chimenea C_g , en función de la suma de temperaturas de entrada y salida de los gases, y considerando la humedad en los gases, que varía desde 0% a 20%.



DE TUBOS EN LINEA.

EN
EN CONTRAFLU

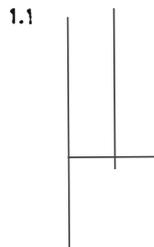


FIGURA N^o 18. FACTOR DE ARREGLO, F_a , COMO ES AFECTADO POR EL NUMERO DE REYNOLDS PARA VARIOS MODELOS DE TUBOS EN LINEA; CONTRAFLUJO DEL GAS O AIRE.

validad de

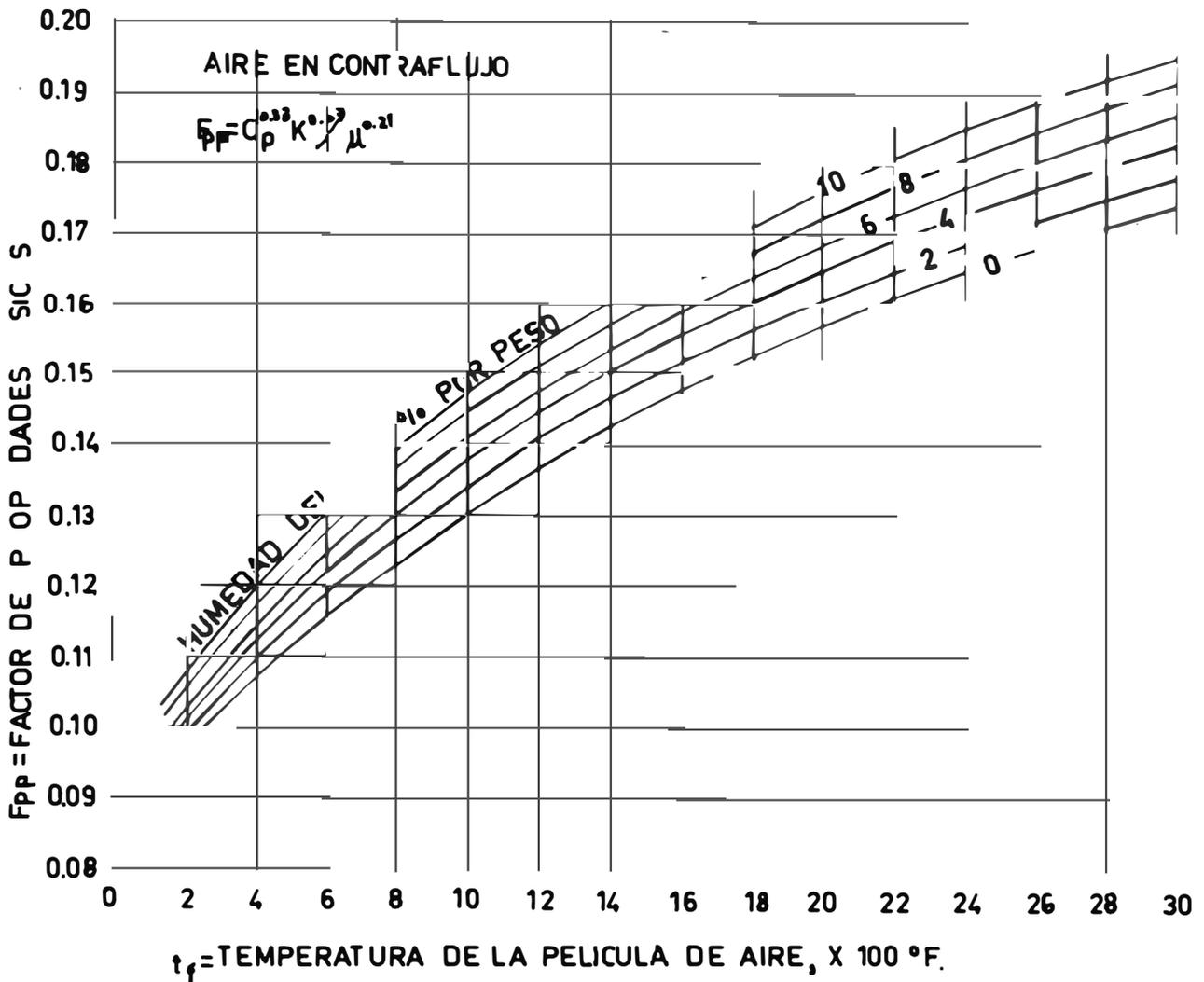


FIGURA N°17 EFECTO DE LA TEMPERATURA DE LA PELICULA, t_f , EN EL FACTOR DE PROPIEDADES FISICAS, F_{pp} , PARA EL AIRE EN CONTRAFLUJO.

En nuestro caso la humedad del gas es de $\frac{0.981 \times 100}{17.357} = 5.65\%$,

$t_1 = 650^\circ\text{F}$, y asumo $t_2 = 500^\circ\text{F}$, o sea que con $t_1 + t_2 = 1150^\circ\text{F}$, y el de la humedad hallo $C_g = 0.27 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F}$, $\Delta t_a = t_2 - t_1 = 270^\circ\text{F}$. Aplicando la ecuación (b), y despejando Δt_g y reemplazando valores obtenemos

$$\Delta t_g = \frac{60900 \times 0.245 \times 270}{66,625 \times 0.27} = 231^\circ\text{F}, \text{ de } \Delta t_g = t_1 - t_2, t_2 = t_1 - \Delta t_g$$

$t_2 = 650 - 231 = 419^\circ\text{F}$. Pero ne supuesto que $t_2 = 500^\circ\text{F}$, y en realidad es 419°F , luego corrigiendo $t_1 + t_2 = 1069^\circ\text{F}$, de la figura N° 21 hallo

FIGURA N°19. FACTOR DE PROFUNDIDAD DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR EL NUMERO DE HILERAS DE TUBOS TRANSVERSALES EN BANCOS EN CONVECCION.

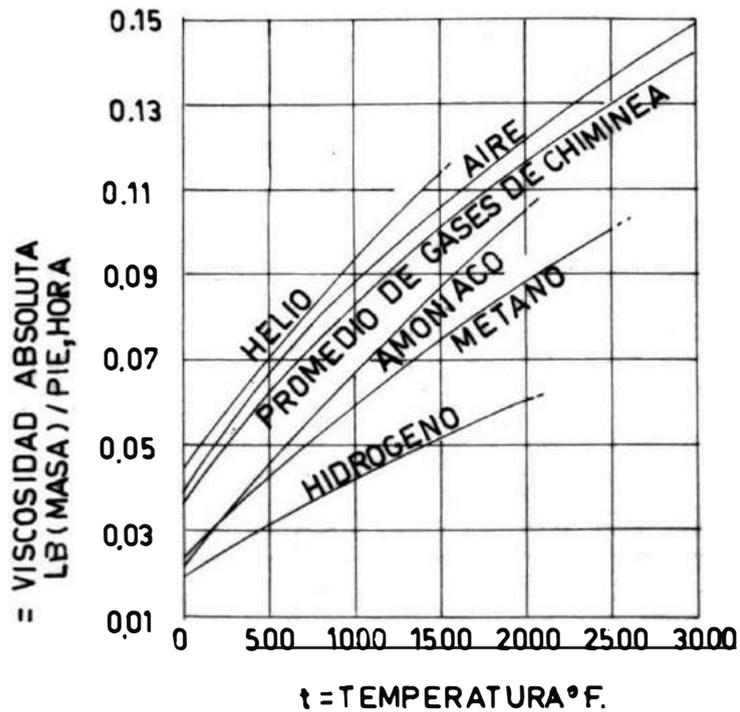
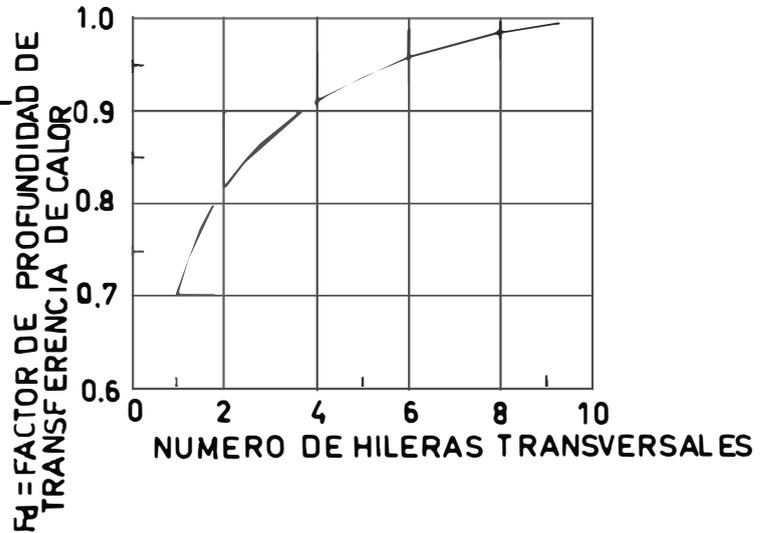


FIGURA N° 22. VISCOSIDADES ABSOLUTA DE ALGUNOS GASES COMUNES A PRESION ATMOSFERICA.

nuevamente $C_g = 0.27 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F}$, que nos va a dar nuevamente $\Delta t_g = 231^\circ\text{F}$, y $t_2 = 419^\circ\text{F}$, valor definitivo, que es mucho mayor que la temperatura de rocío 112°F , y mayor que la temperatura mínima del metal que recomienda Kent según la figura N° 9, la que para nuestro caso con el contenido de 2.7% de azufre da 215°F , alejando el peligro de corro-

si3n por formaci3n de 3cido sulf3rico.

Ya que el valor de t_2 hallado en el presente c3lculo varia del t_2 del c3lculo anterior que era $t_2 = 405^\circ\text{F}$, el valor de Δt_m ha variado y para el presente caso aplicando la ecuaci3n N° 14 ser3:

$$\Delta t_m = \frac{(650-350)-(419-80)}{\ln \frac{650-350}{419-80}} = 352^\circ\text{F}$$

Utilizando tubos de 2 pulgadas de di3metro exterior, los cuales tienen un di3metro interior de 1.834 pulgadas (espe3or de pared 0.083 pulgadas) que tiene 0.01835 pie²/tubo, de superficie de paso de gases. Arreglando los tubos en hileras de 33 tubos con un espaciamiento lateral de 3 pulgadas, hacen un ancho de 99 pulgadas, y con un espaciamiento posterior de 3 pulgadas.

N3mero de tubos en el paso transversal = 33

Flujo de masa del gas, $G_g = 8890$ lb/pie²-hora

" " " " aire, $G_a = 5000$ "

Entonces: $A_g = 64,625/8890 = 7.270$ pies cuadrados

$A_a = 60,900/5000 = 12.18$ " "

N3mero total de tubos = $7.270/0.01835 = 396$ tubos

de tubos en profundidad = $396/33 = 12$

Suma de los di3metros de los tubos = $33 \times 2 = 66$ pulgadas

Longitud de tubo = $\frac{12.18}{\frac{99-66}{12}} = \frac{12.18 \times 12}{33} = 4.43$ pies

Vamos a asumir el uso de tres pasos que hacen una longitud de 13.29 pies

Superficie total (lado del aire) = $\frac{2\pi \times 13.29 \times 396}{12} = 2756$ pies²

Flujo de masa real del gas = $\frac{64,625}{0.01835 \times 396} = 8890$ lb/pie²-hora

Este valor de 2756 pies cuadrados hay que chequearlo con el balance termodinámico, valor que se obtiene de las ecuaciones (6) y (13)

$$U S \Delta t_m = W_g C_g \Delta t_g \quad (17)$$

Donde para nuestro caso, $\Delta t_g = 231^\circ\text{F}$, $\Delta t_m = 352^\circ\text{F}$

$W_g = 64625 \text{ lb/pie}^2\text{-hora}$, $C_g = 0.27 \text{ Btu/lb-}^\circ\text{F}$, despejando S de la ecuación 17, obtenemos: $S = \frac{W_g C_g \Delta t_g}{U \Delta t_m}$

CALCULO DEL COEFICIENTE GENERAL DE TRASMISION U

EN el caso de un precalentador de aire, las temperaturas de las películas de gas y aire estan dadas por:

$$\text{Temperatura de la película del gas} = \frac{t_1' + t_2'}{2} + \frac{3}{4} t_m \quad (29)$$

$$\text{Temperatura de la película del aire} = \frac{t_1' + t_2'}{2} + \frac{1}{4} t_m \quad (16)$$

Reemplazando valores en las ecuaciones (16) y (29) obtenemos:

$$\text{Temperatura de la película del gas} = \frac{80 + 350}{2} + \frac{3}{4} \times 352 = 479^\circ\text{F}$$

$$\text{" " " " " aire} = \frac{80 + 350}{2} + \frac{1}{4} \times 352 = 303^\circ\text{F} \quad 1.2$$

De la ecuación 18 tenemos $U_g = U_{rg} + U_{cg}$, donde $U_{rg} = 0.20 \text{ Btu/hora-pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$, $U_{cg} = U'_{cl} \times F_{pp} \times F_t \times D_i/D_o$ (20), con los valores de $G_g = 8890 \text{ lb/pie}^2\text{-hora}$ y $D_i = 1.834 \text{ pulgadas}$ obtenemos de la figura N° 13 $U'_{cl} = 48 \text{ Btu/hora-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$. .102x0.

Con los valores de $t_{fg} = 479^\circ\text{F}$ y 5.65% de humedad del gas, de la 14 obtengo $F_{pp} = 0.18$, con los valores de $t_{fg} = 479^\circ\text{F}$ y con $t_m =$ temperatura de masa del gas $t_m = \frac{650 + 419}{2} = 534.5^\circ\text{F}$, obtengo de la figura N° 15, $F_t = 1.08$. Luego reemplazando valores en la ecuación (20) $U_{cg} = 48 \times 0.18 \times 1.08 \times 1.834/2 = 8.56 \text{ Btu/hora-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$, o sea que $U_g = 0.2 + 8.56 = 8.76 \text{ Btu/hora-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$. De igual manera procedemos

para calcular el valor de U_{ca} de la ecuación N° 25.

$U_{ca} = U'_{ca} \times F_{pp} \times F_a \times F_d$ (25). Con los valores de $D_o = 2$ pulgadas y $G_a = 5000$ lb/pie²-hora, de la figura N° 16 obtenemos $U'_{ca} = 110$ Btu/hora-pie²-°F.

Considerando como temperatura ambiente 80°F y teniendo en cuenta que la instalación va a realizarse en Lima, donde existe una humedad relativa promedio de 80%, hallamos de una carta Psicométrica el valor de la humedad específica (carta Psicométrica de General Electric, Problems on Thermodynamics, Faires, Apendice) nos da 124 granos de vapor de agua/lb de aire seco, que trasformandolo nos dá 1.77% lb de vapor de agua/lb de aire seco (7000 granos = 1 libra), con este valor y el de la temperatura de la película de aire $t_{fa} = 303^\circ\text{F}$, de la figura N° 17 obtengo $F_{pp} = 0.102$.

El número de Reynolds para el aire será $\frac{G D_o}{12 \mu}$ (30), obtenido de la ecuación (28), con $t_{fa} = 303^\circ\text{F}$, de la figura N° 22 obtengo

$\mu = 0.057$ lb/ft-hora, reemplazando valores en la ecuación (30)

$N_{Re} = \frac{(5000 \times 2)}{12 \times 0.057} = 14,600$ con los valores de $L_1/D_o = 1.5$, $L_2/D_o = 1.5$

y N_{Re} de la figura N° 18 obtengo $F_a = 0.96$, El valor de F_d es 1, ya que para valores de número de hileras igual o mayor que 10 el de F_d es igual a 1 y en nuestro caso el número de hileras es 12.

Reemplazando valores en la ecuación N° 25, $U_{ca} = 110 \times 0.102 \times 0.96 = 10.78$ Btu/hora-pie²-°F.

Nosotros hemos considerado que la superficie interior de los tubos está completamente limpia, como si el combustible empleado fuese gas natural. Con combustibles que no dejan cenizas y por eso las superficies de absorción de calor están limpias.

Con combustibles que producen cenizas, como el carbón y como el utilizado en el presente caso, en que se depositan las cenizas en

la superficie de absorción causando una resistencia adicional, R_f , al flujo de calor.

Esta resistencia adicional se considera en el cálculo por el uso del factor de suciedad, K_f , figura N° 23.

Con el aire, o con los productos de combustión limpios no hay superficie sucia ($R_f = 0$), y por lo tanto el factor de suciedad $K_f = 1$. La resistencia de la ceniza varía con la composición y espesor y la aceptación para estos factores sería hecha seleccionando la apropiada resistencia de suciedad.

Refiriendonos a la figura N° 23 (Babcock and Wilcox, página 11-32), se notará que el factor de suciedad está graficado teniendo enfrente a la conductancia del lado del gas, U_g , la cual es una combinación de los componentes de convección y radiación, siendo el parámetro, la resistencia del depósito.

Un valor general usado para estas resistencias debidas a la suciedad es $R_f = 0.015$. Entonces cuando se diseña para gases que dejan depósitos, la conductancia a través de la película de ceniza y el depósito es el producto de U_g por K_f . Para nuestro caso $U_g = 8.76$ y $R_f = 0.015$ hallamos $K_f = 0.9$, luego $U_g = 8.76 \times 0.9 = 7.7$ Btu/hora-pie²-°F. Reemplazando valores en la ecuación N° 18 tenemos

$$U = \frac{7.7 \times 10.78}{7.7 + 10.78} = 4.5 \text{ Btu/hora-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

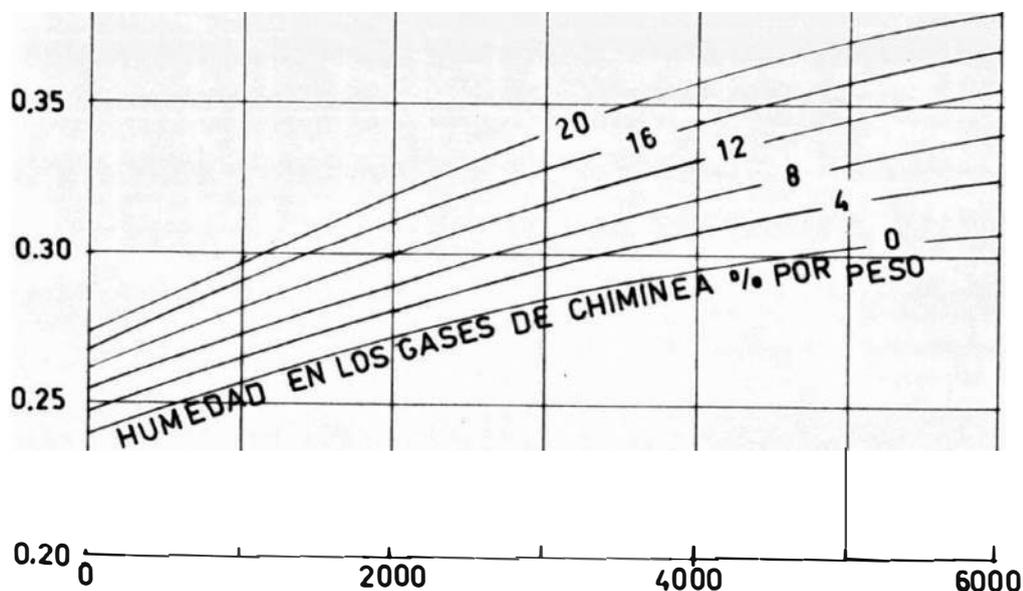
Reemplazando valores en la ecuación N° 17

$$S = \frac{64625 \times 0.27 \times 231}{4.5 \times 352} = 2540 \text{ pies cuadrados}$$

Este valor hallado es mucho menor que 2756 pies cuadrados obtenido por el diseño geométrico, luego hay que hacer un nuevo tanteo.

SEGUNDO TANTEO

0.40



$t_1 + t_2 =$ SUMA DE LAS TEMPERATURAS DE ENTRADA Y SALIDA °F
FIGURA N°21. APROXIMADO CALOR ESPECIFICO MEDIO, C_g , DE GASES DE CHIMINEA.

Para disminuir la superficie de transferencia de calor de los tubos se pueden seguir dos caminos: 1) Disminuyendo la longitud de los tubos sin variar el número de tubos; 2) Disminuir el número de tubos sin variar la longitud de los mismos.

Si reducimos la longitud sin variar el arreglo del banco de tubos vamos a disminuir la superficie de paso del aire A_a , y aumentamos por lo tanto el flujo de masa del aire, en nuestro caso estamos utilizando $G_a = 5000$ lb/pie²-hora, el valor máximo recomendado por la Babcock and Wilcox (página 11-27) ya que valores sobre este trae como consecuencia que las pérdidas de presión en el circuito del aire sean demasiado elevadas, resultando antieconómico. Por lo tanto la única posibilidad es reducir el número de tubos sin variar la longitud ni el arreglo del banco de tubos, ya que transversalmen-

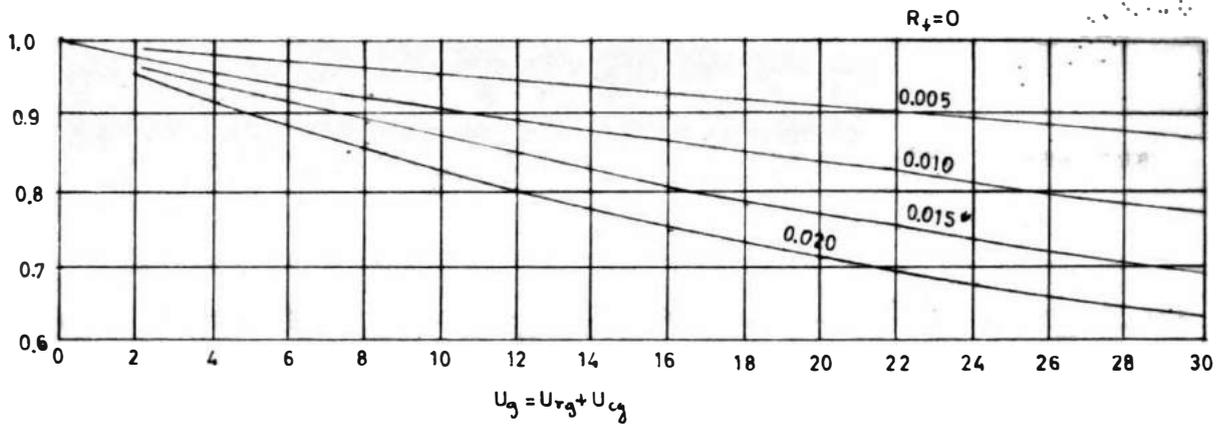


FIGURA N°23 FACTOR DE SUCIEDAD, K_f , PARA EL CALCULO POR LA SUPERFICIE LIMPIA.

te existen 33 tubos en contra de 12 tubos en profundidad. Resultaría muy irregular la forma del precalentador de aire si aumentásemos el número de tubos (a más de 33) para compensar la disminución del área de paso del aire por reducción de la altura de los tubos.

$$\text{Número total de tubos} = 363$$

$$\text{" de tubos en profundidad} = 363/33 = 11$$

$$\text{Longitud de tubo} = 13.29 \text{ pies}$$

$$\text{Superficie total (lado del aire)} = 2756 \times \frac{363}{393} = 2525 \text{ pies cuadrados}$$

Este valor hay que chequearlo con el que se obtiene del balance termodinámico.

$$\text{Flujo de masa real de gases } G_g = \frac{64625}{0.01835 \times 363} = 9710 \text{ lb/pie}^2\text{-hora,}$$

que está dentro de los límites recomendados por la B y W.

El coeficiente general de transmisión U va variar, el componente U_g del gas es el que va a ser afectado por la variación del flujo de masa del gas.

Con los valores de $G_g = 9710 \text{ lb/hora-pie}^2$ y $D_i = 1.834$ pulgadas obtengo de la figura N° 13 $U'_{cl} = 53 \text{ Btu/pie}^2\text{-hora-}^\circ\text{F}$, los valores de F_{pp} y F_t son iguales a los del cálculo anterior ya que las varia-

bles que definen su valor permanecen constantes, luego $F_{pp} = 0.18$

$F_t = 1.08$, reemplazando valores en la ecuación N° 20

$U_{cg} = 53 \times 0.18 \times 1.08 \times \frac{1.834}{2} = 9.44$ Btu/hora-pie²-°F, o sea que

$U_g = 0.2 + 9.44 = 9.64$ Btu/hora-pie²-°F

De la figura N° 23 con $U_g = 9.64$ Btu/hora-pie²-°F y $R_f = 0.015$ hallamos $K_f = 0.87$. Luego el valor de U_g considerando la resistencia adicional provocada por la película de ceniza será $U_g = 9.64 \times 0.87 = 8.39$ Btu/hora-pie²-°F, reemplazando valores en la ecuación N° 18

tenemos: $U = \frac{8.39 \times 10.78}{8.39 + 10.78} = 4.72$ Btu/hora-pie²-°F

$S = 2540 \times \frac{4.5}{4.72} = 2425$ pies cuadrados

Este cálculo es el definitivo, ya que el valor de la superficie obtenido por el chequeo termodinámico es poco menor que el obtenido por el diseño del banco, 2525 pies cuadrados, si queremos aproximar más el cálculo tendríamos que disminuir una hilera de tubos lo que traería como consecuencia que, el valor del flujo de masa del gas sería mayor que el máximo de 10,000 lb/pie²-hora recomendado por la Babcock and Wilcox.

CAIDA DE PRESION DE GASES Y DEL AIRE A TRAVES

DEL PRECALENTADOR DE AIRE

El flujo del gas y del aire sufren una pérdida de presión al fluir a través del precalentador de aire, esta caída de presión está limitada, si pasa de ciertos límites los ventiladores deben gastar una potencia adicional para vencer esta caída de presión, trayendo como consecuencia la disminución de la eficiencia total.

La caída de presión es función del factor de fricción,

diámetro de la tubería, de la longitud de la tubería.

La Babcock and Wilcox, da la siguiente fórmula para calcular la caída de presión para el flujo del gas a través de los tubos del precalentador de aire a nivel del mar (página 11-27).

$\Delta P = \Delta p_e + \Delta p_f$ (31), en pulgadas de agua, donde

$\Delta p_e =$ caída de presión debido al efecto de la admisión y el escape

$$\Delta p_e = 1.5 \frac{460 + (t_1 + 2t_2)/3}{172000} (G_g \times 10^{-3})^2$$

$\Delta p_f =$ caída de presión debido a la fricción en el tramo recto de la tubería.

$$p_f = \frac{f L}{D_i} \times \frac{460 + (t_1 + 2t_2)/3}{14400} (G_g \times 10^{-3})^2, \text{ donde}$$

$t_1 =$ temperatura del gas entrando al precalentador de aire, en °F

$t_2 =$ " " " saliendo del " " " " " "

$(t_1 + 2t_2)/3 =$ promedio aproximado de la temperatura de la masa principal en °F.

$G_g =$ flujo de masa del gas, lb/pie²-°F

$f =$ factor de fricción, para el número de Reynolds se obtiene de las figuras 24 y 25.

$L =$ longitud del tubo a través de los cuales los gases fluyen, en pies

$D_i =$ diámetro interior del tubo, pulgadas

$$N_{Re} = \text{número de Reynolds} = \frac{D_i G_g}{12 \mu}$$

$\mu =$ viscosidad absoluta del gas, lbm/pie-hora, de la figura N° 22.

El número de Reynolds para el flujo del gas será,

$$N_{Re} = \frac{1.843 \times 9710}{12 \times 0.062} = 23,920$$

De la figura N° 24, teniendo como datos $D_i = 1.834$ pulgadas, y con la curva de acero comercial obtenemos la rugosidad relativa $\epsilon/D_e = 0.001$

FIGURA Nº 24 RUGOSIDAD RELATIVA DE VARIOS TIPOS DE SUPERFICIES DE CONDUCTOS

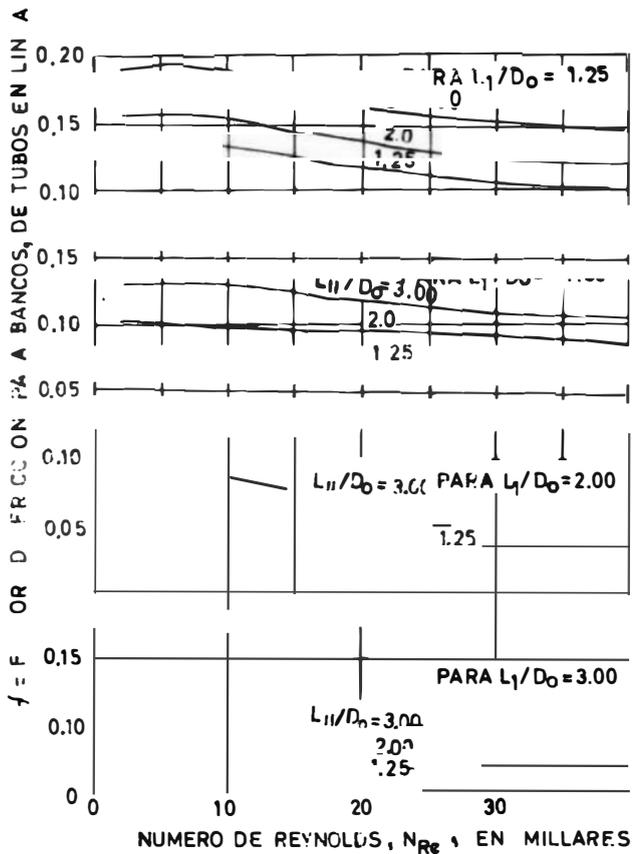
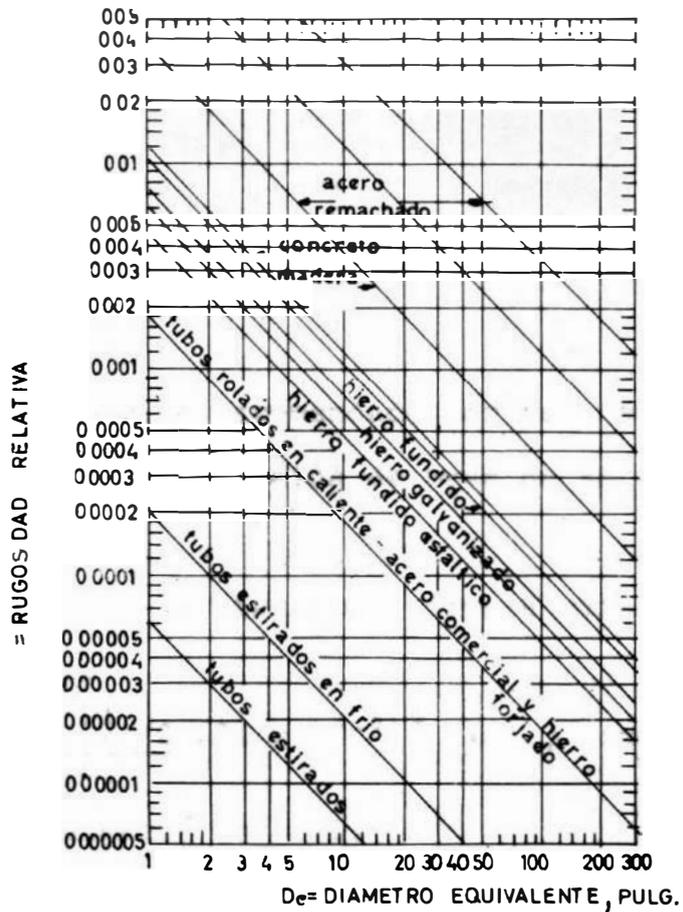


FIGURA Nº 26. FACTOR DE FRICCIÓN, f , COMO ES AFECTADO POR EL NUMERO DE PEYNOLDS PARA VARIOS ARREGLOS DE TUBOS EN LINEA CONTRAFLUJO GAS O AIRE,

El factor de fricción lo obtengo de la figura N° 25, teniendo como datos $N_{Re} = 23,920$ y $\ell/De = 0.001$, $f = 0.027$

Reemplazando valores en la ecuación N° 31

$$\Delta p = \frac{1.5 \times 956 \times 94.2}{172000} + \frac{0.027 \times 0.97 \times 956 \times 94.2}{14400} = 1.963 \text{ pulgadas}$$

de agua.

Este valor está dentro del límite recomendado por Kent quien da como valor máximo 4 pulgadas de agua, la caída de presión en el lado del gas (página 7-35).

La Babcock and Wilcox da la siguiente fórmula para la caída de presión en el lado del aire.

$$\Delta p = fN Fd \frac{460 + 1/0.95(t_1^i + t_2^i)/2}{57500} (Ga \times 10^{-3})^2 \quad (32), \text{ donde}$$

Δp = caída de presión en pulgadas de agua.

f = factor de fricción, de la figura N° 26, como función del número de Reynolds establecido, el diámetro del tubo, y espaciamiento de los tubos.

N = número de hileras de tubos en el banco

Fd = factor de profundidad, para 10 o más hileras, $Fd = 1$

t_1^i = temperatura de entrada del aire al banco, °F

t_2^i = " " salida " " del " "

$1/0.95(t_1^i + t_2^i)$ = temperatura promedio del aire, °F

G_a = flujo de masa del aire, lb/pie²-hora, para nuestro caso

$$N_{Re} = \frac{G D_o}{12 \mu} = \frac{5000 \times 2}{12 \times 0.054} = 15,430, \text{ de la figura N° 26, con } N_{Re} = 15,430$$

$D_o = 2$ pulgadas, $L_1/D_o = 1.5$, $L_2/D_o = 1.5$ obtengo $f = 0.085$

Reemplazando valores en la ecuación N° 32

$$\Delta p = \frac{0.085 \times 12 \times 686 \times 25}{57,500} = 0.292 \text{ pulgadas de agua}$$

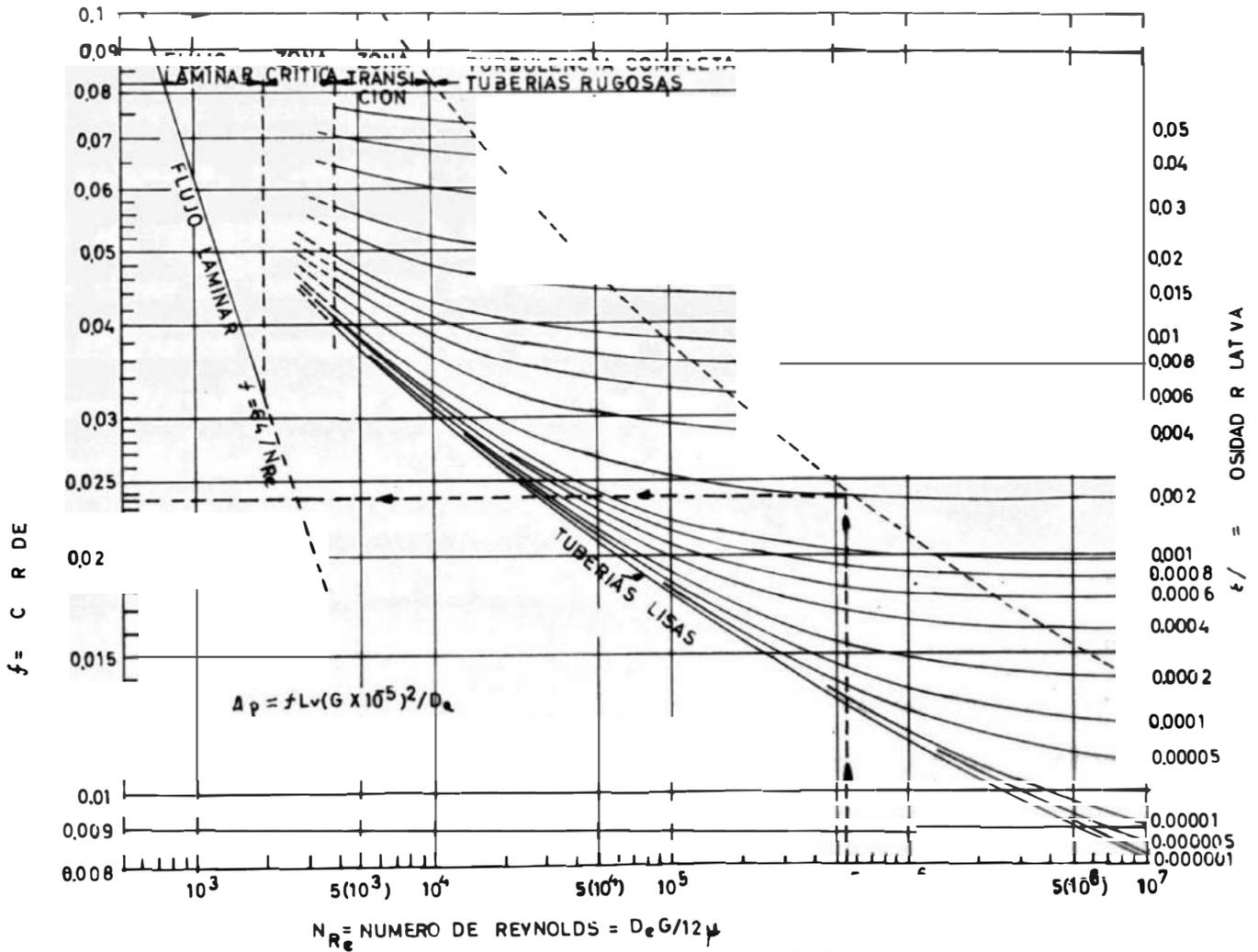


FIGURA Nº 25. RELACION ENTRE EL FACTOR DE FRICCIÓN PARA EL USO EN LA DETERMINACION DE

LA CAIDA DE PRESION, PARA FLUIDOS QUE FLUYEN A TRAVES DE CONDUCTOS CERRADOS (TUBERIAS Y DUCTOS)

Como son tres pasos y cuatro cambios de dirección, vamos a suponer en el peor de los casos la caída de presión debido al cambio de dirección es igual a la caída de presión sufrida por el aire al fluir a través del banco de tubos, luego la caída total será.

$$\Delta p = 0.292 \times 7 = 2.044 \text{ pulgadas de agua}$$

Este valor es inferior al máximo recomendado por Kent, quien da como caída de presión máxima en el lado del aire 6 pulgadas de agua (página 7-35).

CALCULO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

Del chequeo termodinámico se ha obtenido el ancho del precalentador 99 pulgadas, y longitud de los tubos 13.29 pies, siendo esta longitud la que corresponde a la superficie de transmisión de calor, hay que tener en cuenta que los extremos de los tubos son expandados y calafateados formandose una pestaña circular para la que consideraremos $5/8$ de pulgada adicional, hay que considerar el espesor de las pantallas deflectoras, y además las placas que van en los extremos de los tubos obteniendo como longitud real 13.5 pies.

El precalentador de aire, tiene una cubierta formada; por la plancha metálica que encierra al banco de tubos, y una capa de aislamiento térmico que sirve para evitar que el aire calentado, en contacto con la cubierta metálica disipe hacia el exterior del precalentador.

La cubierta funciona como chimenea (B y W página 11-16). En los precalentadores de aire tipo recuperativo, el aire es introducido a presión (Hütte, Manual del Ingeniero, tomo II, página 437), la presión del aire es tal que permite vencer las pérdidas de presión debido a la fricción a lo largo del precalentador, caldero, ductos. Para un caso específico Gaffert señala para ventiladores de tiro forzado, presiones de 9 pulgadas de agua para vencer las pérdidas de presión por fricción (página 420). Asimismo indica espesores de ductos del orden de $3/16$ de pulgada a $1/4$ de pulgada (página 377), para nuestro caso el espesor de cubierta será de $3/16$ de pulgada más $1/16$ de pulgada por corrosión y esfuerzos mecánicos que dan $1/4$ de pulgada de espesor de plancha que forma la cubierta.

El largo adicional del precalentador de aire producido para dar el

área de paso del aire necesario, al terminar un paso dar un giro de 180° y empezar a recorrer otro paso está dado por $L_a = \frac{12.18}{99/12}$

$= \frac{12.18 \times 12 \times 1.05}{99} = 1.55$ pies, el factor 1.05 lo he utilizado para

evitar el estrechamiento del área de paso, producido por la turbulencia debido al cambio de dirección.

El largo total del precalentador de aire será: $\frac{1.55 + 3}{12} \times 11 + 1.55 =$

5.85 pies. El ancho del precalentador de aire será $\frac{3 \times 33}{12} = 8.25$

pies. El alto del precalentador de aire (longitud de tubos) es de 13.5 pies.

ESPEZOR MAS ECONOMICO DEL AISLANTE TERMICO DE LA CUBIERTA

El espesor del aislante térmico es variable, a medida que se aumenta el espesor de la aislación de la superficie, el régimen de la pérdida de calor disminuye, pero aumenta el costo de la aislación. El espesor más económico de la aislación es aquel para el cual la suma del costo anual de la pérdida de calor, más el costo anual de la aislación es un mínimo (Stoeber, página 249).

En el mercado local he averiguado precios para diferentes tipos de aislantes por pie cuadrado de superficie y 1 pulgada de espesor, como thermoasbesto, Weber, y Kaylo hallando que este último para el fin específico del precalentador de aire es el más conveniente por su bajo precio y muy baja conductividad térmica. Tomando como material a usarse el Kaylo, voy a hacer el estudio del espesor más económico para nuestro caso.

El costo anual de la pérdida de calor es igual al producto de esa pérdida de calor por hora, por las horas de funcionamiento por año, por

el costo del calor por Btu (este costo es referido a un espesor dado del aislamiento). El costo anual de la aislación es igual al producto del costo de la aislación (aplicada), por la fracción de este costo a amortizarse cada año (este costo es referido a un espesor dado del aislamiento).

Podemos calcular la pérdida de calor por hora, para cada espesor, utilizando la ecuación (33) (Stoever, página 246)

$$Q = \frac{K A (t_s - t_a)}{L + (K/h_t)} \quad (33)$$

donde; Q = el régimen de la pérdida de calor, en Btu/hora

K = la conductividad térmica de la aislación a su temperatura media (aproximadamente el promedio de t_s y t_a), en Btu/pie-hora-°F

A = el área de la superficie que se cubre con la aislación, en pies cuadrados.

t_s = temperatura de la superficie que se cubre con la aislación, en °F

t_a = temperatura del aire que rodea la aislación, en °F

L = el espesor de la aislación, en pies

h_t = el coeficiente combinado para la convección y radiación, de la superficie de la aislación, en Btu/pie²-hora-°F.

Aunque el coeficiente combinado, h_t , depende de la temperatura de la superficie de la aislación, se pueden obtener valores suficientemente aproximados para los fines prácticos, si se determina el valor de h_t a cualquiera temperatura superficial supuesta. Si se necesitan valores más exactos, puede calcularse la temperatura superficial exacta mediante una solución por tanteo.

El aire entra a 80°F y sale a 350°F, podemos asumir como tempe-

ratura media de la cubierta metálica a $t_m = \frac{80 + 350}{2} = 215^\circ\text{F}$,

tura media del medio ambiente 80°F .

Podemos asumir como temperatura de la superficie de aislamiento 100°F , esta temperatura exacta la hallaremos después de este tanteo previo.

Luego la temperatura media del aislante térmico será $\frac{215 + 100}{2} = 157.5^\circ\text{F}$

la conductividad térmica del Kaylo a esta temperatura es de 0.36 Btu-pulg/pie²-hora-°F.

El coeficiente combinado h_t , para la convección y la radiación

$$h_t = h + eh_r \quad (34) \quad (\text{Stoever, página 247})$$

donde; h - el coeficiente laminar de convección, en Btu/hora-pie²-°F

e - la emisividad de la superficie de aislación (supuesta 0.9)

h_r - el coeficiente de radiación (calculado por la ecuación 35), en Btu/hora-pie²-°F

$$h_r = \frac{0.173 \times 10^{-8} (T_1^4 - T_2^4)}{(t_1 - t_2)} \quad (35) \quad (\text{Stoever, página 51})$$

donde; t_1 - temperatura de la superficie en contacto con el medio ambiente, en °F

t_2 - temperatura del medio ambiente, en °F

T_1 y T_2 , temperaturas absolutas correspondientes a t_1 y t_2

Reemplazando valores obtenemos $h_r = 1.15$ Btu/hora-pie²-°F

El coeficiente laminar de convección h , lo hallamos del caso 14, dado por Stoever (página 135, de la ecuación 36)

$$h = h_o \times F_t \times F_p \quad (36)$$

donde; h_o - el valor base del coeficiente laminar, de la figura 34 de Stoever, en Btu/hora-pie²-°F

F_t - factor de corrección de la temperatura dado por la tabla 32 de Stoever

$F_p =$ factor de corrección de la presión, de la tabla N° 33 de Stoe-
ver. Para nuestro caso, $h_o = 0.58$ Btu/hora-pie²-°F, $F_t = 1.00$

$F_p = 1.00$, luego reemplazando valores en la ecuación N° 36

$h = 0.58$ Btu/pie²-hora-°F, reemplazando valores en la ecuación

34, $h_t = 0.58 + 0.9 \times 1.15 = 1.62$ Btu/hora-pie²-°F

Con los valores obtenidos calcularemos la pérdida de calor, por pie cuadrado utilizando Kaylo de 1 pulgada de espesor.

$$Q_1 = \frac{0.36 \times 1 (215-80)}{12(1/12 + 0.36/12 \times 1.62)} = 40 \text{ Btu/hora-pie}^2, \text{ si se quiere}$$

una mayor exactitud, podemos calcular un valor más exacto de la temperatura t'_s de la superficie de la aislación, mediante la ecuación

$$(37) \quad q = h_t A (t'_s - t_a) \quad (37) \quad (\text{Stoever página 247})$$

Reemplazando valores $40 = 1.62 \times 1 (t'_s - 80)$, $t'_s - 80 = \frac{40}{1.62} = 24.6^\circ\text{F}$

$t'_s = 80 + 24.6 = 104.6^\circ\text{F}$, repetimos los cálculos utilizando esta temperatura y hallamos $Q_1 = 40.01$ Btu/hora-pie², que difiere en 0.01 del valor calculado en un principio.

Calcularemos la pérdida de calor, por pie cuadrado utilizando Kaylo

de 2 pulgadas de espesor. $Q_2 = \frac{0.36 \times 1 (215-80)}{12(2/12 + 0.36/12 \times 1.54)} = 21.8$

Btu/hora-pie² he considerado como temperatura superficial de aislamiento 95°F , haremos el cálculo de pérdida de calor, por pie cuadrado utilizando Kaylo de 3 pulgadas de espesor. Considerando como temperatura superficial de aislamiento 90°F , para esta temperatura obtenemos. $h_t = 0.45 + 0.9 \times 1.12 = 1.455$

$$Q_3 = \frac{0.36 \times 1 (215-80)}{12(3/12 + 0.36/12 \times 1.455)} = 15 \text{ Btu/hora-pie}^2$$

La superficie total a través de la cual se va a disipar el calor es $2 \times 13.5 \times 5.85 + 2 \times 13.5 \times 8.25 - 2 \times 8.25 \times 4.43 = 309$ pies cuadrados.

El costo anual de la pérdida de calor a través de cada espesor será

Para una pulgada de espesor

$$\frac{40.01 \text{ Btu} \times 309 \text{ pies}^2 \times 7000 \text{ horas} \times 1.90 \text{ \$}}{\text{nora-pie}^2 \times 150,800 \text{ Btu} \text{ año} \times \text{galón}} = 1043.00\$/\text{año}$$

Para dos pulgadas de espesor

$$\frac{21.8 \times 309 \times 7000 \times 1.90}{150,800} = 568 \text{ \$}/\text{año}$$

Para tres pulgadas de espesor

$$\frac{15 \times 309 \times 7000 \times 1.90}{150,800} = 390 \text{ \$}/\text{año}$$

El costo del material aislante aplicado por pie cuadrado de superficie, referido a cada espesor será.

Para una pulgada

costo del material aislante	\$ 33.40
material de fijación	" 2.60
mano de obra	" 1.00
total	\$ 37.00/pie cuadrado

costo anual de la aislación, considerando 15% de amortización anual (Stoever, página 250), $37.00 \times 309 \times 0.15 = \$ 1720.00/\text{año}$

Para dos pulgadas

costo del material aislante	\$ 66.80
material de fijación	" 3.20
mano de obra	\$ 1.00
total	\$ 71.00/pie cuadrado

costo anual de la aislación. $71.00 \times 309 \times 0.15 = \$ 3290.00/\text{año}$

Para tres pulgadas

costo del material aislante	\$ 100.20
material de fijación	" 3.80
mano de obra	1.00
total	\$ 105.00/pie cuadrado

costo anual de la aislación. $105.00 \times 309 \times 0.15 = \$ 4870.00/\text{año}$

La suma del costo anual de la pérdida de calor más el costo anual de la aislación para cada pulgada de material aislante, lo graficamos en un sistema de coordenadas rectangulares, llevando los espesores en el eje de abscisas, el costo anual de la pérdida de calor y el costo de aislación en soles/año en el eje de ordenadas, luego trazamos la curva de la suma de ambos costos según podemos apreciar en la figura N° 27.

En la curva de la suma de costos anuales hallamos un mínimo que corresponde a 1 pulgada, siendo este el espesor más económico de aislamiento lo elegimos para utilizarlo en nuestro precalentador de aire.

BALANCE TERMICO DEL PRECALENTADOR DE AIRE

El calor recibido por el precalentador de aire no es aprovechado íntegramente por este en elevar la temperatura del aire de combustión, pues el aire caliente en contacto con la cubierta metálica exterior aislada térmicamente disipa calor al medio ambiente, esta cantidad de calor perdido depende del espesor del aislante térmico, en nuestro caso el espesor más económico hallado es de 1 pulgada que permite una pérdida de $40 \text{ Btu/hora-pie}^2 \times 309 \text{ pies}^2 = 12,360 \text{ Btu/hora}$.

El calor recibido por el precalentador de aire lo obtenemos del balance termodinámico al chequear la superficie de transferencia de calor de los tubos, donde hemos hallado:

$$S = 2525 \text{ pies cuadrados}$$

$$U = 4.72 \text{ Btu/hora-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}, \quad t_m = 352^\circ\text{F} \text{ aplicando la}$$

$$\text{ecuación 13 obtenemos } Q = \frac{4.72 \text{ Btu} \times 2525 \text{ pie}^2 \times 352^\circ\text{F}}{\text{hora-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}} = 4,190,000$$

Btu/hora. El calor entregado por el precalentador de aire, al aire,

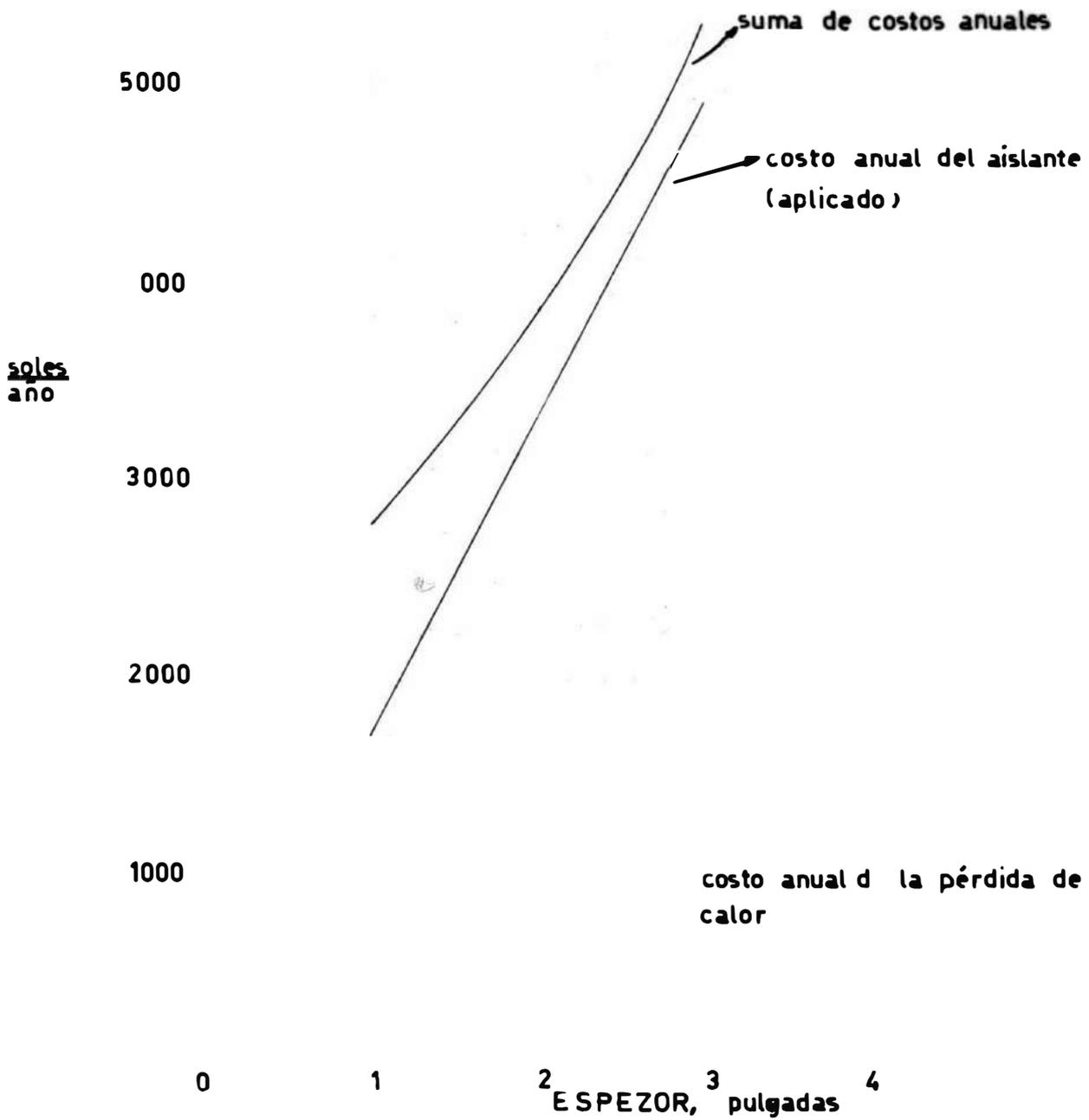


FIGURA Nº27 ESPEZOR MAS ECONOMICO DEL AISLANTE TERMICO

será igual al calor recibido menos el calor disipado al medio ambiente.
 $Q_{en} = 4'190,000 - 12,360 = 4'177,640$ Btu/hora

La eficiencia térmica del precalentador de aire será.

$$\eta = \frac{\text{calor entregado}}{\text{calor recibido}} = \frac{4'177,640}{4'190,000} = 0.997$$

la eficiencia en porcentaje representa 99.7%

PLACA SOPORTE DE LOS TUBOS

Los tubos del precalentador de aire van expandados, fijos en la placa que está en los extremos superiores de los mismos, que los soporta, los extremos inferiores de los tubos van conectados a la placa inferior, de tal manera que le permita en este extremo un movimiento libre con respecto a la cubierta del precalentador(conexión de expansión tipo fuelle flexible), sin permitir una fuga apreciable de gases.

El cálculo del espesor de la placa está indicado por el Manual de la ASME, Metals Engineering Design, en el caso 19 (página 366), que señala la máxima deflexión, y el máximo esfuerzo en una placa rectangular con todos los bordes fijos, como es nuestro caso.

Las dimensiones de la placa son de 99 pulgadas de largo por 33 pulgadas de ancho. En la tabla N° 6 (de la tabla N° 3 de ASME, página 367) se dan los valores del caso 19

TABLA N° 6 (ASME)

$$u_{max} = \alpha_2 \frac{q a^4}{E h^3} \quad (39), \quad \nu = 0.03 \quad , \quad \sigma_{max} = \beta_2 \frac{q a^2}{h^2} \quad (38)$$

b/a	1	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4
α_2	0.0131	0.024	0.0277	0.028	0.028	0.028	0.028
β_2	0.308	0.454	0.497	0.500	0.500	0.500	0.500

donde; h = espesor de la placa, pulgadas

σ_{max} = esfuerzo normal máximo, lb/pulg²

α_2, β_2 = constantes

ν = la relación de Poisson

$u_{máx}$ = deflexión máxima en cualquier punto de la superficie, pulgadas

E = módulo de elasticidad en tensión y compresión, lb/pulg².

q = presión uniforme normal, por unidad de área, lb/pulg²

a = mínima dimensión de la placa rectangular, pulgadas.

Para nuestro caso las tuberías son de 13.5 pies de longitud, que hacen un peso total de $13.5 \times 309 \times 1.85 = 7720$ libras, o sea que la

presión uniforme normal para nuestro caso es $q = \frac{7720}{33 \times 11} = 21.3$

lb/pulg².

En realidad las dimensiones netas de la plancha son de 33 pulgadas por 11 pulgadas, ya que hay que descontar los diámetro de los tubos. De acuerdo a la tabla E del apéndice de B y W, la plancha de acero SA-201, que hemos escogido, a la temperatura de 650°F, posee un esfuerzo permisible de 15,000 lb/pulg², valor que vamos a tomar como esfuerzo máximo.

Utilizando la ecuación (38) despejamos el espesor de la placa, $h^2 = \beta_2 \frac{q a^2}{\sigma_{máx}}$ (38), para nuestro caso $b/a = 33/11 = 3$, con esta relación

de la tabla N° 6, obtenemos $\beta_2 = 0.500$ $\alpha_2 = 0.028$, reemplazando

valores en la ecuación (38), $h^2 = \frac{0.500 \times 21.3 \times 1089}{15,000} = 0.775$,

$h = 0.88$ pulgadas, vamos a agregarle a este valor 1/8 de pulgada por fatiga y corrosión obteniendo $h = 1.00$ pulgada.

La máxima deflexión de la placa está dado por la ecuación (39), donde para nuestro caso $a = 33$ pulgadas, $\alpha_2 = 0.028$ $q = 21.3$ lb/pulg² $E = 28.5 \times 10^6$ lb/pulg², reemplazando valores en la ecuación (39)

$$u_{máx} = \frac{0.028 \times 21.3 \times (33)^4}{28.5 \times 10^6 \times (1)^3} = 0.0249 \text{ pulgadas}$$

El peso de la placa se obtiene de la superficie útil de la placa.

La superficie neta será $105 \times 39 - \frac{\pi(2)2363}{4} = 2955$ pulgadas²

El volumen de la placa será $\frac{2955 \times 1}{1728} = 1.71$ pies cúbicos

El peso de la placa será $1.71 \times 485 = 830$ libras

PANTALLAS DEFLECTORAS

Las pantallas deflectoras tienen por finalidad proveer la dirección del aire sobre el lado exterior de la superficie del tubo.

Vamos a asumir su espesor igual a la ~~mitad~~ mitad del espesor de la placa superior es decir $1/4$ pulgada. Son dos las planchas deflectoras de las siguientes dimensiones: 99 pulgadas de largo por 51 pulgadas de ancho.

Cada plancha deflectora tiene una superficie neta de $99 \times 51 - 1140 = 3909$ pulgadas cuadradas.

El volumen de las dos planchas deflectoras será $\frac{3909 \times 1}{1728} = 2.26$

pies cúbicos que tienen un peso de $2.26 \times 485 = 1098$ libras

PLACA INFERIOR DE LOS TUBOS

La placa inferior de los tubos tiene por objeto mantener el espaciamiento entre los tubos, además sirve de elemento de separación entre el gas que ingresa a los tubos y el aire que fluye exteriormente a los mismos. Vamos a asumir su espesor la mitad del espesor de la placa superior, es decir $1/2$ pulgada, a esta placa van fijos los tubos los cuales son expandados, sus dimensiones serán 99 pulgadas de largo por 33 pulgadas de ancho, que tiene una superficie neta de $99 \times 33 - 1140 = 2127$ pulgadas cuadradas, y un volumen de $\frac{2127 \times 0.5}{1728}$

$= 0.615$ pies cúbicos, con un peso de $0.615 \times 485 = 298$ libras

TOLVA COLECTORA DE CENIZA

En la admisión de los gases, se instala una tolva que sirve para la admisión de los gases, y quitar la ceniza gruesa que llevan los gases de escape, que al chocar con la placa inferior de tubos, cae. Las dimensiones de la tolva son 101, ^{/pulg. x 35" x 30 pulgadas} formandose un paralepipedo rectangular, que en la parte inferior lleva conectada una especie de tronco de piramide invertida que en su parte superior se ensambla con el paralepipedo rectangular y en su parte inferior permite ensamblar con los ductos que llevan los gases. En su interior lleva una plataforma que tiene una sección rectangular interior, que permite pasar el flujo del gas y sirve de depósito a la ceniza gruesa que cae. En la tolva debe proveerse una entrada para permitir la limpieza interior de la tolva, cuando se haga el mantenimiento. El espesor de las planchas de acero que forma la tolva será de 1/4 de pulgada de espesor.

El material a utilizarse será:

2	planchas de	99.5" x 30"	=	5970	pulgadas cuadradas
2	"	" 33.5" x 30"	=	2010	"
2	"	" 2394	pulgadas cuadradas		
2	"	" 2512.50	"	"	"
1	"	" 1564	"	"	" 1564

Que sumados forman una superficie total neta de 14,450.50 pulgadas cuadradas. El peso total de la tolva $\frac{14,450.50 \times 0.25 \times 485}{1728} = 1014$

libras.

UNION DE EXPANSION

Tiene por objeto preveer la dilatación del banco de tubos que sufrirá un alargamiento mayor que el que sufre la cubierta del precalentador, produciendose un desplazamiento del banco de tubos con res-

pecto a la cubierta.

Sabín Crocker (Kent- página 6-07) da la siguiente fórmula para la expansión longitudinal de la tubería.

$$L_t = L_o \left(1 + \frac{a(t-32)}{1000} + \frac{b(t-32)^2}{1000} \right) \quad (40)$$

donde; L_t , L_o , longitudes a la temperatura t y a 32°F , respectivamente; t temperatura final de la tubería en $^\circ\text{F}$, a y b = constantes cuyos valores se consignan en la tabla N° 7.

TABLA N° 7

	a	b
Hierro fundido	0.005441	0.001747
acero	0.006212	0.001623
Hierro forjado	0.006503	0.001622
Cobre	0.009278	0.001244

Reemplazando valores en la ecuación (40), para nuestro caso

$$L_t = 162 \left(1 + \frac{0.006212(650-32)}{1000} + \frac{0.001623(650-32)^2}{1000} \right) = 162.724 \text{ pulgadas}$$

La unión de expansión va ser del tipo de fuelle de expansión, tal que permita el alargamiento longitudinal del banco de tubos en 0.724 pulgadas.

CUBIERTA DEL PRECALENTADOR DE AIRE

La cubierta del precalentador de aire está formado por la placa metálica la cual está soportada por una estructura metálica, a la que van empernados los paneles que forman la cubierta.

Utilizaremos como refuerzo T 3"x3"x3/8" que tiene 7.8 libras/pie de longitud, con una sección de 2.27 pulgadas cuadradas.

El área transversal de la cubierta del precalentador de aire es de 36.67 pulgadas cuadradas.

La longitud del perfil a utilizarse es de 74.5 pies que hace un total de $74.5 \times 7.8 = 581$ libras

Vamos a suponer que la cubierta va soportar el peso total del precalentador de aire, para lo cual tenemos que calcular el esfuerzo máximo a que está sometido la cubierta, debemos hallar la carga total.

	Peso
placa superior portatubos	802.00 libras
placas deflectoras	1098.00 "
placa inferior	298.00 "
tubos	7720.00 "
perfiles	381.00 "
paneles de cubierta	3130.00
TOTAL	<u>13,629.00</u> libras

Vamos a considerar 15%, por pernos, vigas dobles, elementos de fijación del material aislante. Por lo tanto la carga total será de $13,629 \times 1.15 = 15,700$ libras, por lo que el esfuerzo de trabajo es de $\frac{15,700}{36.67} = 428$ lb/pulg². Este valor es inferior al máximo admisible

que soporta el material, luego si la cubierta tiene la suficiente rigidez puede trabajar a la tensión y a la compresión, es decir el precalentador de aire puede ser soportado tanto de la parte superior como de la parte inferior del mismo.

VIGAS SOPORTES DEL PRECALENTADOR DE AIRE

Las vigas superiores van a formar parte de la caja de escape de los gases a la salida del precalentador de aire. Van a trabajar como vigas simplemente apoyadas y van a llevar soldadas en su parte inferior la placa superior portatubos. Van a ser dos vigas paralelas cuya longitud será de 10 pies cada viga, y tendrá la forma de I.

De acuerdo a Hudsón (página 124), el máximo esfuerzo que soporta la viga está dado por $\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M y}{I_z}$ (41)

donde; $\sigma_{m\acute{a}x}$ = esfuerzo máximo en tensión o compresión en una fibra más alejada, en lb/pulg²

M= momento de flexión máximo, en lb-pulgada

y= la distancia del centro de gravedad de la sección de la viga, a la fibra más alejada, en pulgadas.

I_z= momento de inercia de la sección en pulg⁴.

El momento máximo para este caso está indicado por Timoshenko (primera parte, página 77) por $M_{m\acute{a}x} = \frac{q b}{2} (a + b/4)$ (42)

donde; q= carga uniformemente repartida en lb/pulgada

b= parte de la viga bajo la acción de la carga, en pulgadas

a= parte de la viga que sirve de apoyo, en pulgadas

Para nuestro caso $q = \frac{15,700}{2 \times 8.25 \times 12} = 79.2$ lb/pulg, ya que son dos las

vigas.

Aplicando la ecuación N° 42

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{79.2 \times 8.25 \times 12 (0.875 + \frac{8.25}{4})}{2} = 138,400 \text{ lb-pulgadas}$$

Para nuestro caso vamos a elegir una viga 7" I B 13, 7" x 3.5/8", Standard Americano que tiene I_z = 36.2 pulg⁴, y = 3.5 pulgadas

Aplicando la ecuación N° 41

$$= \frac{138,400 \times 3.5}{36.2} = 13,400 \text{ lb/pulg}^2.$$

Este valor es inferior a 15,000 lb/pulg², que es el esfuerzo de trabajo para nuestra viga.

Según Timoshenko, la máxima deflexión para este caso está dado por, $\delta = \frac{5 q L^4}{384 E I_z}$ (43) (página 150, g, primera parte)

Aplicando la ecuación (43) a nuestro caso

$$\delta = \frac{5 \times 79.2 \times (8.25 \times 12)^4}{384 \times 25 \times 106 \times 36.2} = 0.119 \text{ pulgadas}$$

Esta deflexión de la viga es permisible, y la dimensión de la viga la adoptamos para nuestro diseño.

La unión entre las vigas y placa superior portatubos se hará por medio de soldadura, soldadura E-6010 de 1/8" de pie, y será corrida, además llevará dos vigas transversales las cuales ayudaran a formar la caja de salida de gases del precalentador.

LIMPIEZA DE LOS TUBOS

Las superficies bañadas por los gases, se limpiaran con aire a 500 lb/pulg², con compresores de alta presión y control continuo como recomienda Gaffert página 241.

ESPECIFICACIONES DE MATERIAL Y COSTOS

EN este acápite tratare sobre el material a usarse, costos de los elementos a utilizarse, materiales, mano de obra, Ingeniería. Haremos un estudio de la conveniencia de la utilización del precalentador de aire, si su uso resulta económico ya que su funcionamiento produce ahorro de energía, sin embargo provoca el gasto de la inversión en el precalentador de aire.

TUBOS

Se van a utilizarse tubos con la designación ASTM A423-61T, de acuerdo al cálculo de la superficie de transferencia de calor, he hallado el uso de tubos de 2 pulgadas de diámetro exterior, y 13.5 pies de longitud en 11 hileras de 33 tubos cada una que hacen un total de 363 tubos. Existen longitudes standarizadas, para nuestro caso utili-

zaremos tubos de 18 pies de longitud, siendo necesarios $\frac{363 \times 13.5}{18}$

- 274 tubos (parte de los tubos serán soldados) de acero sin costura, con diámetro interior de 1.834 pulgadas. En el mercado local están cotizados a \$ 340.00 cada uno que hacen un costo total de $274 \times 340.00 = 93,160.00$ \$

VIGAS I

Su designación ASTM A7-61T, se necesitan 2 vigas de 10 pies de longitud cada una, y dos vigas transversales de 5.1/2 pies las dos para formar la caja de salida del precalentador (gases). El precalentador va ser suspendido sólo de la parte superior del mismo.

Se necesitan en total 25.5 pies de longitud. Las vigas vienen en tramos de 20 pies de longitud cada tramo, o sea que en total se necesitan 1 tramo y medio, que cuesta cada uno \$ 1220.00, o sea que el costo total de las vigas es de $1220 \times 1.5 = 1830.00$ \$

PLACA PORTATUBOS

Su designación ASTM A 299-56, la placa superior que soporta los tubos los cuales van fijados en su extremo superior a ella por medio del expandado, es de 1 pulgada de espesor como he hallado anteriormente 6.4 pies de ancho por 8.8 pies de largo, además en la base del precalentador van dos planchas de 1 pulgada de espesor y de 1.83 pies de ancho por 8.8 pies de largo cada una.

Las planchas que se expenden en el mercado son de 5 pies de ancho por 10 pies de largo, lo que hace necesario el uso de dos planchas que tienen un costo en el mercado local de \$ 5895.00 por cada plancha, siendo el costo total de $2 \times 5895 = 11,790.00$ \$

Los de PLACA INFERIOR Y PLACAS DEFLECTORAS

Su designación ASTM A433-59T, las placas deflectoras y la placa inferior que sujeta los extremos inferiores de los tubos tienen 1/2 pulgada de espesor.

La placa deflectora superior tiene 8.58 pies de largo por 5.5 pies de ancho. La placa deflectora inferior tiene 8.58 pies de largo por 4.64 pies de ancho. La placa inferior tiene 8.58 pies de largo por 3.1 pies de ancho.

Las dimensiones standard que existen en el mercado local son de 5 pies de ancho por 20 pies de largo. De las medidas dadas se halla que se necesitan dos planchas que están cotizadas a \$ 5890.00 cada una, o sea que el costo total de estas planchas es de $2 \times 5890 = 11,780.00$ \$

CUBIERTA DEL PRECALENTADOR DE AIRE

Su designación ASTM A 433-59T, los paneles que forman la cubierta del precalentador de aire, como se ha establecido son de 1/4 de pulgada de espesor. Las paredes del precalentador son: dos de 6.2 pies de ancho por 13.9 pies de largo, dos de 9.78 pies de largo por 8.58 pies de ancho.

Las planchas de 1/4 de pulgada tienen como medidas standard, 5 pies de ancho por 10 pies de largo a \$ 1560.00 cada una. Necesitaremos 10 planchas a un costo de $1560 \times 10 = 15,600.00$ \$

TOLVA RECOLECTORA DE CENIZAS

Su designación ASTM A 433-59T, la tolva está formada por planchas de 1/4 de pulgada de espesor y son: dos de 8.25 pies de largo por 2.5 pies de ancho, dos de 3 pies de largo por 2.5 pies de ancho, dos de 2,5 pies de largo por 2 pies de ancho, dos de 8.25 pies de largo por

2 pies de ancho, que hacen necesario el uso de tres planchas de 5 pies de ancho por 10 pies de largo con un costo total de $3 \times 1560 = 4680.00\$$

UNION DE EXPANSION

Su designacion ASTM A 433-59T, es del tipo de fuelle flexible, y va soldado uno de sus extremos a la placa portatubo inferior, y el otro extremo a la cubierta del precalentador de aire, permitiendo el desplazamiento libre de la placa portatubo inferior y haciendo hermético el cierre impidiendo el contacto entre los gases de escape y el aire calentado. Vamos a utilizar en su confección plancha de 1/8 de pulgada de espesor, 5 pies de ancho por 10 pies de largo. Es necesario sólo una plancha que en el mercado local vale \$ 810.00

PERFIL T

Su designación ASTM A7-61T, tiene por finalidad darle rigidez a la estructura de la cubierta del precalentador a la que va empernada, existen: cuatro tramos de 8.58 pies de longitud cada uno; cuatro tramos de 5.85 pies de longitud cada uno; dos tramos de 9 pies de longitud cada uno; dos tramos de 2 pies de longitud cada uno, que hacen necesario el uso de 5 tramos de 20 pies de longitud cada uno. El valor de cada uno es de \$ 530.00, siendo el costo total de $530 \times 5 = 2650.00\$$

BARRA TIRANTE

Su designación ASTM A7-61T, le permite a las aberturas del precalentador una mayor rigidez estas aberturas llevan bridas para la admisión y escape del aire, estas barras son circulares y de 1 pulgada de diámetro y tienen 4 pies de longitud, van soldadas en el

punto medio de cada abertura, la longitud necesaria es de 8 pies de longitud, necesitando comprarse un tramo que cuesta \$ 170.00

MATERIAL AISLANTE

El aislante Kaylo es fabricado en bloques, y en el mercado local se le obtiene en tamaños de 6 pulgadas de ancho por 36 pulgadas de largo por 1 pulgada de espesor. En nuestro caso para las dimensiones del precalentador se necesitan 264 bloques, cada uno de los cuales cuesta \$ 50.00, el costo total de este material es de 264 x 50 = 13,200 haciendo un resumen del material a usarse.

MATERIAL

	VALOR
274 tubos de acero sin costura, de 2 pulgadas de diámetro exterior, 18 pies de longitud c/u.	\$ 93,160.00
1.1/2 vigas de acero 7" I B 13, 7"x 3.5/8", Standard Americano, 20 pies de longitud c/u.	" 1,830.00
2 planchas de acero de 5 x 10 pies, 1 pulgada de espesor	" 11,790.00
2 planchas de acero de 5 x 20 pies, 1/2 pulgada de espesor	" 11,780.00
10 planchas de acero de 5 x 10 pies, 1/4 pulgada de espesor	" 15,600.00
3 planchas de acero de 5 x 10 pies, 1/4 pulgada de espesor	" 4,680.00
1 plancha de acero, 5 x 10 pies, 1/8 pulgada de espesor	" 810.00
5 tramos de perfil T de acero de 3" x 3" x 3/8" por 20 pies de longitud c/u.	" 2,650.00
1 barra de acero 1 pulgada de diámetro, 20 pies	

de longitud	\$ 170.00
264 bloques de Kaylo de 6"x36" por 1" espesor	13,200.00
TOTAL	\$ 155,670.00

Además hay que considerar que la instalación del precalentador de aire involucra la utilización de una estructura metálica que soportará al precalentador de aire, ductos adicionales de aire, pernos para el ensamblaje propio del precalentador de aire, empaquetadura de asbesto, ductos del gas. De acuerdo a gentil indicación del Ing. Roberto Molina este material para este caso específico se puede asumir como \$ 20,000.00. Por lo tanto el costo total del material del precalentador de aire será $\$ 155,670 + \$ 20,000 = \$ 175,670$

Hay que considerar el gasto producido por la mano de obra utilizada en la construcción del precalentador, es norma general tomar en los presupuestos la mano de obra como el 40% del costo total del material a utilizarse. Luego el costo del precalentador incluyendo la mano de obra será $\$ \frac{175,670}{0.60} = 293,000.00 \$$

El transporte del precalentador del lugar de construcción al lugar de instalación, lo considero como el 2% del costo de material y mano de obra. Costo del precalentador con transporte $= \$ 293,000 + 5,860 \$ = \$ 298,860.00$.

Es norma considerar el costo de Ingeniería del 10% al 30% del costo anterior, en nuestro caso vamos a asumir el 25%. Luego el costo total del precalentador de aire será de $\$ 298,860 + \$ 74,715 = \$ 373,575.00$ Sabiendo el costo total del precalentador de aire, podemos hallar el tiempo en que se paga la inversión hecha en el precalentador. Pues su uso supone un ahorro de combustible.

El calor recibido por el precalentador de aire lo obtenemos del chequeo termodinámico de la superficie de transmisión de calor,

además del balance del precalentador hemos hallado este valor que es de 4'190,000 Btu/hora. Este valor es el mismo que el que se obtendría por medio del flujo de gase, calor específico y diferencia de temperatura a través del precalentador de aire..

Cantidad de petróleo ahorrado $\frac{-4'190,000 \text{ Btu/hora}}{150,800 \text{ Btu/galón}} = 26.55 \text{ galón/hora}$

Esto significa un ahorro de dinero al año de

$26.55 \text{ galón/hora} \times 7000 \text{ horas/año} \times \$ 1.90/\text{galón} = 353,000.00 \text{ \$/año}$

Como el precalentador cuesta instalado \$ 373,575.00 y se ahorra al año \$ 353,000.00, entonces se puede pagar en

Tiempo = $\frac{373,575}{353,000} = 1.05 \text{ años}$, es decir 1 año dos y media se-

manas.

El porcentaje del ahorro en combustible consumido es de

$\frac{26.55 \text{ galón/hora} \times 8.565 \text{ lb/galón}}{3275 \text{ lb/hora}} \times 100 = 6.11\%$

CONCLUSIONES

La instalación del precalentador de aire, en unidades generadoras de vapor de mediana y gran producción de vapor es desde todo punto de vista benéfico. Del estudio del tiempo en que se paga la inversión del precalentador de aire, he hallado que es poco superior a un año, siendo la duración del precalentado de 3 a 4 años como mínimo, trayendo como consecuencia su uso un ahorro en el consumo del combustible, y por lo tanto un aumento en la eficiencia total. 5

El Perú en esta época de expansión y de desarrollo Industrial, utiliza cada vez más unidades generadoras de vapor, las cuales ya son construidas en el país, de ahí la importancia del uso de precalentadores para aumentar la eficiencia de la planta.

En la actualidad se usa como combustible el petróleo residual, esta fuente de suministro de energía tiene necesariamente que agotarse y llegar el momento de utilizar el carbón mineral como fuente de energía calorífica, en estas circunstancias necesariamente tendrá que utilizarse el aire precalentado. Prácticamente todas las unidades generadoras de vapor con quemado de carbón pulverizado requieren aire caliente para el secado del combustible, y las grandes unidades con quemado en fogones de carbón bituminoso opera más eficientemente con aire precalentado para elevar a temperaturas apropiadas las partes del fogón, además el funcionamiento de las unidades generadoras de vapor a cargas parciales es más eficiente utilizando aire precalentado. En todo caso la utilización de precalentadores de aire se basa en las condiciones y requerimientos de servicio. Un precalentador de aire debe ser instalado, y será tan grande como lo requieran las condiciones económicas y factores de Ingeniería.

CARACTERISTICAS DEL PRECALENTADOR DE AIRE

Capacidad de producción de vapor	40,000 lb/hora
Condición de vapor	recalentado 830°F
Presión de trabajo	585 Psi
Temperatura del agua de alimentación	80°F
" " aire " admisión	80°F
" " " calentado	350°F
" de los gases calientes	650°F
" " " enfriados	419°F
Número de tubos por paso	33 tubos
" " hileras de tubos	11 hileras
" total de tubos	363 tubos
" de pasos	3 pasos
Longitud total del tubo	13.5 pies
Diámetro de los tubos	2 pulgadas ODE
Superficie de transferencia de calor	2525 pies cuadrados
Disposición de los tubos	tubos en hileras paralelas
Espaciamiento a lo largo del paso	3 pulgadas
" entre hileras	" "
Consumo de combustible	3725 lb/hora
Poder calorífico del combustible. 18,420 Btu/lb, 150,800 Btu/galón	
Exceso de aire	
Peso del precalentador de aire	15,700 libras
Costo del precalentador	\$ 373,575.00
Costo del precalentador (por pie cuadrado de superficie de transferencia)	147.95 \$/pie ²

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Producción y Trasmisión Industrial del calor- P. Rafael Mariño
S.I.- Editorial S.A.E.T.A.- Primera edición, 1941
- 2.- Thermodynamics.- Virgil Moring Faires- Editorial The Mac Millan
Company- New York - tercera edición- tercera impresión 1959
- 3.- Steam Power Station- Gustaf A. Gaffert- Editorial Mc Graw Hill
Book Company, Inc. cuarta edición 1952
- 4.- Heat Trasmision.- William Mc Adams- Editorial Mc Graw Hill Com-
pany Inc. - tercera edición 1954
- 5.- Trasmisión de Calor.- Audrey I Brown, Salvatore M. Marco - Compa-
ña - Editorial Continental S.A. - tercera edición- edición en es-
pañol
- 6.- Elements of Heat Transfer.- Max Jakob, George Hawkins- Editorial
John Wiley and Sons Inc. London - tercera edición - cuarta im-
presión 1961
- 7.- Combustion Engineering.- Editado por Otto de Lorenzi- primera
edición- once impresión- Publicado por Combustion Engineering Inc.
1957
- 8.- Gas Tables - Keenan and Kaye - editorial John Wiley and Sons Inc.
quinta impresión New York- 1956
- 9.- Steam its generation and Use- Babcock and Wilcox Company New York
37 edición- cuarta impresión- Editado por The Babcock and Wilcox
Company 1960
- 10.- Trasmisión del calor y sus aplicaciones- Herman J. Stoever - edi-
ciones Librería del Colegio, Buenos Aires - 1950
- 11.- ASME HANDBOOK DESIGN - Oscar J. Hoiger- Mc Graw Hill Book Com-
pany Inc. primera edición 1958

- 12.- **The Engineers' Manual** - Ralph G. Hudson - Editorial John Wiley and Sons Inc. - segunda edición - novena impresión 1959
- 13.- **Kent - Engineering handbook , Power**
- 14 - **Resistencia de Materiales S. Timoshenko-** Editorial Espasa Calpe S.A. Madrid - primera parte- 1957
- 15.- **Manual del Ingeniero-** Hütte - editorial Gustavo Gili, S.A.
- 16.- **Book of ASTM standards - tomo I - Especificaciones de Metales ferrosos-** publicado por American Society for testing and materials 1961

CATALOGOS

Gramill Comercial S.A. - productos tubulares - vigas, canales, perfiles especiales- planchas de fierro y acero

Apin S.A. - fiberglas - equipment insulation , fiberglas and Kavlo

Peruvian Trading - forty-eight, insulations incorporated, Aurora Illinois - insulating cements, Weber's super "48" - insulating finishing cements.
