

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



CÁLCULO Y SIMULACION DE UN SECADOR
CONVENCIONAL PARA MADERA ASERRADA
DE UNA CAPACIDAD DE 15,000 pt.

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

EFRAIN ELIAS PORRAS FLORES

PROMOCION 1980-II

LIMA - PERU

1,991

INDICE

PROLOGO	1
CAPITULO I	
.0 INTRODUCCION	3
1. Generalidades sobre el secado de la madera	3
1.2 Factores influyentes en el secado de la madera	9
1.3 Tipos de secadores	12
1.4 Métodos de calentamiento del aire en los secadores	17
CAPITULO II	
2.0 DETERMINACION DE CAPACIDAD Y TIPO DE SECADOR	20
2.1 Justificación de la capacidad de cámara	20
2.2 Especies y características de posibles maderas a secar	22
2.3 Programas de secado para diferentes especies	28
2.4 Equilibrio higroscópico para la madera en los centros madereros	31
2.5 Tiempos de secado	32
2.6 Elección del tipo de secador	36
2.7 Elección de la especie y condición climatológica	37
2.8 Velocidad de circulación del aire y tamaño de pila	38
2.9 Altura de la pila de madera	40
2.10 Listones separadores, dimensiones y separación	40
2.11 Esquema de secador	40
2.12 Conductividad térmica para madera húmeda	41
2.13 Calor específico para madera húmeda	42
CAPITULO III	
3.0 TIPOS CONSTRUCTIVOS DE CAMARA Y PARAMETROS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	44
3. Condiciones iniciales de cálculo	44
3. Dimensiones de la pila de madera y área de flujo a través de la pila	45

3.3	Tipos constructivos para el piso, pared y techo de la cámara	46
3.3.1	Diversos tipos de cámaras	46
3.3.2	Materiales dimensiones y características físicas de los tipos constructivos	47
3.3.3	Determinación de alternativa de construcción	50
3.4	Cálculo del intercambiador de calor	52
3.4.1	Definición de la geometría del intercambiador	52
3.4.2	Justificación, cálculo o valor asumido para la geometría del intercambiador	53
3.4.3	Propiedades físicas y parámetros de proceso	56
3.4.4	Programa para determinar las propiedades físicas del aire húmedo	65
3.4.5	Cálculo de transferencia de calor	70
3.4.6	Cálculo de caída de presión a través del intercambiador	85
3.4.7	Cálculo para el primer y segundo intercambiador	88
3.4.8	Resumen de dimensiones geométricas y parámetros de proceso, para los diversos intercambiadores	110
3.5	Coeficiente de transferencia por convección sobre la madera	115

CAPITULO IV

4.0	SIMULACION DE CALENTAMIENTO, SELECCION DE INTERCAMBIADOR OPTIMO Y VENTILADORES	119
4.1	Flujo de calor sobre la madera en estado inestable	119
4.1.1	Propiedades y flujo de calor involucrados en el proceso	120
4.1.2	Temperatura en cualquier instante en los planos o nodos interiores	120
4.1.3	Temperatura en cualquier instante en la superficie de la madera	122
4.1.4	Análisis de condiciones de convergencia	123
4.1.5	Flujo de calor por convección hacia la madera	125
4.1.6	Incremento de energía interna de la madera	125
4.2	Flujo de calor hacia el piso, pared y techo en estado inestable	126
4.2.1	Flujo de calor hacia el piso	126

4.2.2	Flujo de calor hacia las paredes	130
4.2.3	Flujo de calor hacia el techo	136
4.3	Balance de energía a través del circuito	140
4.3.1	Balance de energía entre los planos 1-1' y 2-2'	143
4.3.2	Balance de energía entre los planos 2-2' y 3-3'	145
4.3.3	Balance de energía entre los planos 3-3' y 4-4'	146
4.3.4	Balance de energía entre los planos 4-4' y 5-5'	147
4.3.5	Balance de energía entre los planos 5-5' y 6-6'	148
4.4	Relaciones para el proceso de simulación y tablas	149
4.4.1	Relaciones de recurrencia para las diversas secciones	149
4.4.2	Programas para la simulación de calentamiento	157
4.4.3	Tablas resumen de simulación y selección del intercambiador	171
4.5	Caída de presión a través del circuito	193
4.6	Selección de los ventiladores	198

CAPITULO V

5.0	SELECCION Y DISPOSICION DE ACCESORIOS Y EQUIPOS DE REGULACION	205
5.1	Accesorios, corrosión y pintado de la cámara	205
5.1.1	Vía y rieles para el carro porta madera	205
5.1.2	Cálculo del carro porta madera	206
5.1.3	Cálculo de la puerta de cámara	212
5.1.4	Deflectores para orientar el flujo de aire	217
5.1.5	La corrosión y sus efectos en la cámara	218
5.1.6	Pintado de la cámara accesorios y equipo	219
5.2	Instrumentos y equipos para control y registro	222
5.2.1	Controlador y registrador	222
5.2.2	Equipo de accionamiento de válvulas para admisión y descarga de aire	225
5.2.3	Equipo de aire comprimido	228
5.2.4	Válvulas y trampa para vapor	229

CONCLUSIONES	234
--------------------	-----

BIBLIOGRAFIA	236
--------------------	-----

PLANOS

APENDICE

PROLOGO

La presente tesis se enmarca dentro del tipo de trabajos de Investigación Bibliográfico - Experimental, cuyo contexto de desarrollo está centrado principalmente en la Ingeniería Mecánica, así como la Ingeniería Forestal y Eléctrica. La síntesis del contenido es la siguiente.

En el capítulo I se vierten conceptos del secado de la madera como la estructura, contenido de humedad, difusión del agua, velocidad de secado, y defectos durante el secado; identificando factores que influyen en el secado que son la temperatura, humedad y velocidad de circulación del aire. Asimismo, se enuncian diferentes tipos constructivos de secadores por la forma de circulación del aire en la cámara; ubicación del ventilador y pilas de madera para luego tratar los métodos de calentamiento.

El capítulo siguiente contiene la justificación de capacidad y tipo en base al análisis de cuadros estadísticos de producción y comercialización, especies de maderas a secar, programas de secado, condiciones climatológicas, propiedades físicas de la madera húmeda, tamaño y espesor de la madera, velocidad de circulación del aire a través de la pila y tamaño de la pila.

Establecemos dimensiones básicas para la pila de madera y cuatro alternativas de construcción para seleccionar la mejor, así como, se crearon relaciones matemáticas y programas para calcular las propiedades físicas del aire húmedo, identificamos y justificamos los parámetros de transferencia de calor, caída de presión, geometría del intercambiador; finalmente calculamos ocho

intercambiadores que usaremos en la simulación del proceso de calentamiento lo cual se explica en el capítulo III.

En el capítulo IV se desarrolla las relaciones matemáticas que gobiernan el proceso de transferencia de calor por conducción en estado inestable para la cámara y madera, resolviéndose la ecuación diferencial por el método de diferencias finitas y balance de energía para luego convertirlos a programas. A través de un programa integral obtenemos la distribución de temperaturas, flujo de calor e incremento de energía interna en cualquier instante en el techo, paredes, piso y madera; concluyendo en la selección del intercambiador de calor óptimo y ventilador.

El último capítulo contiene la discusión y cálculo para materiales y dimensiones para rieles, carro porta madera, puerta, deflectores y se trata el problema de la corrosión y sus efectos para recomendar el pintado adecuado de la cámara, asimismo, se selecciona el sistema de control y regulación y aire comprimido necesario para estos equipos.

CAPITULO I.

1.0 INTRODUCCION.

1.1 Generalidades sobre el secado de la madera.

. Estructura de la madera.

La madera no está compuesta por una materia regular y homogénea, sino que consta de un sinnúmero de células que encierra la médula y los conductos medulares. La corteza está compuesta por los vasos liberianos y la capa exterior.

Entre los vasos liberianos y el cuerpo de la madera, se encuentra el tejido estructural llamado cambium, que regula el crecimiento del árbol mediante una partición celular.

Las células de la madera se forman hacia el centro y las células liberianas hacia el exterior, los anillos anuales son productos del crecimiento en el curso de un año y esto en función del clima. Por ejemplo, en climas tropicales, es casi imposible distinguir los anillos anuales; porque éstos anillos pueden variar en espesor de fracciones de mm. hasta centímetros.

Las funciones de las células son las siguientes.

- Conducción del agua desde las raíces hacia las hojas; almacenamiento del agua;
- renovación de los tejidos, como también proporcionar firmeza a el árbol.

Las células, que en la mayoría de los casos, son fusiformes, poseen longitudes de hasta varios milímetros; en las paredes de ésta existen orificios llamados topos que cumplen con el fin de conducir el agua.

Al observar un corte transversal a la longitud del árbol, notamos que existe una zona ,interna, que es más

oscura llamada duramen, que la parte externa llamada albura. El duramen toma un color más oscuro debido a que prácticamente las células no conducen agua sino por el contrario se llenan de resinas y materias curtientes.

La albura es de color más claro y se podría decir más rica en contenido de agua, el ancho de la albura varía con la especie y dentro de la misma especie también existe diferencia que está en función a las condiciones del medio ambiente.

Los componentes más pequeños de las paredes celulares son las miscelas, están compuestas por un sinnúmero de moléculas filiformes de la celulosa, en las que cadenas moleculares están formadas por varias miscelas. Las miscelas en forma de bastoncillos tienen espesores de 50 a 60 Å y a una longitud como mínimo de 600 Å (1Å = 10⁻⁸ cm).

. Contenido de humedad de la madera.

Como las fibras de la madera cumplen con la función de llevar agua desde las raíces hacia las hojas, para mantener el árbol con vida. Entonces, tanto los espacios huecos como sus paredes están provistos de agua. El contenido de humedad en el árbol verde está sujeto a variaciones por un lado dentro del mismo tronco y por otro, por la variedad de especies.

El duramen generalmente tiene un contenido de humedad en base seca, entre 35% y 50% ; mientras que la albura podría llegar en algunos casos hasta el 200%.

En la industria por razones prácticas, el contenido de humedad está en base seca.

El método confiable para calcular el contenido de humedad es la desecación, siendo esto:

Peso de la madera verde (M) - Peso de madera seca (S) = cantidad de H₂O (A).

Contenido de humedad (CH) $A/S \times 100$

Este método está normalizado. Sin embargo, resumiendo; el procedimiento consiste en tomar una muestra, pesarla, luego secar en un horno pequeño hasta que la muestra no pierda más peso nuevamente pesarla y un cálculo con la fórmula anterior nos dará el contenido de la humedad.

Otra forma de determinar el contenido de humedad es usando un medidor eléctrico, pero este normalmente dará resultados confiables hasta aproximadamente 24% mientras que el método de desecación, proporciona resultados confiables para cualquier contenido de humedad, sólo que las pesadas deben realizarse tan rápido como sea posible, para que la humedad del medio ambiente no influya en este proceso

. Difusión del agua en la madera.

Por ser la madera un material higroscópico, cuando ésta se encuentre completamente seca va absorbiendo vapor de agua del medio ambiente, hasta alcanzar un estado de equilibrio entre la presión parcial del vapor de agua del medio ambiente y el contenido de humedad de la madera; a este proceso se denomina "sorción". El gráfico de la relación entre la cantidad de agua absorbida y la presión parcial del vapor de agua a temperaturas constantes se conocen como "Isotermas higroscópicas" ó "Isotermas de absorción".

El agua dentro de la madera se encuentra en dos formas:

Como agua libre, aquella que está en las cavidades o celdas;

- el agua contenida dentro de las paredes de las células mismas.

Cuando se seca la madera, primero migra el agua libre y luego el agua contenida en las paredes de las células. Entonces, dando como resultado un estado en el cual sólo existe agua saturando totalmente las paredes celulares a este estado se le conoce como "Punto de saturación de las fibras".

Este punto está entre el 24% y 30% del contenido de humedad, sin embargo, al respecto existen diferencias para fijar este punto.

Pero los investigadores están de acuerdo en afirmar que durante el secado el agua fluye con menor resistencia cuando el contenido de humedad está sobre el punto de saturación de la fibra y con mayor oposición, cuando está bajo el PSF.

. Velocidad de secado.

El primer período, es de evaporación superficial, velocidad de secado constante. A este período se une un período parcial II_a que concierne a la fase intermedia designada con el nombre de "Secado superficial no saturado". La velocidad de secado disminuye después de nuevo y como en el caso de materia no higroscópica, parece querer alcanzar una velocidad de secado final determinada, Período II_b . En tanto que la humedad no descienda en ninguna zona su valor de equilibrio, la materia se comporta como una materia no higroscópica.

Cuando se prosigue el secado, aparece un tercer Período II_c , que se diferencia del anterior.

Comienza cuando se alcanza el grado de humedad higroscópica máximo en la zona más húmeda, Centro madera.

La velocidad de secado disminuye en este caso hasta

el valor 0, que se alcanza con la humedad de equilibrio. Para las materias higroscópicas no existe un nivel de secado propiamente dicho que constituye un límite bien marcado entre una capa límite húmeda y una capa límite seca, sino por el contrario, campos que comprenden diversos grados de humedad en los que existe una presión de equilibrio de vapor correspondiente a cada temperatura y a cada grado de humedad.

Período I : II_a; evaporación superficial

Período II : II_b; domina difusión del vapor, la curva tiende a una "velocidad aparente de secado final".

II_c; comportamiento higroscópico.

Concretamente la madera sobre el punto de saturación de la fibra (24% - 30%) se comporta como una materia no higroscópica. Según VOIGT, KRISCHER y SCHAUSS, en el curso del secado de la madera por encima del punto de saturación de la fibra, sólo las fuerzas capilares tienen un efecto activo, mientras que, por debajo de este punto, el movimiento de la humedad se debe no sólo a la difusión de vapor según STEFAN, sino también a la acción de las fuerzas capilares, éste último estimulado sólo por la difusión del vapor bajo la influencia de las diferencias de tensiones parciales.

. Defectos de la madera durante el secado.

Contracción: La madera se contraerá cuando es secado desde el estado verde hasta el punto de saturación de la fibra, PSF, la contracción será mayor si seguimos secando bajo el PSF.

En la tabla Nº 1, apéndice, podemos observar que la contracción de las vetas horizontales, contracción tangencial, es aproximadamente el doble que la

contracción de las vetas verticales, contracción radial, así mismo, la contracción longitudinal es casi siempre despreciable. Lo anterior explica el porqué un tronco de madera secándose tiende a agrietarse radialmente.

En el proceso de secado, existe un gradiente de humedad desde la parte interna hacia la superficie, por este motivo, la contracción de las capas externas ocurren antes que la parte interna de la madera se haya secado.

Como las contracciones en las diferentes direcciones tienen intensidades diferentes, esto produce la deformación de la madera, con la consiguiente degradación.

El objetivo principal de un programa de secado para el horno, será secar la madera con el mínimo de degradación posible y en el menor tiempo.

Los defectos más comunes que ocurren son:

- a.- encorvamiento en forma de copa;
- b.- arqueamiento;
- c.- encorvamiento;
- d.- retorcimiento;

Todo lo anterior proviene de los efectos incontrolados de la contracción; obviamente la contracción no puede controlarse por que ésta de todas formas ocurrirá, pero sus efectos si pueden controlarse.

Otros defectos: Estos son, el endurecimiento superficial y el agrietamiento; el primer caso es efecto del secado prematuro de la superficie originando tensiones sobre el interior.

En el segundo caso se producen pequeñas grietas o huecos en el interior de la madera, el efecto por el que se produce no está muy claro, pero sabemos que esto ocurre con mayor frecuencia en maderas duras.

Finalmente, diremos que un buen proceso de secado proviene de un excelente programa de secado establecido para cada especie y a determinadas condiciones iniciales y finales en la madera, obteniendo las variaciones necesarias en el funcionamiento del secador; evitando de esta manera la degradación de la madera.

1.2 Factores que infuyen en el secado de la madera

. Temperatura.

La humedad en la madera varía con la temperatura el incremento de ésta incrementará la evaporación por tanto acelera el tiempo de secado.

Ahora, como la temperatura del aire que circula sobre la madera, no es la misma que la temperatura en la superficie, además existiendo un gradiente de temperatura en la madera, obviamente existirá un gradiente de humedad sobre la madera,; efecto que debe ser considerado para evitar defectos durante el secado, que traería como consecuencia una degradación severa de la madera

. Humedad del aire.

El incremento de la temperatura y por tanto de crecimiento de la humedad relativa, permitirá incrementar la evaporación del agua de la madera y por consiguiente reducirá el tiempo de secado.

La determinación de la humedad del aire en la cámara de secado, se efectúa por el procedimiento psicométrico, procedimiento en el cual se emplean dos termómetros, uno de bulbo seco y otro de bulbo húmedo.

. Velocidad de circulación del aire.

La velocidad del aire es otro factor importante por que el aire es el portador del calor que calienta la humedad de la madera, hasta que esta pueda salir; también

es el que transporta ésta humedad. Por esto el incremento en la velocidad del aire, incrementará la evaporación, reduciendo el tiempo de secado y el decrecimiento de la velocidad del aire aumentará el tiempo de secado sin lugar a dudas el problema recide, en como secar la madera más rápidamente para obtener una mayor producción; esto independientemente del tamaño del secador.

. Humedad de equilibrio de la madera.

Como la madera es un material higroscópico, entonces la humedad de ésta varía con las condiciones del medio ambiente. Entre estos factores se establece un equilibrio higroscópico.

Si deseamos secar madera en una cámara, es de especial interés en contar con el gráfico de humedad de equilibrio de la madera; para poder realizar el control y regulación del proceso de secado.

De acuerdo con el gráfico de la humedad relativa tiene una mayor influencia que la temperatura, por lo tanto en una cámara de secado, no solo debe existir una temperatura determinada sino también una humedad relativa del aire perfectamente determinada que debe variar según como progresa el secado. Posteriormente, al proceso de secado, en el almacén debe haber una humedad y temperatura previamente establecidos; esto para conservar el grado de secado que se ha logrado en la cámara y se conseguirá mediante calefacción o humedecimiento según sea el caso.

. Cociente de secado.

Este factor como los anteriores, influye en la velocidad y calidad de secado. El cociente de secado resulta de la relación entre el contenido de humedad de la madera y la humedad de equilibrio de la madera, esto manteniendo constantes la temperatura y humedad del aire en la cámara.

$$\text{cociente de secado} = \frac{\text{contenido de humedad de la madera}}{\text{humedad de equilibrio de la madera}}$$

Resumiendo, diremos que el cociente de secado es la relación entre la humedad real de la madera y la humedad de equilibrio de la madera.

La elección del cociente de secado se realiza en función a como conducir el secado y que tipo de madera se está secando. Por experiencia se establecen los siguientes cocientes de secado.

Para secado cuidadoso, maderas duras, de 1.5 a 1.8.

Para maderas blandas, por ejem. pino, de 2.0 a 3.0

Si el secado se realiza con la mayor perfección en técnica, estos valores podrían ubicarse entre 2.0 a 3.0 y 3.0 a 4.0, respectivamente.

Generalmente las maderas blandas y duras con espesores a 1½" deben secarse con mayor cuidado. De la misma manera podríamos fijar el uso de valores altos para maderas delgadas y valores bajos para maderas gruesas. Finalmente diremos cuanto mayor es el cociente de secado, la madera se secará más rápido.

. Conclusiones.

Por lo expuesto anteriormente, concluimos que el secado puede ser acelerado de tres formas:

- a) incremento de la temperatura en el secador;
- b) decrecimiento de la humedad en el secador;
- c) incremento de la velocidad del aire.

Económicamente, el método menos costoso es la reducción de la humedad relativa del aire, porque ésto significa menos vaporización dentro del secador o el incremento de la acción de las válvulas, renovación del aire; el método siguiente sería la elevación de la

temperatura porque se dispondría de suficiente flujo de calor, debido a que un proceso de secado normal consume aproximadamente 50% menos de energía que el instante inicial y finalmente el caso más costoso es el de incrementar la velocidad del aire. Por lo tanto, el problema de secar madera en una cámara, es la combinación de los tres factores convenientemente controlados.

Si se trata de maderas duras, el programa de secado es más exigente, debido a que éstas generalmente realmente tienen límites en la temperatura, quedando como alternativas la reducción de la humedad o el incremento en la velocidad del aire.

1.3 Tipos de secadores.

. Secadores con corriente de aire natural.

Si realizamos un arreglo en la pila de madera para que el aire circule sobre ella y existiendo convección natural, entonces tendremos un secador con corriente de aire natural.

La principal ventaja, está en la forma simple del horno y las desventajas son las velocidades muy bajas de la corriente de aire y la falta de una distribución uniforme del aire. Estos secadores tendrían mejor desempeño en lugares donde existen altas temperaturas y bajas humedades.

El intercambiador bajo la pila de madera calienta el aire elevándose éste a través de un conducto central, resultado de haber apilado la madera convenientemente.

El aire calentado incrementa su temperatura, baja la humedad relativa y simultáneamente se incrementa la circulación del aire.

. Secadores modificados con corriente de aire natural.

Una de las desventajas del secador con corriente de aire natural es que éste no trabaja con altas

temperaturas y bajas humedades, cuando la madera está casi secada. Una de las alternativas para solucionar esto es, aumentar la circulación natural del aire colocando un vaporizador a alta velocidad en el tubo de ventilación, permitiendo circular el aire con mayor rapidéz hacia la parte superior. La desventaja de ésto reside en que la atmósfera del horno alcanza niveles no deseados de humedad.

La solución a este problema es emplear vapor sobrecalentado.

. Secadores con eje en línea.

La circulación forzada es efecto de una serie de ventiladores que están montados sobre un eje, este coincide con el eje central del secador a lo largo de toda su longitud y están ubicados en la parte inferior, previstos para circulación reversible.

Este método usa cámara de aire central, con aire de circulación forzada a través de la mitad del ancho total de la pila de madera.

Ventajas de éstos secadores:

Las velocidades de aire son mayores, entre 100 y 250 pies/min, en comparación a los hornos con corrientes de aire natural, éstos alcanzan máximo 40 pies por min.

- Se podrían ubicar varios secadores unos a continuación de otros, con el motor eléctrico fuera del secador.

Las desventajas:

El juego de ventiladores ejerce un empuje axial resultante considerable sobre el eje longitudinal, lo cual es absorbido por el cojinete ubicado al final del eje de transmisión. En hornos pequeños este empuje no es considerable pero en hornos de más de 100 pies si es considerable.

- Existe un punto de estancamiento en la circulación del aire, igualmente en la esquina diametralmente opuesta del secador.

Los ventiladores conducen al aire a realizar dos pasos de 90°, ésto debido a que se tiene un eje longitudinal sobre el que están montados los ventiladores, conducidos por un motor exterior.

Estos modelos son un mejoramiento al modelo de circulación natural, por ello ventiladores e intercambiadores están bajo el nivel del piso. Pero se experimentó que en la circulación forzada no hay necesidad de ésta disposición, por lo cual en secadores actuales los equipos de ventilación y calefacción se ubican sobre el nivel del piso o sobre las pilas de madera

. Secadores de doble pila y circulación cruzada.

Actualmente, este tipo de hornos se están usando con motores internos y ventiladores ubicados en el eje central del horno, sobre el nivel superior de la pila de madera.

Con ésta disposición se puede obtener cualquier velocidad razonable del aire, el aire es calentado por medio de intercambiadores ubicados entre las pilas de madera.

. Secadores de una sola pila de madera y circulación cruzada.

Los secadores de verdadera circulación cruzada no requieren eje longitudinal, contrariamente la circulación cruzada se logra introduciendo un ventilador interno en el secador.

Tradicionalmente, estos secadores tenían ejes cruzados al eje del secador; por ello el nombre de secadores con ejes cruzados y circulación cruzada.

El motor está situado en la parte externa del secador y una faja transmite la potencia a una polea que hace girar el eje y los ventiladores.

Ventajas de este tipo de secadores:

Para un tamaño determinado de secador se podría instalar cualquier número deseado de ventiladores, razonablemente; por esto se podría obtener cualquier velocidad razonable del aire.

Los ventiladores podrían instalarse tan cerca unos de otros, como sea posible para lograr una mayor uniformidad en la distribución del aire.

- Los intercambiadores pueden instalarse frente a los ventiladores, logrando de este forma una mayor distribución del calor.

Desventajas de estos secadores:

Con poleas exteriores sólo se podría construir uno o dos secadores lado a lado.

- El costo relativamente alto de poleas, ejes, rodamientos, cojinetes y fajas.

Sin embargo, este tipo de secador superó en parte los problemas presentados respecto a los modelos anteriores.

Con el advenimiento del motor aislado aún dando pequeños problemas, pero finalmente esto es superado porque es característica de construcción y mantenimiento del motor.

Secador con Circulación Cruzada-Ventilador frente a una pila de madera.

Este método consiste en poner el ventilador adyacente a la pila de madera; pero esto tiene sus desventajas y son las siguientes:

- En la zona de eje del ventilador, existe circulación

mínima del aire, considerándose casi como una zona de estancamiento conocido como "efecto del eje".

- Sucediendo todo lo contrario cerca a la corona del ventilador, donde el aire es impulsado a la velocidad máxima. Este hecho es conocido como el "efecto de corona".

Por consiguiente con un ventilador adyacente a una pila de madera, se pueden encontrar velocidades extremadamente altas, en ciertas partes adyacentes a la corona del ventilador y al lado de entrada del aire.

Para pequeñas pilas de madera y velocidades bajas de aire, este modelo puede trabajar satisfactoriamente.

Finalmente, el intercambiador delante del ventilador disminuye el efecto de eje y corona porque actúa como un difusor.

Secadores Progresivos con Circulación Longitudinal.

Se cargan un número de pilas de madera, en forma transversal a la longitud del secador y los movemos progresivamente del lado más húmedo hacia el lado más seco.

El objetivo por el que fue introducido este tipo de secador, es que mediante el suministro de aire a mayor temperatura y menor humedad hacia el lado de la pila de madera más seca, saliente, se está proporcionando aire a menor temperatura y más humedad al lado de ingreso de las pilas de madera.

Por la forma como se carga, la longitud de la madera deben ser las mismas, en caso contrario el espacio disponible dentro del secador, no será usado eficientemente; no requieren ventiladores reversibles; el control de programa de secado es casi completamente dependiente de la posición de la madera en el recorrido por el secador y este es limitado.

Las ventajas de este secador son:

La simplicidad del diseño, para tamaños grandes donde se pueden satisfacer los requerimientos de aire, con equipos de ventilación mínimos.

- El manejo del material es más simple, debido a que de tiempo en tiempo, pequeñas cantidades de madera son extraídas y cargadas.

El ciclo de calentamiento del secador se ha evitado, excepto cuando se deja de trabajar por mantenimiento u otros casos.

Las desventajas son las siguientes:

El recorrido del aire normalmente sigue un ciclo extremadamente largo.

- Las puertas se abren para el cargado y descargado a intervalos de tiempo, que normalmente, resultan un inconveniente por la noche y un fin de semana.

En el inicio del proceso la gran demanda de calor para lograr una temperatura alta, no es posible tan fácilmente.

1.4 Métodos de Calentamiento en los Secadores.

Antiguamente, el uso intensivo del desperdicio de la madera del aserradero, como combustible para la generación de vapor fué muy común y por esto la distinción de los tipos de secadores se hacía por el método de circulación del aire en el secador.

A partir de 1,950 aproximadamente se usan combustibles como el gas, petróleo, etc. Esto por el costo moderado de estos hidrocarburos, pero a partir de 1,973, época de crisis energética se reconsidera el uso del desperdicio de madera como combustible.

Secadores con calentamiento de transferencia aire-vapor de agua a baja presión.

Generalmente este tipo de secadores operan con vapor a 15 psi o menos. Estos secadores son apropiados para el secado con bajas temperaturas y para maderas duras.

Ventajas de este modo de calentamiento:

- Se pueden alcanzar altos niveles de humedad relativa. Las calderas de baja presión, pueden ser operadas sin la necesidad de contar con personal calificado, estos límites son posiblemente hasta 150 HP de caldera.
- Diseño de intercambiadores con relativa facilidad para proveer una distribución de calor uniforme.

Las desventajas:

Las máximas temperaturas que pueden obtenerse están alrededor de 180 °F o quizás 190 °F con un buen aislamiento del horno.

En algunos lugares, el calentamiento con vapor puede ser económico solamente con plantas grandes.

Secadores con calentamiento en transferencia aire-vapor a presiones media y alta.

Este tipo de secadores son versátiles, porque fácilmente podemos alcanzar altas temperaturas y si mantenemos un control apropiado se pueden trabajar también con temperaturas bajas.

Las ventajas son que a 150 psi de presión de vapor se pueden alcanzar niveles de temperatura aproximados a 240°F sin mayores problemas, requieren tubos y válvulas más pequeñas que los usados en secadores con vapor a baja presión, calentamiento inicial rápido y mejor control de la humedad. La desventaja está en tener un operador de caldera especializado y permanente.

Secadores con calentamiento en transferencia aire-agua a baja presión.

Estos secadores son similares a los secadores de baja presión y están sujetos a una temperatura máxima de 250 °F y presión de 150 psi aproximadamente.

Una ventaja es el diseño relativamente fácil del intercambiador de calor, distribución uniforme del calor y niveles de humedad alta. La desventaja radica, en un mayor costo del equipo, debido a que se requieren tuberías de agua más largas, mayor dimensión de la cámara de calentamiento, bombas para el agua caliente y las máximas temperaturas dentro del horno están alrededor de 180 o 190 °F.

Secadores calentados eléctricamente.

Estos secadores alcanzan altas temperaturas pero económicamente no sería factible donde la electricidad alcanza costos prohibitivos. Generalmente el uso de estos secadores se reduce a secadores experimentales para investigación y con pequeñas cargas.

Secadores con calentamiento en transferencia gases de combustión-aire.

En este tipo de secadores los productos de combustión del desperdicio de madera son orientados hacia los intercambiadores de calor.

Las principales ventajas son: Uso intensivo del desperdicio de madera del aserradero, altos niveles obtenibles de humedad, bajos costos de funcionamiento, el combustible no requiere una preparación especial y son similares a los secadores con intercambiadores de calor.

Las desventajas: altos costos de instalación y control permanente de los depósitos de combustible.

Podríamos decir que este método de calentamiento usa energía no convencional.

CAPITULO II

2.0 DETERMINACION DE CAPACIDAD Y TIPO DE SECADOR

2.1 Justificación de la capacidad de cámara.

En el país existen nueve empresas que cuentan con equipo para el secado de la madera, una breve descripción de estas y el lugar donde están ubicadas se proporcionan a continuación:

1.- Industrial Loreto S.A. (Iquitos)

Esta empresa cuenta con 5 cámaras, cada una con 30,000 pt/carga, operando solamente dos cámaras, a un 50% de su capacidad, usando ciclos de secado de 6 días.

2.- Forestal Amazonas S.A. (Iquitos)

Cuenta con dos cámaras, cada una con 60,000 pt/carga, no se posee información acerca de la producción.

3.- Maderera Orosa S.A. (Iquitos)

Posee dos cámaras de 50,000 pt/carga cada una, operan a un 30% de su capacidad instalada, usa ciclos de secado de 6 días.

4.- Industrial Maderera del Oriente S.A. (Pucallpa)

Tiene una cámara de 40,000 pt/carga, operando a un 100% de su capacidad, emplea ciclos de 6 días.

5.- Sociedad Agrícola de Interés Social SAIS PAMPA (Pucallpa).

Esta cuenta con tres cámaras de 15,000 pt/carga cada una, planta que trabaja con una carga de aproximadamente el 30% de su capacidad instalada.

6.- Comercial Industrial Maderera S.A (Pucallpa)

Tiene una cámara de 2,500 pt/carga, otra de 48,000 pt/carga, la planta trabaja a un 40% de su capacidad instalada.

7.- Empresa Maderera Sullana S.A. (Lima)

Equipo de una cámara de 20,000 pt/carga, producción a sólo el 50% de capacidad instalada.

8.- Ciurlizza Maurer Ltda. (Lima)

Dos cámaras de 15,000 pt/carga cada una, usa programas para 6 días, se calcula que está trabajando al 50% de su capacidad.

9.- Enchapes Peruanos 501 S. A. (Lima)

Cuenta con cuatro cámaras de 3,000 pt/carga cada una, producen sólo 120 días/año, con una carga del 35% de su capacidad.

Estos secaderos son del tipo convencional, esto por el método de calentamiento ,transferencia vapor-aire, y las temperaturas máximas que alcanzan en la cámara (180 °F). Considerando un tiempo promedio de 6 días para el secado y 50 cargas por año; obteniendo la siguiente tabla.

SECADEROS INSTALADOS EN EL PAIS EN OPERACION

Empresa	1*	2	3	4	5	6	7	8	9
Descripción Número de Cámaras	5	2	2	1	3	2	1	2	4
Capacidad por cámara (miles pt)	30	60	50	40	15	2.5 48	20	15	3
Capacidad anual (millones pt)	3	-	5	2	2.25	2.53	1	1.5	0.6
Régimen de producción %	50	-	30	100	30	40	50	50	35
Producción neta anual (millones pt)	1.5	-	1.5	2	0.68	1.01	0.5	0.75	0.21
Capacidad x carga en uso (miles pt)	30	-	30	40	13.5	20.2	10	15	4.2

‡ Esta empresa, produce sólo con dos cámaras.

Analizando el cuadro anterior, podríamos decir que la mayoría de secadores están sobredimensionados, cabe aclarar si bien es cierto potencialmente el país es maderero, pero la capacidad de un secador en cada planta será función de una política de comercialización coherente así como de optimizar el proceso extracción-transformación.

Realizando un promedio de producción por carga obtenemos aproximadamente 18,000 pt. Un gran aserradero - está considerado para una producción de 20,000 pt/día 120,000 pt/semana, el aserradero mediano aproximadamente 10,000 pt/día, 60,000 pt/semana de las cuales es recomendable el secado entre el 25% - 30% de la madera aserrada.

En vista de lo anterior, la capacidad por carga para el aserradero mediano de 15,000 pt/carga, para el secador a calcular es una elección razonable.

2.2 Especies y características de posibles Maderas a Secar

Dada la gran variedad de especies de madera que tenemos, los usos a los que se destinan, volúmenes de producción y el mercado para éstas; nos permitirá seleccionar algunas especies posibles a secar.

PRODUCCION POR ESPECIES DE MADERA ASERRADA

ESPECIES	PRODUCCION (m ³)			
	1977	1978	1979	1980
TOTALES	474,205	476,016	526,077	606,594
TOTALES	474,205	476,016	526,077	606,594
Alfaro	5,908	3,521	5,212	4,671
Caoba	27,247	22,269	37,478	48,374
Cedro	70,761	63,012	87,902	84,325
Copaiba	13,500	11,270	12,003	19,264
Cumala	10,351	14,919	15,790	15,980
Diablo fuerte	3,913	1,692	1,880	1,884
Eucalipto	86,324	75,740	101,274	103,074
Ishpingo	5,633	5,527	6,540	9,027
Moena	37,500	24,773	29,883	35,195
Nogal	1,279	1,333	1,030	954
Roble Amarillo	2,274	3,316	1,154	2,173
Roble Corriente	51,908	66,276	49,361	58,763
Tornillo	68,472	70,296	74,097	114,643
Ulcumano	1,043	1,357	616	517
Lupuna			3,857	1,921
Otras especies	88,092	110,715	98,000	105,829

Fuente: Anuario de Estadística Forestal y de Fauna Silvestre, 1980

Comercio exterior de productos forestales madereros (1979)							
Productos	E x p o r t a c i ó n		I m p o r t a c i ó n		Balanza Comercial (Us \$)		
	m3	% Valor FOB Us					
Total	31,432.79	100.00	7'620,728	15,891.70	100.00	3'873,187	3'747,541
Madera en rollo	-	-	-	83.07	0.52	28,368	(28,368)
Madera simplemente escuadrada	-	-	-	458.21	2.88	47,932	(47,932)
Traviesas de madera para vías férreas (durmientes)	-	-	-	5,245.73	33.00	605,005	(605,005)
Parquet	1,065.95	3.39	298,740	-	-	-	298,740
Madera aserrada	15,442.94	49.14	3'299,487	8,342.37	52.50	1'204,535	2'094,952
Madera chapa o contraplacada	5,337.98	16.98	1'638,086	-	-	-	1'638,086
Chapas Decorativas	8,475.04	26.96	2'201,961	-	-	-	2'201,961
Tableros de fibra	-	-	-	99.34	0.63	17,138	(17,138)
Manufacturas de madera	1,110.88	3.53	182,454	1,662.96	10.47	1'970,186	(1'787,732)
Carbón Vegetal	-	-	-	0.02	-	23	(23)

Fuente: Anuario de estadística forestal y de fauna silvestre, 1980

Comercio exterior de productos forestales madereros (1980)							
Productos	E x p o r t a c i ó n		I m p o r t a c i ó n		Balanza Comercial (Us \$)		
	m3	% Valor FOB Us					
Total	23,510.91	100.00	6'264,302	20,756.62	100.00	6'875,469	(611,167)
Madera en rollo	47.95	0.20	1,200	2,218.18	11.17	492,893	(491,693)
Madera simplemente escuadrada	42.08	0.18	6,216	972.42	4.68	136,453	(130,237)
Traviesas de madera para vías férreas (durmientes)	-	-	-	2,652.20	12.78	652,914	(652,914)
Parquet	236.30	1.00	210,784	90.10	0.43	100,396	110,415
Madera aserrada	15,702.50	66.79	2'821,070	11,847.53	57.08	2'110,789	710,281
Madera chapa o contraplacada	258.02	1.10	152,424	56.66	0.28	49,009	103,415
Chapas Decorativas	4,957.52	21.08	1'351,916	-	-	-	1,351,916
Tableros de fibra	1,444.59	6.15	868,093	0.20	-	736	867,357
Manufacturas de madera	-	-	-	555.88	2.68	191,419	(191,419)
Carbón Vegetal	821.94	3.50	852,599	2,263.45	10.90	3'140,887	(2,288,288)

Fuente: Anuario de estadística forestal y de fauna silvestre, 1980

Exportación de madera aserrada por especies 1,978 (m3)													
P a i s e s	E s p e c i e s											Total	
	Cedro	Caoba	Nogal	Cumal	Ishpi.	Copaiba	Marupa	Torni.	Moena	Lagarto	Catahua		Otras
Estados Unidos	2,543	242	364	2,665	-	-	-	-	-	-	-	242	6,056
Rep. Dominicana	42	2,036	21	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2,099
Alemania	27	162	-	2	-	-	-	-	-	-	-	80	271
Venezuela	1,722	3,189	-	446	64	191	64	574	-	-	64	64	6,378
Bélgica	-	63	46	-	-	-	-	-	-	-	-	-	109
Canadá	54	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	54
Colombia	-	-	-	51	-	-	-	-	-	-	-	-	51
Chile	5	-	-	-	-	-	-	2	9	-	-	-	16
España	6	86	36	-	-	-	-	-	-	-	-	-	128
Italia	-	-	61	-	-	-	-	-	34	-	-	-	95
Japón	-	-	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	10
Países Bajos	-	-	17	-	-	-	-	-	-	-	-	-	17
Puerto Rico	218	1,596	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,814
Reino Unido	56	175	-	-	-	-	-	-	-	-	-	22	253
Australia	-	-	29	-	-	-	-	-	-	-	-	-	29
T o t a l	4,673	7,549	584	3,162	66	191	64	576	9	34	64	408	17,380

Fuente: Dirección General Forestal y de Fauna, Oficina de Patrimonio y Estadística.

Se presentan datos estadísticos, hasta el año de 1980, que representa un año de máxima producción y comercialización en la industria forestal, en 1981 la producción se mantiene sensiblemente constante con tendencia al decrecimiento a 1982 esta situación se acentúa, iniciándose la crisis de este sector en 1983. Evidentemente el problema no es de materia prima, es producto de la crisis económica nacional e internacional; pero la recuperación de estos mercados en el futuro es un hecho.

Realizando un análisis de los cuadros anteriores; podemos llegar a las siguientes conclusiones:

- a) Los más altos volúmenes de producción en madera aserrada son de las especies como: Eucalipto, tornillo, cedro, roble corriente, caoba, moena, cumala y copaiba.
- b) El comercio exterior de madera aserrada, durante los años de 1978, 1979 y 1980; alcanzan en promedio el 55% respecto del volumen total de exportación de productos forestales madereros.
- c) El mercado externo, tiene preferencias por las especies como: Caoba, cedro, cumala; consideradas como maderas de primera calidad para ebanistería y otros.
- d) La madera aserrada es más estable, en cuanto se refiere a demanda en el mercado externo.

El eucalipto es considerado como madera corriente, cuyo secado artificial no es necesario por múltiples factores.

Cabe hacer notar que existe una especie llamada pino andino -familia de las coníferas- cuya explotación se realizaría por la instalación de un complejo forestal con capacidad de aserrio para 20,000 pt/día (14,150 m³/año) calculada para una explotación de 30 años. En una primera fase contaría con un secador para 30,000 pt/carga.

Características de las maderas.

Las maderas consideradas serán las de mayor volumen de producción y comercialización, por consiguiente éstas son: Cedro, caoba, cumala, roble, tornillo, moena y romerillo.

CARACTERISTICAS DE ALGUNAS MADERAS

Nombre Comercial	Nombre Científico	Densidad * Básica (Kg/m ³)	Humedad Madera Verde (%)
Cedro	Cedrela odorata	420.0	100%
Caoba	Switenia Macrophylla	520.0	100%
Cumala	Iryanthera sp Dyalianthera Verola sp	420.0	130 - 140%
Moena	Nectandra sp	560.2	100%
Roble	(Varias)	605.0	100%
Romerillo	Podocarpus sp	450.0	100%
Tornillo	Cedrolinga Catenaeformis	450.5	100%

* Para la madera con 0% de humedad.

2.3 Programas de secado para diferentes especies.

A las variaciones de la temperatura y humedad relativa dentro de la cámara, durante el proceso de secado se le conoce como programa de secado. El programa de secado es confeccionado en base a la humedad inicial de la madera, humedad final y especie de madera; con el único objetivo de secar la madera es el menor tiempo posible y con la mínima degradación, este concepto se llama eficiencia del programa de secado.

Características de las maderas.

Las maderas consideradas serán las de mayor volumen de producción y comercialización, por consiguiente éstas son: Cedro, caoba, cumala, roble, tornillo, moena y romerillo.

CARACTERISTICAS DE ALGUNAS MADERAS

Nombre Comercial	Nombre Científico	Densidad * Básica (Kg/m ³)	Humedad Madera Verde (%)
Cedro	Cedrela odorata	420.0	100%
Caoba	Switenia Macrophylla	520.0	100%
Cumala	Iryanthera sp Dyalianthera Verola sp	420.0	130 - 140%
Moena	Nectandra sp	560.2	100%
Roble	(Varias)	605.0	100%
Romerillo	Podocarpus sp	450.0	100%
Tornillo	Cedrolinga Catenaeformis	450.5	100%

* Para la madera con 0% de humedad.

2.3 Programas de secado para diferentes especies.

A las variaciones de la temperatura y humedad relativa dentro de la cámara, durante el proceso de secado se le conoce como programa de secado. El programa de secado es confeccionado en base a la humedad inicial de la madera, humedad final y especie de madera; con el único objetivo de secar la madera es el menor tiempo posible y con la mínima degradación, este concepto se llama eficiencia del programa de secado.

Programa de secado para Romerillo de 1" hasta 1½" de espesor.

Contenido de humedad de madera (%)	Temp.bulbo seco		Temp.bulbo húmedo		Humedad Relativa Aprox. %
	°F	°C	°F	°C	
Verde	135	57.0	123	50.5	70
50	135	57.0	119	48	60
40	140	60.0	118	47.5	50
30	150	65.5	121	49	40

Programa de secado para Cumala, de 1" de espesor.

Contenido de humedad de madera (%)	Temp.bulbo seco		Temp.bulbo húmedo		Humedad Relativa Aprox. %
	°F	°C	°F	°C	
120	125	51.8	121	49.5	88
100	125	51.8	121	49.5	88
80	125	51.8	121	49.5	88
60	130	54.5	125	51.8	86
40	135	57.3	130	54.5	87
30	140	60.0	135	57.3	87
20	145	62.9	138	59.0	82
15	155	68.5	130	54.5	49

Programa de secado para cumala, de 1½" de espesor.

Contenido de humedad de madera (%)	Temp.bulbo seco		Temp.bulbo húmedo		Humedad Relativa Aprox. %
	°F	°C	°F	°C	
120	120	49.0	116	46.7	88
100	120	49.0	116	46.7	88
80	125	51.8	121	49.5	88
60	125	51.8	121	49.5	88
40	132	55.6	127	52.8	86
30	140	60.0	132	55.6	77
20	145	62.9	132	55.6	69
15	150	65.6	130	54.5	57
12	150	65.6	128	53.4	53

Programa de secado para Romerillo de 1" hasta 1½" de espesor .

Contenido de humedad de madera (%)	Temp.bulbo seco		Temp.bulbo húmedo		Humedad Relativa Aprox. %
	°F	°C	°F	°C	
Verde	135	57.0	123	50.5	70
50	135	57.0	119	48	60
40	140	60.0	118	47.5	50
30	150	65.5	121	49	40

Programa de secado para Cumala, de 1" de espesor .

Contenido de humedad de madera (%)	Temp.bulbo seco		Temp.bulbo húmedo		Humedad Relativa Aprox. %
	°F	°C	°F	°C	
120	125	51.8	121	49.5	88
100	125	51.8	121	49.5	88
80	125	51.8	121	49.5	88
60	130	54.5	125	51.8	86
40	135	57.3	130	54.5	87
30	140	60.0	135	57.3	87
20	145	62.9	138	59.0	82
15	155	68.5	130	54.5	49

Programa de secado para cumala, de 1½" de espesor .

Contenido de humedad de madera (%)	Temp.bulbo seco		Temp.bulbo húmedo		Humedad Relativa Aprox. %
	°F	°C	°F	°C	
120	120	49.0	116	46.7	88
100	120	49.0	116	46.7	88
80	125	51.8	121	49.5	88
60	125	51.8	121	49.5	88
40	132	55.6	127	52.8	86
30	140	60.0	132	55.6	77
20	145	62.9	132	55.6	69
15	150	65.6	130	54.5	57
12	150	65.6	128	53.4	53

Programa de secado para Caoba, de 1" hasta 1½" de espesor

Contenido de humedad de madera (%)	Temp.bulbo seco		Temp.bulbo húmedo		Humedad Relativa Aprox. %
	°F	°C	°F	°C	
Verde	120	48.5	111	44.0	75
60	120	48.5	109	43.0	70
40	125	51.5	109	43.0	60
30	130	54.5	109	43.0	50
25	140	60.0	115	46.0	45
20	155	68.0	124	51.0	40
15	170	76.5	136	58.0	40

Programa de secado para Roble de 1" hasta 1½" de espesor

Contenido de humedad de madera (%)	Temp.bulbo seco		Temp.bulbo húmedo		Humedad Relativa Aprox. %
	°F	°C	°F	°C	
Verde	105	40.5	101	38.0	85
60	105	40.5	99	37.0	80
40	110	43.5	102	39.0	75
35	110	43.5	100	38.0	70
30	115	46.0	103	39.5	65
25	125	51.5	109	43.0	60
20	140	60.0	118	47.5	50
15	150	65.5	121	49.0	40

2.4 Equilibrio higroscópico para la madera en los centros madereros.

Estos valores que aparecen en la siguiente tabla, están basados en datos meteorológicos tomados del Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología (SENAMHI) para un período de 10 años (1969 - 1970).

EQUILIBRIO HIGROSCOPICO PARA LA MADERA

Zona o Lugar	Temperatura Media Anual (°C)	Humedad Rela tiva Media Anual (%)	Equilibrio Hi- groscópico de la madera (% humedad)
Iquitos	26.7	80	16.8
Pucallpa	27.6	75	15.5
Tingo María	25.0	76	15.2
Lima	19.0	75	15.0
Trujillo	20.5	81	17
Arequipa	16.4	55	10.6
Cuzco	11.8	64	11.8
Selva Central	21.6	75	14.6
La Molina	23.2	75	14.5

Fuente: Ing. R Gonzales F. Estudio sobre el Secado de la Madera en el Perú; Lima - 1980.

2.5 Tiempos de secado

Si la velocidad de secado de una madera es mayor que otra, a las mismas condiciones de secado; la primera seca en menos tiempo. De acuerdo con la figura N° 1, para tener una mejor idea del proceso en conjunto, describiremos el funcionamiento del secador.

Aclaremos, que los tiempos aproximados de secado proporcionan una idea, del tiempo de secado y el consumo promedio de vapor, energía.

Los tiempos reales serán determinados mediante las curvas de velocidad de secado y la relación de ésta con el consumo de energía y transferencia de masa.

Descripción de funcionamiento de la cámara

Esta parte, permitirá tener una idea, de como se lleva a cabo el secado en conjunto con el fenómeno del secado de la madera.

Primera Parte: Calentamiento carga instalación: Se inicia llevando la temperatura del aire, al valor inicial del programa de secado, tan rápido como sea posible, simultáneamente la humedad relativa del aire debe

aumentarse hasta 100%, si es posible, esto se logra, cerrando las válvulas de ingreso y salida del aire e inyectando vapor a la cámara. Si la humedad relativa no sube se debe detener el ingreso del vapor a la cámara, con el fin de no elevar demasiado la temperatura en comparación con la humedad del aire, una vez alcanzados la humedad y temperatura requeridos mantenemos estas condiciones hasta lograr que la madera a secar alcance esta temperatura.

Segunda Parte: Proceso de secado en sí; donde con la humedad de la madera y temperatura del aire en la cámara, se halla la humedad relativa del aire necesaria para mantener el equilibrio higroscópico. En la práctica para comenzar a secar la madera hay que rebajar la humedad del aire en un 10 - 15% para maderas suaves y 5 - 10% de humedad relativa del aire si secamos maderas duras, en todo este proceso se van cerrando y/o abriendo las válvulas de admisión y descarga del aire; continuando el secado hasta que la humedad final de la madera sea menor que la deseada.

Tercera Parte: Acondicionamiento; este proceso se logra mediante un vaporizado, con el fin de homogeneizar la humedad de la madera, evitando de esta forma posibles defectos.

Tiempos aproximados de secado.

En la industria de la madera se utiliza con éxito la fórmula:

$$t = C \ln \frac{CH_i}{CH_f} \quad (1)$$

t, tiempo de secado en horas.

CH_i, contenido inicial de humedad de la madera.

CH_f, contenido final de humedad de la madera.

Para condiciones de secado normales que son:

Madera del mismo espesor, 25 mm, la misma densidad, temperatura de secado, 65 °C; la constante C toma los siguientes valores.

Planchas de madera suave	21.0
Planchas de madera dura	37.7

La fórmula (1), permite calcular los tiempos de secado mínimos aproximados.

Para temperaturas de secado y espesores diferentes a las condiciones descritas, la ecuación (1) se modifica mediante factores de corrección según KOLLMAN y sus colaboradores, existe la siguiente relación de C entre la temperatura de secado promedio (T) y la calidad de madera.

$$C = 1 / (0.002543T - 0.14058) \quad (2)$$

$$t = C \ln \frac{CH_i}{CH_f} \times \frac{e^{1.25}}{25} \times \frac{65}{T} \quad (3)$$

e, espesor de la madera.

Para obtener valores exactos de C, se deben determinar éstas mediante experimentos y éstos en algunos casos existen.

R. KEYLWERTH, al estudiar un campo más extenso de C, trazó un nomograma de las diferencias de humedad, tiempos de secado y espesores de la madera.

Los tiempos de secado, también dependen del tipo y rendimiento de la cámara, por ejemplo, una especie de madera suave que es secada en un secadero convencional puede tener tiempos de secado entre el 50% hasta 100% más que usando un secador de alta temperatura.

CLASIFICACION DE SECADORES

Temp. Máx. en la Cámara	Tipo de Secador
125 °F (51 °C)	Secadores de baja temperatura (Deshumecedor)
180 °F (82 °C)	Secadores convencionales
240 °F (115 °C)	Secadores de alta temperatura.

HILDEBRAND, desarrolló un abaco para la determinación del tiempo neto de secado, que puede usarse, para hallar los tiempos parciales o el tiempo total. Este gráfico N° 1 del apéndice contiene las variables necesarias, que son:

- Humedad inicial de la madera;
- humedad final de la madera;
- temperatura promedio de secado;
- espesor de la madera;
- grupo al que pertenece la madera/especie;
- tiempo de trabajo (hr/día);
- factor de cámara.

Cabe aclarar que los rangos de velocidades óptimos, están relacionados con la especie de madera, temperatura de secado y economía del proceso.

El factor de cámara es superior a la unidad, en instalaciones con considerable uso, antiguas, inferior a la unidad en cámaras nuevas o eficientes. Este factor para una determinada cámara se halla mediante un ensayo, y es la relación entre el tiempo promedio alcanzable y el tiempo deducido del gráfico.

Para la construcción de este gráfico, se usaron los siguientes factores por la variable espesor de madera.

Espesor mm	25	30	35	40	50	60	80	100
Factor	1.00	1.25	2.53	1.80	2.38	2.98	4.27	5.65

Los factores usados, para el funcionamiento de la cámara durante las hr/día son:

hr/día	24	16	12	10	8
factor	1.0	1.17	1.26	1.30	1.35

Respecto a los tiempos promedio aproximados, determinados mediante este gráfico, poseen una mayor confiabilidad que los calculados por la ecuación propuesta por HOLLMAN ,ecuación 3, que requiere ensayo específico para condiciones determinadas de secado, y determinar C.

2.6 Elección del tipo de secador

Realizando un análisis de las especies de madera, en relación con los programas de secado, una gran mayoría usa programas de temperaturas moderadas; siendo la más alta de 76.5°C (170°F) para el cedro, el resto de temperatura máximas son iguales o menores.

El uso eficiente de secadores de alta temperatura, está limitado a maderas suaves con características de secado fácil y rápido. Es indudable que un secador de alta temperatura puede secar maderas duras, que poseen programas de temperatura menores, pero esto es función del proceso de regulación y gobierno, que no se justifica porque los programas de secado para maderas duras son más rígidos.

El secador convencional, seca maderas duras y suaves sin mayores inconvenientes, como se podrá observar en los programas de secado. La diferencia entre secar madera suave, en un secador de alta temperatura y uno convencional, es el tiempo de secado, el primero lo realiza en menor tiempo; podrá decirse que existe ahorro, pero esto será función de secar exclusivamnete maderas suaves y grandes volúmenes.

Respecto a costos y operación, el secador convencional tiene ventajas sobre el de mayor

temperatura

Por todas estas diferencias, que resultan siendo sustanciales, es suficiente el secador convencional para la industria forestal del país, y el calculo será para este tipo.

2.7 Elección de la especie y condición climatológica

La condición crítica durante el proceso de secado, es el inicio de éste debido a que se requiere la energía necesaria para calentar desde las condiciones ambientales hasta la temperatura de inicio de secado los siguientes elementos: Agua retenida en la madera y madera misma; las paredes, piso y techo de la cámara, los accesorios y equipos que están ubicados dentro de la cámara; calentar la masa de aire que circula a través de las pilas de madera desde la temperatura ambiente hasta la máxima temperatura de la cámara. Compensar las pérdidas de calor a través de las paredes, piso y techo, ductos externos si existen, fugas e ingresos de aire, ductos externos si existen, fugas e ingresos de aire; rigurosamente hablando habrá que realizar el cálculo de transferencia de calor en estado inestable tanto para la madera como para las paredes de manera que se pueda afirmar quien alcanza primero la temperatura de secado inicial; pero el objetivo será determinar en que tiempo el centro de la madera alcanza la temperatura inicial de secado.

Esta máxima carga térmica que debe ser suministrada en el proceso de calentamiento posee un tiempo implícitamente establecido para un tipo de secador; velocidad de circulación del aire, especie, espesor y humedad inicial de la madera. Será determinado para maderas cuyos espesores fluctúan entre 1" y 2".

Para una idea más clara, respecto a las diferencias que existen entre una y otra especie, tenemos la siguiente tabla:

DIFERENCIAS DE CARACTERISTICAS

	Cedro	Caoba	romerillo	Cumala
Humedad inicial de la madera en la cámara Aprox. (%)	80	85	80	120
Densidad básica (Kg/m ³)	420	520	450	420
Peso madera seca para 15,000 pt(Kg)	14,866	18,406	15,928	14,866
Peso del agua para 15,000 pt(Kg)	11,893	15,645	12,742	17,839
T inicio secado T amb. T (°F)	68.4	52.2	68.4	59.4

Asumiendo el calor específico para la madera seca aproximadamente constante e igual para estas especies, las mayores cargas de energía se requieren para la caoba y cumala de acuerdo a lo anterior será conveniente tomar el cumala por tener alto contenido de humedad inicial, incremento de temperatura promedio y programa de temperatura que está sobre el "promedio".

Hay que aclarar que toda conclusión u observación se realiza en base a datos promedio y la mejor conclusión será para un caso específico.

Respecto a la condición climatológica, tomando los principales centros madereros tanto de producción como de comercialización o sea; Iquitos, Lima, Pucallpa y de acuerdo con la tabla de equilibrio higroscópico, el medio ambiente crítico es Lima.

2.8 Velocidad de circulación del aire y tamaño de pila

El aire suministrado debe ser el suficiente para calentar la madera, evacuar el agua evaporada con uniformidad, tiempo mínimo y menor degradación posible de la madera.

Los efectos del ancho de la pila, sobre la caída de temperatura y régimen de evaporación reversible a diferentes velocidades, fueron estudiados por STEVENTS Y JHONSTON.

Estos gráficos relacionan que a mayor velocidad del aire la temperatura al final de la pila es mayor para un mismo ancho y el régimen de evaporación mayor; mejorándose éste con la circulación reversible como consecuencia de la distribución uniforme a través de la pila.

La práctica ha demostrado que secando maderas con cualidades medias o buenas, tiempos aproximados de una semana o menos el tiempo de reversión es 6 horas y para madera suaves con tiempos de secado de 1 a 3 días, lo más frecuente es 2 a 3 horas.

Velocidades para maderas duras:

- "El laboratorio Inglés de Investigaciones Forestales", recomienda 240 pies/min con una pila de 7 pies de ancho, altura máxima de 8 pies y circulación reversible. Secado lento.

En Norte América se usan velocidades entre 300 y 400 pies/min, con una pila de 8 pies de ancho, altura máxima de 12 pies y circulación reversible.

Velocidades para maderas suaves:

- Para maderas suaves y rápido secado de madera duras se usan velocidades de 400 pies/min (considerada velocidad media), con una sola pila de 8 a 9 pies de ancho y circulación reversible.

Emplear 600 pies/min, para pilas de 9 pies de ancho a través de dos pilas y circulación reversible.

Velocidades para maderas muy húmedas:

Esta aplicación es especial para secar maderas muy

húmedas o con altas temperaturas; velocidades entre 600 y 900 pies/min, para una pila de 9 pies de ancho. En estos casos es preferible optar por un deshumecedor hasta alcanzar contenidos de humedad normales.

Por lo expuesto y teniendo un secador convencional que trabaja con maderas duras y suaves. Usando una sola pila y circulación normal, la velocidad de diseño estará comprendida entre 300 y 400 pies/min.

2.9 Altura de la pila de madera

El aumentar o disminuir la altura de la pila de madera, implica afectar la uniformidad del flujo de aire, pérdidas de calor y la seguridad del personal que apila y descarga la madera. Los valores prácticos para la altura con velocidades entre 300 y 600 pies/min, de flujo de aire a través de la madera están entre 8 y 12 pies.

2.10 Listones separadores, dimensiones y separación.

Los listones separan las capas adyacentes de madera, soportan el peso de la madera, garantizan la correcta distribución del flujo de aire y calor.

Espesores de 3/4" hasta 1 1/2" para madera de 1" hasta 2" son usados, anchos de 1" hasta 3" y la distancia entre centros de 2 pies para espesores de madera hasta 1" y 2.5 pies para más de 1". En Norte América se emplean listones standar de 3/4" x 1 1/2", 1" x 2" para espesores de madera de 1" a 1 1/2" respectivamente, con velocidades de 400 pies/min.

2.11 Esquema de secador.

El secador es de una sola pila de madera, con circulación normal, intercambiador y ventiladores sobre la pila de madera, válvulas de admisión y descarga en el techo y construcción de la cámara de mampostería.

Las ventajas de este tipo de secador como se ve en el esquema son: Instalación de los ventiladores tan cerca

como sea posible unos de otros, intercambiadores de calor antes y después de los ventiladores, todo ello con el fin de obtener la mayor uniformidad posible del flujo de aire y calor, la ubicación del motor fuera de la cámara evita que éste sea aislado o hermético; la desventaja está en el costo del sistema de transmisión aunque esto será eventualmente compensado en lugar de adquirir motores especiales, pero ello merece el análisis económico respectivo.

La transferencia de calor será vapor-aire, siendo la temperatura de la cámara máximo de 180 °F, pudiendo usar vapor a baja presión esto trae como ventaja el empleo directo del vapor para el proceso inicial en la etapa de calentamiento al momento de querer alcanzar humedades altas y el proceso final de secado para el acondicionamiento al uniformizar la humedad en la madera. El esquema se muestra en el apéndice, figura N° 2.

2.12 Conductividad térmica para madera húmeda.

Estudios llevados a cabo por el laboratorio de investigaciones Forestales de U.S.A., determinaron que la conductividad térmica está influida por: la gravedad específica, contenido de humedad y su distribución, la clase, cantidad y distribución de compuestos en la madera, especie y la dirección del flujo de calor radialmente, tangencialmente o longitudinalmente al grano.

En el presente trabajo, el flujo de calor se da transversalmente al grano (radial - tangencial); el valor de la conductividad principalmente varía con la gravedad específica y el contenido de humedad, los otros factores influyen en menor proporción. La conductividad será calculada a partir de:

$$K = \frac{(Spgr (1.39 + 0.028 CH) + 0.165)}{12}$$

K ; Conductividad térmica para madera húmeda
BTU / hr x pie x °F.

Spgr ; gravedad específica, base seca.

CH ; contenido de humedad, en porcentaje.

K ; para el proceso de calentamiento, se considera constante, el valor calculado con la fórmula anterior a 120% de contenido de humedad es 0.18 BTU/lb x pie x °F..

2.13 Calor específico para madera húmeda.

Los valores para el calor específico de la madera seca varían entre 0.45 y 0.65 BTU/lb x °F y para el cumala es aproximadamente 0.55 BTU/lb x °F

El calor específico para la madera húmeda, se puede aproximar, como si se tratara de dos compuestos entre un sólido y líquido proporcionalmente a las cantidades molares.

Entonces:

$$C_p = C_{pm} Y_i + C_{pa} (1 - Y_i)$$

$$Y_i = \frac{6 P_m}{P_m + P_a}$$

$$X = \frac{P_a}{P_m}$$

C_p ; Calor específico para la madera húmeda,
BTU / lb x °F

C_{pm} ; Calor específico para la madera seca,
BTU / lb x °F.

C_{pa} ; Calor específico para el agua (1.0)
BTU / lb x °F

Y_i ; Fracción molar.

X ; Contenido de humedad en base seca.

P_m ; Peso de madera seca, lb

P_a ; Peso del agua , lb

Asumiendo la variación del contenido de humedad desde 10% hasta 120%; el C_p a 10% es 0.591; a 120% es 0.975 (valor máximo) y el C_p promedio estará dado por:

$$C_p (1.2 - 0.1) = \int_{0.1}^{1.2} \frac{C_{pm} + C_{pa} X}{1 + X} dx$$

Desarrollando la expresión anterior, encontramos:

$$C_p = C_{pa} + \frac{\ln 2}{1.1} (C_{pm} - C_{pa})$$

Para los valores establecidos de C_{pm} y C_{pa} , el calor específico promedio es 0.716 BTU / lb x °F.

Suponiendo que la madera húmeda se calienta desde la temperatura ambiente, hasta la temperatura inicial de programa de secado y a temperatura uniforme la energía necesaria con el C_p máximo será 11% más que con C_p promedio, valor no muy divergente respecto al promedio. Entonces asumimos C_p constante para el proceso de calentamiento e igual a 0.975 BTU/lb-°F.

CAPITULO III

3.0 TIPOS CONSTRUCTIVOS DE CAMARA Y PARAMETROS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

3.1 Condiciones iniciales de cálculo.

Los mismos que fueron fijados en base a la justificación de los capítulos anteriores, son los siguientes:

Tipo de secador	: Convencional
Capacidad nominal	: 15,000 pt
Máxima temperatura en la cámara	: 180 °F
Transferencia de calor	: vapor baja presión-aire.
Velocidad del aire sobre la madera	: 300-400 pies/min
Especie de madera	: Cumala.
Densidad básica de la madera	: 26.22 lb/pie ³
Densidad aparente a 120% CH	: 57.68 lb/pie ³
Contenido inicial de humedad de la madera en base seca.	: 120 %
Contenido final de humedad de la madera en base seca	: 15 %
Conductividad térmica de la madera húmeda a 120% CH	: 0.18 BTU/hr pie°F
Programa de secado para Cumala	: 1" y 1 ½" espesor
Altura de la pila de madera	: 8-12 pies
Ancho de la pila de madera	: 8 pies
Listones separadores	: ¾" x 1 ½"
Separación entre centros de listones	: 2 pies
Condiciones ambientales para Lima	: 66.2 °F, 75% HR : y 29.921" H ₂
Equilibrio higroscópico para la madera en Lima	: 15 %

3.2 Dimensiones de la pila de madera y área de flujo a través de la pila.

Justificación de dimensiones.

El ancho de 8 pies para la pila es un valor práctico experimental usando una sola pila y velocidad promedio del aire a través de la pila entre 300 y 400 pies/min. La longitud es función del número de capas de madera y la altura, eligiéndose la dimensión de la longitud aquella que abarque la mayoría de dimensiones comerciales; por otra parte la menor superficie lateral se encuentra con la mayor altura, pero en lo posible debe evitarse, para tomar una decisión consideremos lo siguiente:

Volumen de madera a secar	: 1,250 pie ³
Ancho de la pila de madera	: 8 pies
Longitud de la pila	: L, pies
Volúmen de una capa	: VC - 8L/12, pie ³
Número de capas	: NC - 1,250/VC
Longitud de la pila	: L - 1,875/NC
Altura de la pila	: H = 1/48(7NC-3) pie.
Area lateral de la pila	: AL= 2(8L+8H+HL), pie ³

Nc	H (pie)	L (pie)	AL (pie ²)
56	8.10	33.48	1,207.7
58	8.40	32.33	1,194.8
60	8.69	31.25	1,182.2
62	8.98	30.24	1,170.6
64	9.27	29.30	1,160.3
66	9.56	28.41	1,150.7
68	9.85	27.57	1,141.9
70	10.15	26.79	1,134.9

De acuerdo a la tabla observamos que a mayor altura en la pila de madera disminuye la superficie lateral máximo a 10% valor no determinante, por lo tanto, la longitud será múltiplo de las longitudes comerciales,

siendo ésta 32 pies y 60 capas; el apilamiento de la madera sobre el carro se realiza mediante el montacarga de horquilla, un paquete de hasta 4 pies de ancho por 4 pies de altura usando 29 capas de madera por paquete, la altura por paquete es 4.20 pies, pueden ubicarse 2 paquetes, el volumen total de la madera en la cámara 14,848 pt.

La altura real de la pila está determinada por la altura de cada paquete más los espacios existentes para la horquilla del monta carga, siendo estos de 4" cada uno, la altura total de la pila 108.8 pulgadas.

. Area libre de flujo a través de la madera

El arreglo entre dos capas de madera tiene 17 listones separadores, a la distancia entre centros de 2 pies excepto a los extremos que es de 0.75" menos; el menor espacio libre que se producirá por este motivo es despreciable y para cálculos se considera como dimensión normal, existiendo 16 espacios libres entre capas de 1.875 pies por 0.75 pulgadas.

Número de espacios libres 56x16, área transversal de flujo $56 \times 16 \times 0.75 / 12 \times 1.875$ ó 105 pie².

3.3 Tipos constructivos para el piso, pared y techo de la cámara.

3.3.1. Diversos tipos de cámaras.

La cámara puede construirse de mampostería y hormigón, fabricarse con estructura metálica y paneles prefabricados; la decisión obedece al criterio técnico, económico y de funcionalidad; el análisis de usar cualquiera de las alternativas será breve, porque las diferentes especies, grosores y otros que pueden tener gran cantidad de materias curtientes, alcanzando temperaturas de proceso a más de 212 °F, proporcionando secado rápido, minimizando las pérdidas de calor y humedad por mejor aislamiento, es más eficiente usar un

secador pequeño cuya capacidad está entre 2,500 - 7,000 pt, el tipo constructivo debe ser una cámara fabricada de acero y aluminio, los altos costos de adquisición se compensan por la reducción del tiempo de secado. manteniendo mínimo y duración de la instalación.

El secador de gran capacidad tiene el volumen mínimo de 17,000 pt hasta 40,000 pt el tipo constructivo puede ser de mampostería y hormigón o prefabricados de estructuras metálicas y paneles que cumplen la función de pared, techo y aislante, la explotación económica de este tipo se logra secando únicamente maderas suaves y alcanzando temperaturas hasta 212 °F; el secador convencional procesa maderas suaves y semiduras alcanzando temperaturas de 180 °F, obviamente el tipo constructivo más económico es de mampostería y hormigón comparando con el de estructura metálica y paneles. Además, la máxima temperatura en el secador convencional no afecta mayormente las paredes, piso y techo; el aislamiento no necesariamente debe ser óptimo porque el gradiente de temperatura es menor que en los secadores exclusivos para maderas suaves y grandes volúmenes.

▪ Esquema y alternativas de construcción. .

En el apéndice se muestran los esquemas de los cuatro tipos constructivos desde la figura N° 3 a la 10.

3.3.2 Materiales, dimensiones y características físicas de los tipos constructivos.

En todas las tablas de alternativas constructivas, se considera lo siguiente.

K ; conductividad térmica del material, BTU/hr pie²°F

R ; resistencia térmica al flujo de calor, hr pie² °F/BTU.

h ; conductancia para espacio de aire a 100 °F promedio, BTU/hr pie²°F

PRIMERA ALTERNATIVA

Pared

Material	Espesor		K	R
	cm	pie		
Revocado y pintura especial	1.5	0.049	0.605	0.081
Ladrillo King Kong	12.0	0.394	0.470	0.838
Tierra diatomácea	5.0	0.164	0.036	4.556
Ladrillo pandereta	24.0	0.787	0.336	2.342
Revocado con mortero	1.5	0.049	0.605	0.081
			Total	7.898

Piso

Material	Espesor		K	R
	cm	pie		
Pavimento concreto simple	30.0	0.984	0.605	1.626
Relleno de escoria apisonado	25.0	0.820	0.108	7.593
Piedra de canto rodado	30.0	0.984	1.000	0.984
Solado de mortero	5.0	0.164	0.605	0.271
			Total	10.474

Techo

Material	Espesor		K	R
	cm	pie		
Revocado con mortero	4.5	0.049	0.605	0.081
Relleno de escoria apisonado	14.0	0.459	0.108	4.250
Concreto armado más escoria	14.0	0.459	0.605	0.759
			Total	5.090

SEGUNDA ALTERNATIVA

Pared

Material	Espesor		K	R
	cm	pie		
C° C° más 15% P.M.	12.0	0.394	0.874	0.451
Espacio libre	5.0	0.164	1.350	0.741
Ladrillo pandereta	24.0	0.787	0.336	2.342
Revocado con mortero	1.5	0.049	0.605	0.081
			Total	3.615

Piso : Idéntico a la primera alternativa.

Techo

Material	Espesor		K	R
	cm	pie		
Revocado con mortero	1.5	0.049	0.605	0.081
Hormigón de escorias	14.0	0.459	0.134	3.425
Concreto armado más escoria	14.0	0.459	0.605	0.759
			Total	4.265

TERCERA ALTERNATIVA

Pared : Idéntica a la segunda alternativa

Piso.

Material	Espesor		K	R
	cm	pie		
Concreto simple	35.0	1.148	0.605	1.898
			Total	1.898

Techo

Material	Espesor		K	R
	cm	pie		
Concreto armado más escoria	14.0	0.459	0.605	0.759
			Total	0.759

CUARTA ALTERNATIVA

Pared : Idéntica a la segunda con protección de pintura impermeabilizante.

Piso : Idéntico a la tercera alternativa.

Techo : Idéntico a la segunda alternativa.

Observación : en el espacio de aire, la transferencia de calor es por conducción y convección; la resistencia térmica aumenta exponencialmente hasta el espesor de espacio 5 cm. a partir del cual es sensiblemente constante, predominando la transferencia por convección, razón por la que se considera este coeficiente y el espesor indicado.

3.3.3 Determinación de la alternativa de construcción.

La cámara se expondrá permanentemente a temperaturas hasta 180 °F y humedad relativa variable hasta 90%, la mejor alternativa de diseño y construcción debe minimizar la pérdida de calor, evitar la fuga de humedad, especialmente hacia el interior de la pared, soportar las cargas externas y efectos térmicos sin que en los materiales usados se produzcan fenómenos no previstos o cualquier otro defecto; también debe considerarse el costo de construcción y la duración.

Para la construcción del cimiento se considera el tipo de suelo, las cargas fijas, cargas por efecto de

vientos, factor de sacudida sísmica, contracción y expansión térmica, el cimiento debe ser de concreto reforzado con una resistencia **minima** de 3,000 psi y profundidad mínima de 2' 6", el cimiento para soportar los rieles deberá tener un ancho mínima de 1' para 4' entre centros de ruedas de los carros que portan la madera.

El piso debe evitar fugas de calor y humedad, usando loza de hormigón garantizamos que pueda alcanzarse humedad relativa alta lo cual es adecuado para secar maderas duras, se debe evitar piso de ripio porque no puede mantener la humedad relativa alta.

Comparando pérdidas de energía y economía de construcción, la económica es la tercera pero pierde aproximadamente cuatro veces más calor que la primera, si consideramos el tiempo de explotación de la cámara de 25 años el costo de construcción no es determinante, entonces la primera es la más adecuada porque es más sólido, pierde menos calor y mejor piso.

La pared debe tener buena duración y capacidad de aislamiento, en el estudio tenemos dos alternativas diferentes, la diferencia radica en la pared interna en un caso de clinca y el otro de hormigón macizo usado en climas extremos como Norte América o Europa, entonces la construcción económica que proporciona mejor aislamiento es la primera, las paredes deben tener columnas de 2' de ancho y 10' entre centros dos vigas una al centro de pared y otra en el techo, debiendo preverse la dilatación y pintado internamente con pinturas resistentes al calor y humedad.

La construcción del techo debe tener uniones de expansión al encofrarse debe ponerse plástico para evitar la corrosión a las barras de concreto reforzado, todas las alternativas considera techo interior de hormigón

forjado, la tercera es recomendable para maderas duras, la primera y segunda son idénticas; elegimos la primera por proporcionar protección por lluvias, buen aislamiento, evita fugas de vapor y tiempo de vida aproximadamente 25 años. En la construcción de la cámara debe existir buena supervisión de mano de obra.

3.4 Cálculo del intercambiador de calor.

El proceso de cálculo de las características de transferencia de calor y pérdidas de presión a través del intercambiador de tubo aleteados, debemos asumir, conocer o calcular la geometría y parámetros de proceso.

3.4.1. Definición de la geometría del intercambiador.

Asumiremos dimensiones básicas de acuerdo a la aplicación, de acuerdo a las tablas del anexo, efectuando arreglos al tresbolillo con tubos de aletas helicoidales.

Los parámetros y variables considerados en la geometría son los siguientes:

d_o ; diámetro exterior del tubo, pulg.

d_p ; diámetro promedio del tubo, pulg.

t_w ; espesor de la pared del tubo, pulg.

P_t ; paso transversal entre tubos, pulg.

P_l ; paso longitudinal entre tubos, pulg.

I_f ; altura promedio de la aleta, pulg.

t_f ; espesor promedio de la aleta, pulg.

n_f ; número de aletas por unidad de longitud, #/pulg.

W_s ; ancho de segmento de aleta, pulg.

L_f ; longitud aleteada de tubo, pulg.

N_t ; número de tubos por fila.

A_D ; área de flujo de la sección transversal del ducto incluido el banco, pie².

X_C ; área de la sección transversal de las obstrucciones de flujo, pie².

d_i ; diámetro interior del tubo, pulg.

A_i ; área total de la superficie interior por unidad de

- longitud de tubo, pie²/pie
- A_w ; área promedio de la pared del tubo por unidad de longitud de tubo, pie²/pie.
- d_f ; diámetro exterior del tubo con aleta, pulg.
- S_f ; espaciamiento entre aletas, pulg.
- A_{pO} ; área de la superficie exterior principal por unidad de longitud de tubo, pie²/pie.
- A_O ; área total de la superficie exterior principal por unidad de longitud de tubo, pie²/pie.
- A_{fO} ; área de la superficie exterior secundaria por unidad de longitud de tubo, pie²/pie.
- A_C ; área de la sección transversal de tubo por unidad de longitud de tubo, pie²/pie.
- A_n ; área libre neta en una fila de tubo, pie².
- A_t ; área exterior total promedio, pie².

3.4.2 Justificación, cálculo o valor asumido para la geometría del intercambiador.

▪ Diámetro exterior del tubo.

Los diámetros nominales dependiendo del tipo de aleta se encuentran en la siguiente tabla, para intercambiadores de secadores de madera es común usar diámetros entre 1.0 pulg y 2.0 pulg.

D I A M E T R O (pulg)			
NOMINAL	EXTERNO	INTERNO	SCHEDULE
3/4	1.050	0.824	40 - 40S
1	1.315	1.049	40 - 40S
1 ¼	1.660	1.380	40 - 40S
1 ½	1.900	1.610	40 - 40S
2	2.375	2.067	40 - 40S

▪ Espesor de la pared del tubo.

El material del tubo es acero al carbón o aleaciones de éstos, debiendo contrastar requerimientos con economía, las especificaciones están determinadas por la ASTM en los siguientes grados.

P1, P2, P5, P9, P11, P22, TP304, TP316, TP321.

- Paso longitudinal entre tubos.
Asumido al definir la geometría básica del intercambiador.
- Altura de la aleta.
Obtenida de tablas en el apéndice de acuerdo al diámetro exterior del tubo, afecta la eficiencia de aleta y por tanto el coeficiente de transferencia exterior y caída de presión, al altura está entre 0.250" y 0.875".
- Espesor promedio de aleta.
Obtenida de tablas en el apéndice, influye en la eficiencia de aleta y coeficiente de transferencia exterior efectivo valor que depende de la altura de aleta y diámetro de tubo, espesores usuales 0.035", 0.049" y 0.059".
- Número de aletas por unidad de longitud del tubo.
De tablas de acuerdo al diámetro exterior del tubo, influye en la eficiencia de aleta y caída de presión a través del intercambiador, para estas aplicaciones usar de 3,2,6 aletas por pulgada.
- Longitud aleteada de tubo.
Definido por la longitud máxima del intercambiador y recomendaciones del fabricante para tubos con aletas helicoidales, éstas pueden ser de hasta 100 pies para tubos con diámetros de 3.5", para diámetros menores, longitudes menores. En el trabajo la longitud máxima será de 32 pies.
- Número de tubos por fila.
Estimado inicialmente de acuerdo a carga térmica máxima o mínima, para el secador en diseño.
- Area de flujo de la sección transversal del ducto incluido el banco.
aproximadamente en la sección transversal entre la parte superior de la pila de madera y el techo de la cámara de secado.
- Area de la sección transversal de las obstrucciones de flujo.

Superficie que incluye tubos sin aletas, codos de retorno, deflectores, colectores; excepto tubos aleteados en el cálculo se asume cero pie², para rectificar posteriormente a la simulación de calentamiento.

- Diámetro interior del tubo.

Calculado por:

$$d_i = d_o - 2 t_w \quad (4)$$

- Area promedio de la pared del tubo por unidad de longitud de tubo.

Superficie determinada por:

$$A_w = \pi/12 (d_o - t_w) \quad (5)$$

- Area total de la superficie interior por unidad de longitud de tubo.

$$A_i = \pi/12 d_i \quad (6)$$

- Diámetro exterior de aletas

$$d_f = d_o + 2 I_f \quad (7)$$

- Espaciamiento entre aletas

$$S_f = 1/n_f - t_f \quad (8)$$

- Area de la superficie exterior principal por unidad de longitud de tubo.

Es la superficie externa libre de tubo sin considerar la superficie ocupada por las aletas, determinada a partir de las tablas del apéndice o calculada por:

$$A_{po} = \pi/12 d_o (1 - n_f t_f) \quad (9)$$

- Area total de la superficie exterior por unidad de longitud de tubo.

Tomado de tablas del apéndice o calculada por la relación:

$$A_o = \pi/12 d_o (1 - n_f t_f) + \pi/12 d_o n_f [2 I_f (W_s + t_f) + \dots \dots + W_s t_f] \quad (10)$$

- Area de la superficie secundaria por unidad de longitud de tubo.

Referido a la superficie proporcionada exclusivamente por las aletas.

$$A_{fo} = A_o - A_{po} \quad (11)$$

- Area de la sección transversal proyectada del tubo

aleteado por unidad de longitud.

Valor aproximado a la geometría real cuyas distorsiones se corrigen por los factores adecuados, determinado por la relación.

$$A_c = 1/12 (d_o + 2 l_f t_f n_f) \quad (12)$$

- Area libre neta en una fila de tubos.

Para establecer esta superficie debemos definir la disposición de tubos en el banco, al tresbolillo y calculada por :

$$A_n = A_d - A_c L_f N_t - X_c \quad (13)$$

- Area exterior total promedio

Superficie total del intercambiador, determinado inicialmente para la carga térmica promedio y posteriormente corregido después de efectuar los cálculos de transferencia de calor y pérdida de presión. Es una superficie referencial, para a partir de ésta calcular intercambiadores de mayor superficie y simular el proceso de calentamiento de la cámara, usando cada intercambiador.

3.4.3 Propiedades físicas y parámetros de proceso.

T_1 temperatura de ingreso del fluido exterior, °F.

T_2 temperatura de salida del fluido exterior, °F.

t_1 temperatura de ingreso del fluido interior, °F.

t_2 temperatura de salida del fluido interior, °F.

W flujo de masa del fluido exterior, lb/hr.

R_{fi} ; resistencia interior de incrustaciones basada en el área de la superficie exterior total, hr pie² °F/BTU.

T_b ; temperatura promedio del fluido exterior, °F.

T_i ; temperatura promedio del fluido interior, °F.

T_s ; temperatura promedio de la aleta, °F.

T_w ; temperatura promedio de la pared del tubo, °F.

C_p ; Calor específico promedio a presión constante del fluido exterior, BTU/lb °F.

μ_b ; viscosidad dinámica promedio del fluido exterior, lb/hr pie.

ρ_b ; densidad promedio del fluido exterior, lb/pie³.

ρ_1 ; densidad del fluido exterior al ingreso, lb/pie³.

ρ_2 ; densidad del fluido exterior a la salida, lb/pie³.

K_b ; conductividad térmica promedio del fluido exterior; BTU/hr pie °F.

K_f ; conductividad térmica promedio de la aleta, BTU/hr pie °F.

K_w ; conductividad térmica promedio de la pared del tubo, BTU/hr pie °F.

G_n ; flujo de masa por unidad de área libre, lb/hr pie².

Re ; número de Reynolds, adimensional.

A continuación desarrollamos la justificación de los parámetros de proceso y propiedades físicas del fluido exterior.

- Temperatura de ingreso del fluido exterior. Inicialmente será la temperatura promedio del medio ambiente, posteriormente durante el proceso de simulación de calentamiento de la cámara y madera, irá incrementando hasta alcanzar una temperatura máxima que proporciona el intercambiador, para el cálculo de un intercambiador en todos los casos será 66,2 °F.
- Temperatura de salida del fluido exterior. Determinada de acuerdo al balance de energía en el intercambiador, esta temperatura podría ser hasta 180 °F como un valor máximo en la cámara.
- Temperatura de ingreso del fluido interior. De acuerdo a la máxima temperatura en la cámara de secado, estableceremos la presión de vapor para una cámara de secado convencional y a partir de esto la temperatura del vapor saturado, de las tablas de vapor.
De acuerdo a las consideraciones para la elección del tipo de secador, la temperatura de diseño máxima en la cámara debe ser de 180 °F, la que podría alcanzar alcanzarse usando vapor a 15 PSI de presión de saturación. Con la presión de vapor de 15 PSI podremos alcanzar temperaturas de 180 °F para secar maderas duras y suaves, a 15 psig de presión de vapor la

temperatura es 250.3 °F, para todos los casos.

- Temperatura de salida del fluido interior.

En la transferencia de calor en el intercambiador del vapor condensándose-aire sin sub-enfriamiento, la temperatura de salida debe ser la misma que la temperatura de ingreso del vapor saturado, siendo 250.3 °F, para todos los casos.

- Flujo de masa del fluido exterior.

El flujo de masa de aire, es proporcional a la densidad determinada a la temperatura y humedad relativa de aire, área de la sección transversal de paso y velocidad promedio del aire a través de la pila de madera. Actualmente, no existen ecuaciones que relacionen la temperatura del bulbo seco, húmedo, velocidad del aire, para diferentes humedades y especies de madera que garanticen el secado eficiente y económico.

De acuerdo a lo tratado en el capítulo anterior, la velocidad de diseño del aire a través de la madera está entre 300 y 400 pie/min y a las condiciones de 75% de humedad relativa, 66.2 °F, la densidad del aire es 0.075 lb/pie³, la sección de paso 105 pie², entonces el flujo másico de aire requerido está entre 141,750 y 189,000 lb/hr.

- Resistencia interior de incrustaciones basada en el área de la superficie interior.

La superficie útil de la pared de intercambio de calor está sometido a incrustaciones o depósitos adheridos de materiales que constituyen una resistencia adicional al paso del calor a través de la pared y disminuyen el rendimiento del intercambiador. Entonces, es necesario considerar la resistencia adicional para la condición de vapor condensable, tomado de DONALD KERN cuyo valor es 0.001 hr pie²°F/BTU para todos los casos.

- Resistencia exterior de incrustaciones basada en el área de la superficie exterior total. Las reacciones químicas producidas por la circulación del aire húmedo

y el material de la superficie aleteada de acero al carbono, por consideraciones económicas para esta aplicación; producirán corrosión sobre la superficie aleteada, la que debe evitarse mediante el revestimiento con una capa protectora contra la corrosión, además, existirán depósitos por suciedades en la operación normal del secador los que son inevitables. Estas "incrustaciones" son una resistencia adicional al flujo de calor, de acuerdo a lo tratado y teniendo en cuenta la operación intermitente del secador, será fijada en $0.002 \text{ hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}/\text{BTU}$ de acuerdo a BACHRICH.

- Temperatura promedio del fluido exterior.

La variación mínima de las propiedades del aire, porque las temperaturas de proceso están entre $66.2 \text{ }^\circ\text{F}$ y $180 \text{ }^\circ\text{F}$. Consideraremos el promedio de las temperaturas de ingreso y salida del fluido exterior, para determinar las propiedades del aire.

$$T_b = \frac{(T_1 + T_2)}{2} \quad (14)$$

- Temperatura promedio del fluido interior.

En general podríamos decir que es el promedio de la temperatura de ingreso y salida a través del intercambiador; para el caso, será la temperatura de saturación $365.82 \text{ }^\circ\text{F}$, para el secador en diseño.

$$T_i = \frac{(t_1 + t_2)}{2} \quad (15)$$

- Temperatura promedio de la aleta.

Calculado mediante la relación

$$T_b = T_i + 0.30 (T_b - T_i) \quad (16)$$

Siendo una buena aproximación para el diseño de intercambiadores con superficies aleteadas en intercambio gas-vapor condensándose, recomendada por ESCOA FIN TUBE CORPORATION.

- Temperatura promedio de la pared del tubo.

Determinada mediante la relación aproximada.

$$T_w = T_i + 0.10 (T_b - T_i) \quad (17)$$

Siendo la recomendación la misma que la anterior.

- Densidad promedio del fluido exterior.

Para la mezcla de aire-vapor de agua, a presión total P y temperatura T , se determina mediante la relación (18), considerando los siguientes parámetros.

ρ_{ah} ; densidad de la mezcla, lb/pie³.

ρ_a ; densidad del aire seco, lb/pie³.

ρ_v ; densidad del vapor de agua, lb/pie³.

ρ_o ; densidad del gas a condiciones normales, lb/pie³.

P_s ; presión de saturación del vapor de agua a temperatura del bulbo seco, lb/pulg².

P_v ; presión parcial del vapor de agua, lb/pulg².

P_o ; presión del gas a condiciones normales, 14.698 lb/pulg².

T ; temperatura del bulbo seco, puede ser T_b , T_1 o T_2 según sea el caso para calcular la densidad de la mezcla, °R.

T_o ; temperatura a condiciones normales, 492 °R.

M_a y M_v ; masas molares del aire y vapor de agua, 28.97 lb/mol lb y 18.02 lb/mol lb.

HR; humedad relativa de la mezcla aire-vapor de agua, adimensional.

Los cálculos se efectuarán con las siguientes relaciones:

$$\rho_{ah} = \rho_a + \rho_v \quad (18)$$

Las densidades del aire y vapor, son determinados a partir de la ecuación de CLAPEYRON, cada una a sus respectivas presiones parciales.

Ecuación de CLAPEYRON.

$$\rho = \rho_o \frac{T_o P}{T P_o} \quad (19)$$

densidad de un gas a condiciones normales.

$$\rho_o = \frac{M}{358.90} \quad (20)$$

De las relaciones anteriores obtenemos la densidad del aire.

$$\rho_a = \frac{M_a \times T_o}{358.90 T P_o} (P - HR \times P_s) \quad (21)$$

Densidad del vapor de agua

$$\rho_v = \frac{M_v \times T_o \times HR \times P_s}{358.90 T P_o} \quad (22)$$

La densidad de la mezcla, será determinada por:

$$\rho_{av} = \frac{2.702}{T} (P - 0.378 HR \times P_s) \quad (23)$$

La densidad promedio la calcularemos a T_b ($^{\circ}R$), por lo tanto usaremos:

$$\rho_b = \frac{2.702}{T_b} (P - 0.378 HR \times P_s) \quad (24)$$

Los cálculos para los requerimientos de las densidades a las diferentes condiciones, se hallan en un programa denominado "propiedades físicas del aire-húmedo"; líneas abajo.

- Viscosidad dinámica promedio del fluido exterior.

Los parámetros para el cálculo de esta propiedad son :

μ_m ; viscosidad dinámica de la mezcla aire-vapor, CP.

μ_a ; viscosidad dinámica del aire; determinada a $T(^{\circ}F)$, CP.

μ_v ; viscosidad dinámica del vapor, determinada a $T(^{\circ}F)$, CP.

M_m ; Masa molar de la mezcla, lb/mol lb.

Y_a ; fracción en volumen del aire o parte en volumen del componente en la mezcla, adimensional.

Y_v ; fracción en volumen del vapor o parte en volumen del componente en la mezcla, adimensional.

Y_a y Y_v ; fracción en volumen del aire o parte en

volumen del componente en la mezcla, adimensional.

n_r ; Masa molar de la mezcla, mol lb.

n_a ; Masa molar del aire, mol lb.

n_v ; Masa molar del vapor, mol lb.

x ; humedad absoluta, lb vapor/lb aire seco.

La viscosidad de la mezcla puede determinarse a partir de la relación (25). Sabemos que la viscosidad es una función primaria de su temperatura y prácticamente independiente de la presión; las viscosidades del aire y vapor a diferentes temperaturas se hallan en el apéndice, tabla N° 3.

$$\frac{M_m}{\mu_m} = \frac{y_v M_v}{\mu_v} + \frac{y_a M_a}{\mu_a} \quad (25)$$

El peso molecular de la mezcla.

$$M_m = y'_v + y'_a M_a \quad (26)$$

Para gases y vapores a las temperaturas y presión de trabajo, $y'_v = y_v$ y $y'_a = y_a$. Entonces, reemplazando (26) y las consideraciones anteriores en la relación (25), obtendremos la viscosidad para el aire y vapor de agua.

$$\mu_m = \frac{y'_v M_v + y'_a M_a}{\frac{y'_v M_v}{\mu_v} + \frac{y'_a M_a}{\mu_a}} \quad (27)$$

Para determinar las fracciones molares del aire y vapor de agua, tomamos una base de x lb de vapor por cada lb de aire seco. Las lbs. de vapor por lb de aire seco, se determina por:

$$x = \frac{M_v}{M_a} \frac{P_v}{P - P_v} \quad (28)$$

$$P_v = H R_D P_s \quad (29)$$

Reemplazando constantes y (29) en (28):

$$x = 0.622 \frac{HR P_s}{P - HR P_s} \quad (30)$$

Las masas molares de aire, vapor y mezcla.

$$n_a = \frac{1}{M_a} \quad (31)$$

$$n_v = \frac{x}{M_v} \quad (32)$$

$$n_t = n_a + n_v \quad (33)$$

Determinando las fracciones molares.

fracción molar del vapor

$$y'_v = \frac{n_v}{n_t} \quad (34)$$

fracción molar del aire:

$$y'_a = \frac{n_a}{n_t} \quad (35)$$

Los cálculos para las viscosidades aire-vapor de agua a diferentes temperaturas y humedades relativas se hallan en el programa "Propiedades físicas del aire", líneas abajo.

Para determinar μ_b , debemos usar T_b en la relación (27).

- Calor específico a presión constante promedio del fluido exterior.

La tabla N° 4 del apéndice, para el calor específico, son valores experimentales a 14.698 lb/pulg² para el aire y vapor de agua.

La determinación del calor específico de una mezcla puede realizarse experimentalmente, pero también la ecuación (36) proporciona valores suficientemente exactos.

Parámetros y propiedades.

C_{pm} ; Calor específico para la mezcla a T (°F), BTU/lb°F.

C_{pa} ; Calor específico del aire a T (°F), BTU/lb °F

m_a ; masa del aire . 1 lb m.

; masa del vapor de agua numéricamente igual a la humedad absoluta (x), lb m.

m_t ; masa total de la mezcla aire-vapor. lb m.

$$C_{pm} = \frac{m_a}{m_t} C_{pa} + \frac{m_v}{m_t} C_{pv} \quad (36)$$

La relación (36) proporciona el calor específico promedio C_p , si partimos a T_b para calcular la humedad absoluta a la respectiva humedad relativa. De la misma forma a otras temperatura de calores específicos se hallan en el programa "Propiedades físicas del aire húmedo".

- Densidad de ingreso del fluido exterior determinado usando la misma correlación (23), a temperatura de ingreso del aire (T_1), obtendremos ρ_1 .
- Densidad de salida del fluido exterior calculando usando (23), a temperatura de salida del aire (T_2), obtendremos ρ_2 .
- Conductividad térmica promedio del fluido exterior. Propiedades para el cálculo.

K_m ; Conductividad térmica de la mezcla a la temperatura de bulbo seco y humedad relativa, BTU/lb hr °F.

K_a ; Conductividad térmica del aire, BTU/lb hr °F.

K_v ; Conductividad térmica del vapor, BTU/lb hr °F.

La conductividad térmica de gases y vapores, es función de la temperatura y presión, la conductividad aumenta con la presión, pero este aumento a presiones normales es tan pequeño que podemos despreciarlo; en el apéndice tabla N° 5 se proporcionan las conductividades del aire y vapor a 760 mm Hg y diferentes temperaturas.

Para la mezcla de aire-vapor de agua a la condiciones de diseño, se usa con éxito la siguiente relación.

$$K_m = \frac{m_a}{m_t} K_a + \frac{m_v}{m_t} K_v \quad (37)$$

Para calcular la conductividad térmica promedio (K_b), debemos usar T_b en el cálculo de la humedad absoluta a

la humedad relativa respectiva, idénticamente para otras temperaturas. El cálculo para los requerimientos de conductividad térmica se encuentran en "Propiedades físicas del aire húmedo".

- Conductividad térmica promedio de la aleta.

Por ser el material de la aleta de acero al carbono, y para temperaturas que varían entre 32 °F y 212 °F, la conductividad promedio de la aleta será determinada por la relación.

$$K_f = 21 + \frac{1,112 - T_s}{180} \quad (38)$$

- Conductividad térmica promedio de la pared del tubo.

Las temperaturas en las superficies de la pared del tubo estarán entre 200 y 320 °F aproximadamente, para el rango de temperaturas consideraremos con suficiente aproximación; la variación lineal de la conductividad térmica promedio como función de la temperatura promedio de la pared del tubo, determinada por.

$$K_w = 21 + \frac{1112 - T_w}{180} \quad (39)$$

- Flujo de masa por unidad de área libre determinado en base al área libre neta en una fila de tubos, mediante.

$$G_n = \frac{W}{A_n} \quad (40)$$

- Número de Reynolds.

Determinado mediante la relación.

$$Re = \frac{G_n d_o}{12 u_b} \quad (41)$$

3.4.4 Programa para determinar las propiedades físicas del aire húmedo.

El cálculo de estas propiedades fué posible gracias al diseño de un programa de MBASIC, debido a limitaciones de máquina que fué un microcomputador DIGITAL modelo

RAIBOW-100, cuya versión en FORTRAN no aceptaba manejo de archivos. El programa considera datos almacenados en archivos consecutivos cuyo primer campo es la temperatura de bulbo seco y otros como la presión de saturación mostrado en la tabla N^o 6 del apéndice; y las otras propiedades físicas para los gases independientemente de aire seco y vapor de agua; las propiedades de la mezcla a diferentes humedades relativas y temperatura de bulbo seco se determinaron usando las relaciones (14) a (37) y el programa siguiente.

```

10  'PROGRAMA QUE CALCULA LAS PROPIEDADES FISICAS DE LA
    MEZCLA AIRE VAPOR DE AGUA'
20  'PARAMETROS NECESARIOS LA TEMPERATURA DE BULBO SECO
    Y HUMEDO O HR'
30  LPRINT "HR  TI  PSAT  DA  DV  DAV  VA  VV  VM  X
    KA  KV  KM  CPA  CPV  CPME  YPV"
40  LPRINT "  GF  LB/IN^2  LB/FT^3  LB/FT^3  CP  CP
    CP  LBV/LAS  BTU/LHF  BTU/LHF  BTU/LHF  BTU/LF
    BTU/LF  BT/LF"
50  LPRINT "-----"
60  LPRINT
70  FOR HR = 0.05 TO 1.05 STEP 0.05
80  FOR TI = 32 TO 200 STEP 2
90  GOSUB 410
100 IF TI = TF THEN PSAT = PALP
110 T = TI + 460
120 'CALCULANDO LA DENSIDAD DEL AIRE SECO'
130 DA = (2.7019/T) * (14.698 - HR * PSAT)
140 'CALCULANDO LA DENSIDAD EL VAPOR DE AGUA'
150 DV = (1.6807 * HR * PSAT)/T
160 'CALCULANDO LA DENSIDAD DE LA MEZCLA'
170 DAV = DA + DV
180 GOSUB 580
190 'CALCULO DE LAS LB DE VAPOR/LB DE AIRE SECO (X)'
200 X = (0.622 * HR * PSAT)/(14.698 - HR * PSAT)
210 'CALCULANDO LAS MASAS MOLARES NV Y NA'

```

```

220 NV - X/18.02
230 NA - 1/28.97
240 NT - NV + NA
250 'CALCULANDO LAS FRACCIONES MOLARES YPV Y YPA'
260 YPV - NV/NT
270 YPA - NA/NT
280 'CALCULANDO LA VISCOSIDAD DE LA MEZCLA
290 VM= (YPV*18.02+YPA*28.97) / ((YPV*18.02/VV) +
      (YPA*28.97)/VA)
300 GOSUB 780
310 'CALCULANDO LA CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LA MEZCLA
      AIRE-VAPOR'
320 MT - 1 + X
330 KM - (1/MT) * KA + (X/MT) * KV
340 GOSUB 980
350 'CALCULANDO EL CALOR ESPECIFICO DE LA MEZCLA AIRE-
      VAPOR'
360 CPME = (1/MT) * CPA + (X/MT) * CPV
370 LPRINT USING "#.###   ###   ##.###   #.###   #.###
      #.####   #.####   #.####   #.####   #.####   #.####
      #.#####   #.#####   #.#####   #.#####   #.#####   #.#####";
      HR, TI, PSAT, DA, DV, DAV, VA, VV, VM, X, KA, KV,
      KM, CPA, CPV, CPME, YPV
380 NEXT TI
390 NEXT HR
400 END
410 'SUBROUTINA QUE OBTIENE LA PRESION DE SATURACION EL
      LB/PULG^2'
420 'DADO LA TEMPERATURA DE INGRESO EN GRADOS °F'
430 OPEN "I", #2, "VAPOR1.SAT"
440 IF TI=0 THEN 560
450 IF EOF(2) THEN 560
460 INPUT #2, TF, PALP
470 IF TI=TF THEN 560
480 IF TI>TF THEN 500
490 IF TI<TF THEN 530
500 A1TF=TF

```

```
510 A1PALP = PALP
520 GOTO 450
530 A2TF = TF
540 A2PALP = PALP
550 PSAT = A1PALP + ((A2PALP - A1PALP)/(A2TF - A1TF)) *
      (TI - A1TF)
560 CLOSE #2
570 RETURN
580 'SUBROUTINA QUE LEE UN REGISTRO DE UN ARCHIVO
      CONSECUTIVO'
590 'DADA TEMPERATURA TI, LA VISCOSIDAD DEL AIRE Y
      VAPOR'
600 OPEN "I", #2, "VISCOS.AV"
610 IF TI=0 THEN 760
620 IF EOF(2) THEN 760
630 INPUT #2, TF, VA, VV
640 IF TI=TF THEN 760
650 IF TI>TF THEN 670
660 IF TI<TF THEN 710
670 A1VTF = TF
680 A1VA = VA
690 A1VV = VV
700 GOTO 620
710 A2VTF = TF
720 A2VA = VA
730 A2VV = VV
740 VA = A1VA + ((A2VA - A1VA)/(A2VTF - A1VTF)) * (TI - A1VTF)
750 VV = A1VV + ((A2VV - A1VV)/(A2VTF - A1VTF)) * (TI - A1VTF)
760 CLOSE #2
770 RETURN
780 'SUBROUTINA QUE LEE UN REGISTRO DE UN ARCHIVO
      CONSECUTIVO'
790 'DADA LA TEMPERATURA TI, LA CONDUCTIVIDAD TERMICA
      DEL AIRE Y VAPOR'
800 OPEN "I", #2, "CONDUCT.AV"
810 IF TI=0 THEN 960
820 IF EOF(2) THEN 960
```

```

830 INPUT #2, TF, KA, KV
840 IF TI=TF THEN 960
850 IF TI>TF THEN 870
860 IF TI<TF THEN 910
870 A1KTF = TF
880 A1KA = KA
890 A1KV = KV
900 GOTO 820
910 A2KTF = TF
920 A2KA = KA
930 A2KV = KV
940 KA = A1KA + ((A2KA-A1KA)/(A2KTF-A1KTF))*(TI-A1KTF)
950 KV = A1KV + ((A2KV-A1KV)/(A2KTF-A1KTF))*(TI-A1KTF)
960 CLOSE #2
970 RETURN
980 'SUBROUTINA QUE LEE UN REGISTRO DE UN ARCHIVO
    CONSECUTIVO'
990 'DADA LA TEMPERATURA TI, EL CALOR ESPECIFICO DEL
    AIRE Y VAPOR'
1000 OPEN "I", #2, "CALORE.AV"
1010 IF TI=0 THEN 1160
1020 IF EOF(2) THEN 1160
1030 INPUT #2, TF, CPA, CPV
1040 IF TI=TF THEN 1160
1050 IF TI>TF THEN 1070
1060 IF TI<TF THEN 1110
1070 A1CTF = TF
1080 A1CPA = CPA : 1090 A1CPV = CPV : 1100 GOTO
    1020
1110 A2CTF = TF : 1120 A2CPA = CPA : 1130 A2CPV = CPV
1140 CPA = A1CPA + ((A2CPA-A1CPA) / (A2CTF-A1CTF)) *
    (TI-A1CTF)
1150 CPV = A1CPV + ((A2CPV-A1CPV) / (A2CTF-A1CTF)) *
    (TI-A1CTF)
1160 CLOSE #2
1170 RETURN

```

3.4.5 Cálculo de transferencia de calor.

Relación de factores, propiedades y ecuaciones para el proceso de cálculo de transferencia de calor.

- C_1 ; Corrección por el número de Reynolds al factor j , adimensional.
- C_3 ; Corrección por la geometría de aleta al factor j , adimensional
- C_5 ; Corrección por disposición no equilátera y de fila al factor j , adimensional.
- j ; Factor para transferencia de calor de colburn, adimensional.
- h_c ; Coeficiente de transferencia de calor por convección exterior promedio BTU/hr pie² °F.
- h_r ; Coeficiente de transferencia de calor por radiación exterior promedio, BTU/hr pie² °F.
- h_o ; Coeficiente de transferencia de calor exterior promedio, BTU/hr pie² °F.
- E ; Eficiencia de aleta; adimensional.
- h_e ; Coeficiente de transferencia de calor exterior efectivo, BTU/hr pie² °F.
- R_o ; Resistencia térmica exterior total, hr pie² °F/BTU
- R_w ; Resistencia térmica de la pared del tubo, hr pie² °F/BTU.
- h_i ; Coeficiente de transferencia de calor por convección interior promedio, BTU/hr pie² °F.
- R_{i0} ; Resistencia térmica interior total, hr pie² °F/BTU
- R_{t0} ; Resistencia térmica total, hr pie² °F/BTU.
- U_o ; Coeficiente de transferencia de calor total, BTU/hr pie² °F.
- Q ; Carga térmica mínima de diseño para el intercambiador, BTU/hr.
- ΔT ; Media logarítmica de la diferencia de temperaturas, °F.
- A_t ; Area exterior total promedio, pie².
- N_r ; Número de filas de tubo en dirección de flujo, adimensional.

U_d ; Coeficiente de transferencia de calor total de diseño, BTU/hr pie² °F.

Debo aclarar que los factores y relaciones para el cálculo son valores experimentales, recomendados por "ESCOA FINTUBE CORPORATION, U.S.A", para el cálculo de intercambiadores de transferencia de calor vapor condensándose-gas.

- Corrección por el número de Reynolds al factor j , determinado por.

$$C_1 = 0.25 Re^{-0.35} \quad (42)$$

- Corrección por la geometría de aleta al factor j .
Las correcciones experimentales de la corrección por geometría de aleta serán una función de altura de aleta, separación entre aletas y tipo de disposición de los tubos aleteados en el banco.

Para arreglos al tresbolillo.

$$C_3 = 0.35 + 0.65 e^{-0.25 I_f/S_f} \quad (43)$$

Para arreglos en línea.

$$C_3 = 0.20 + 0.65 e^{-0.25 I_f/S_f} \quad (44)$$

Como es de esperar, en arreglos al tresbolillo el factor C_3 es mayor que para arreglos en línea dando un mayor coeficiente de transferencia en el lado de la superficie aleteada.

- Corrección por disposición no equilátera y de fila al factor j .

Es un factor que corrige las disposiciones que dan arreglos no equiláteros y el número de filas en dirección del flujo; siendo funciones del paso longitudinal, transversal y número de filas.

- Para disposiciones el tresbolillo o haces en una sola fila.

$$C_5 = 0.70 + (0.70 - 0.80 e^{-0.15N^2r} - 1.0P_1/P_t) e^{-1.0P_1/P_t} \quad (45)$$

- Para disposiciones en línea.

$$C_5 = 0.10 - (0.75 - 1.50 e^{-0.70N^2r} - 2.0P_1/P_t) e^{-2.0P_1/P_t} \quad (46)$$

- Factor para transferencia de calor de Colburn.
Determinado a partir de la relación.

$$j = C_1 C_3 C_5 \left(\frac{d_f}{d_o}\right)^{0.50} \left(\frac{T_b + 460}{T_s + 460}\right)^{0.25} \quad (47)$$

Varía con la relación de diámetro externo de aleta al diámetro externo del tubo y temperatura promedio del aire a temperatura promedio de la aleta.

- Coeficiente de transferencia de calor por convección exterior promedio.

Las correlaciones experimentales para evaluar los coeficiente, están en términos de las propiedades promedio de los fluidos. Entonces, se establecen modelos matemáticos en los que deben involucrarse los parámetros que intervienen en el proceso.

Un breve análisis del fenómeno de intercambio de calor, el modelo matemático y la analogía de Colburn para la transferencia de calor en flujo turbulento clarifica este tema.

De acuerdo al método de análisis gradiente-mecanismo, la transferencia de calor en flujo turbulento, depende de mecanismos individuales como son el transporte molecular y transporte turbulento; de condiciones de flujo que a su vez dependen de la transferencia de cantidad de movimiento por transporte molecular y transporte turbulento. La relación que involucra el mecanismo de transferencia de calor es el número de Nusselt y la relación que involucra la transferencia de cantidad de movimiento es el número de Reynolds; una tercera relación incluye el mecanismo de transferencia de calor y transferencia de cantidad de movimiento la

cuarta relaciona la transferencia de cantidad de movimiento por transporte molecular a la transferencia de calor por transporte molecular denominado número de Prandtl, que es función sólo de las propiedades del fluido y características de flujo.

El modelo metemático, es una serie de potencias, donde cada base representa una relación de mecanismos.

$$N_{Nu} = K_1 (N_{Re})^a (N_{Pr})^b + K_2 (N_{Re})^{a'} (N_{Pr})^{b'} + \dots \quad (48)$$

Donde las constantes y exponentes son evaluados, experimentalmente; para gases y líquidos con viscosidades moderadas o bajos en calentamiento o enfriamiento se obtiene.

$$N_{Nu} = 0.023 (N_{Re})^{0.80} (N_{Pr})^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_1} \right)^{0.14} \quad (49)$$

En la ecuación anterior, el término (μ_b/μ_1) , corrige a condiciones reales la capa de resistencia por viscosidad debido a cambios en la temperatura, para gases agua o fluidos no viscosos, se puede asumir como 1.0, en el diseño de la cámara esta suposición es adecuada por trabajar a temperatura moderadas.

Para el desarrollo de la analogía de Colburn, la ecuación (49) se transforma en.

$$\frac{N_{Nu}}{N_{Re} N_{Pr}} = 0.023 \frac{(N_{Re})^{0.80} (N_{Pr})^{1/3}}{N_{Re} N_{Pr}} \quad (50)$$

$$\text{ó } (N_{St}) (N_{Pr})^{2/3} = 0.023 (N_{Re})^{-0.20} \quad (51)$$

Definiendo el factor j para transferencia de calor de Colburn como.

$$j = (N_{St}) (N_{Pr})^{2/3} \quad (52)$$

Reemplazando números adimensionales en (52) y despejando el número de Nusselt tenemos.

$$j \left(\frac{DG_n}{\mu_b} \right) \left(\frac{C_p \mu_b}{K_b} \right)^{1/3} = \left(\frac{h_c D}{K_b} \right)$$

$$h_c = j G_n C_p \left(\frac{K_b}{\mu_b C_p} \right)^{2/3} \quad (53)$$

Relación usada comúnmente para el cálculo de coeficiente de transferencia por convección en gases.

Debo aclarar que la analogía de Colburn, muestra la interrelación entre la transferencia de calor y cantidad de movimiento.

- Coeficiente de transferencia de calor por radiación exterior promedio.

Coeficiente despreciado por tener en la cámara temperaturas bajas de operación y usar vapor a presiones relativamente bajas.

- Coeficiente de transferencia de calor exterior promedio.

Determinado en función al coeficiente de transferencia de calor por convección exterior, coeficiente de transferencia por radiación y resistencia por incrustaciones.

$$h_o = \frac{1}{\frac{1}{h_c + h_r} + R_{fo}} \quad (54)$$

- Eficiencia de la aleta.

Para deducir la eficiencia de la aleta consideraremos las hipótesis siguientes: Existe gradiente de temperatura solo en la dirección radial por ser de espesor pequeño y en estado estable, lo que conduce a un error de cálculo menor al 1% según H.P HOLLMAN; el flujo de calor puede considerarse como despreciable o equivalente al gradiente de temperatura igual a cero en el extremo, por tener la aleta espesor pequeño, la temperatura en la base de la aleta igual al promedio de temperatura de la pared del tubo y temperatura del medio igual a temperatura promedio del aire.

Efectuando el balance general de calor, donde flujo de calor por conducción en el elemento anular igual al

flujo por convección, obtenemos la ecuación diferencial.

$q_r - q_{r+dr} = q_{conv}$

$\frac{d}{dr} (K_f A(r) \frac{dT}{dr}) - 2h_o P(r) (T - T_b) = 0$

$A(r) = (2\pi r) t_f \quad P(r) = 2\pi r$

$K_f t_f \frac{d}{dr} r \left(\frac{dT}{dr} \right) - 2h_o r (T - T_b) = 0$

$\left(\frac{dr}{dr} \cdot \frac{dT}{dr} + r \frac{d^2 T}{dr^2} \right) - 2 \frac{h_o r}{K_f t_f} (T - T_b) = 0$

$r \frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{dT}{dr} - \frac{2h_o r}{K_f t_f} (T - T_b) = 0$

Cambiando : $\theta = T - T_b$, $d\theta = dT$ \wedge $d^2\theta = d^2T$

$\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\theta}{dr} - \frac{2h_o}{K_f t_f} \theta = 0$

Efectuando el cambio: $m^2 = \frac{2h_o}{K_f t_f}$, $mr = z$, $\frac{1}{r} = \frac{m}{z}$

De: $mr = z$; $\frac{d\theta}{dr} = m \frac{d\theta}{dz}$; $\frac{d^2\theta}{dr^2} = m^2 \frac{d^2\theta}{dz^2}$

$m^2 \frac{d^2\theta}{dz^2} + \frac{m}{z} \cdot m \frac{d\theta}{dz} - m^2\theta = 0$

$$\frac{d^2\theta}{dz^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{d\theta}{dz} - \theta = 0 \quad (55)$$

La ecuación diferencial (55), ecuación de Bessel cuya solución general es:

$$\theta = C_1 I_0(mr) + C_2 K_0(mr) \quad (56)$$

$$\begin{aligned} \text{Condiciones: } r_1 = r_0, \quad \theta = \theta_0 \quad \text{ó} \quad \theta = T_w - T_b \\ r_2 = r_0 + I_f, \quad d\theta/dz = 0 \end{aligned}$$

Con estas condiciones, la solución general es, para distribución de temperatura.

$$\theta = \theta_0 \frac{I_0(mr) K_1(mr_2) + I_1(mr_2) K_0(mr)}{I_0(mr_0) K_1(mr_2) + I_1(mr_2) K_0(mr_0)} \quad (57)$$

El flujo de calor por conducción a través de la aleta por conducción es:

$$Q_k = -2 K_f \pi r_0 t_f \frac{d\theta}{dr} \Big|_{r=r_1} = 2 \pi r_0 K_f t_f m \theta_0 \quad (58)$$

$$\text{Donde} = \frac{I_1(mr_2) K_1(mr_0) - I_1(mr_0) K_1(mr_2)}{I_0(mr_0) K_1(mr_2) + I_1(mr_2) K_0(mr_0)}$$

Al usar la ecuación (58), podemos incluir el flujo de calor en el extremo de la aleta de manera convencional, corrigiendo la longitud de aleta como sigue:

$$I_{fc} = I_f + \frac{t_f}{2} \quad \text{ó} \quad r_2 = r_0 + I_{fc}$$

$$r_2 = r_0 + I_f + \frac{t_f}{2}$$

Para una aleta 100% "efectiva", la transferencia de calor sería:

$$Q_c = 2 \pi h_0 [(r_0 + I_f + \frac{1}{2} t_f)^2 - r_0^2] (T_w - T_b) \quad (59)$$

Entonces, la eficiencia de una aleta, para $T(r) < T_w$, cuando $r_1 < r < r_2$, es la razón del calor real transferido desde una superficie aleteada, al máximo calor

posible proporcionado por la ecuación siguiente:

$$E = \frac{Q_k}{Q_c} \quad (60)$$

El cálculo mediante las relaciones anteriores es tedioso, por tanto es preferible usar las relaciones prácticas experimentales que difieren en el 5% o menos. Estas relaciones son las siguientes:

$$b = I_f + \frac{1}{2} t_f \quad (61)$$

$$m = \left[\frac{h_o}{6 K_f t_f} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (62)$$

$$y = \frac{\tanh (mb)}{mb} \left(0.70 + 0.30 \frac{\tanh (mb)}{mb} \right) \quad (63)$$

$$E = y \left(0.45 \ln \left(\frac{d_f}{d_o} \right) (y-1) + 1 \right) \quad (64)$$

En el cálculo de eficiencia de aleta, mediante (64), se incluye el factor de corrección por ser aletas helicoidales y no discos.

Ejemplo de cálculo para los valores siguientes:

$$d_o = 2.375 \text{ "}$$

$$r_o = 1.1875 \text{ "}$$

$$I_f = 0.5 \text{ "}$$

$$t_f = 0.059 \text{ "}$$

$$T_b = 700 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_w = 439 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$K_f = 27.0 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_o = 17.18 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$E = 0.80$$

$$d_f = d_o + 2 I_f = 0.375 \text{ " } + 2 \times 0.5$$

$$d_f = 3.375 \text{ "}$$

$$d_f/d_o = 1.42$$

$$Q_k = 2 \pi r_o K_f t_f m \theta_o \lambda$$

$$m^2 = \frac{2 h_o}{K_f t_f} \quad \text{---->} \quad m = \sqrt{\frac{2 h_o}{K_f t_f}}$$

$$m = 16.088$$

$$\theta_o = T_w - T_b$$

$$\theta_o = 439 - 700$$

$$\theta_o = -261$$

$$\lambda = \frac{I_1(mr_2) K_1(mr_o) - I_1(mr_o) K_1(mr_2)}{I_o(mr_o) K_1(mr_2) + I_1(mr_2) K_o(mr_o)}$$

$$r_2 = r_o + I_f + \frac{1}{2} t_f$$

$$r_2 = 0.099 + 0.042 + 0.002$$

$$r_2 = 0.143$$

$$\lambda = \frac{I_1[(16.088)(0.143)] K_1[(16.088)(0.099)] - I_o[(16.088)(0.099)] K_1[(16.088)(0.143)]}{I_o[(16.088)(0.143)] K_o[(16.088)(0.099)] + I_1[(16.088)(0.099)] K_1[(16.088)(0.143)]}$$

$$\lambda = \frac{I_1(2.301) K_1(1.593) - I_1(1.593) K_1(2.301)}{I_o(1.593) K_1(2.301) + I_1(2.301) K_o(1.693)}$$

$$\lambda = \frac{(2.106)(0.241) - (1.084)(0.096)}{(1.750)(0.096) + (2.106)(0.188)}$$

$$\lambda = 0.716$$

$$Q_k = 2 \pi r_o K_f t_f m \theta_o \lambda$$

$$Q_k = 2 \pi (0.099)(27)(0.005)(16.088)(-261)(0.716)$$

$$Q_k = -252.467$$

$$Q_h = 2 \pi h_o [(r_o + I_f + \frac{1}{2} t_f)^2 - r_o^2] (T_w - T_b)$$

$$Q_h = 2 \pi (17.18)[(0.099 + 0.042 + 0.002)^2 - (0.099)^2] [439 - 700]$$

$$Q_h = -309.910$$

$$E = \frac{Q_k}{Q_c}$$

$$E = \frac{-252.467}{-309.910}$$

$$E = 0.815$$

Ejemplo de cálculo para las siguientes relaciones:

$$b = I_f + \frac{1}{2} t_f$$

$$m = (h_0 / 6 K_f t_f)^{1/2}$$

$$x = \frac{\tanh (mb)}{(mb)}$$

$$y = x (0.7 + 0.3x)$$

$$E = y (0.45 \ln (d_f/d_0) (y-1) + 1)$$

Debemos observar que : Para usar estas relaciones se debe considerar las dimensiones de I_f , t_f en pulgadas; los parámetros son los mismos que para el ejemplo anterior.

$$b = I_f + \frac{1}{2} t_f$$

$$b = 0.5 + 0.059/2$$

$$b = 0.530$$

$$m = \left| \frac{h_0}{6 K_f t_f} \right|^{0.5}$$

$$m = \left| \frac{17.18}{6 (27)(0.059)} \right|^{0.5}$$

$$m = 1.341$$

$$x = \frac{\tanh (mb)}{(mb)}$$

$$x = \frac{\tanh [(1.341)(0.530)]}{[(1.341)(0.530)]}$$

$$x = \frac{0.611}{0.710}$$

$$x = 0.860$$

$$x = x (0.7 + 0.3 x)$$

$$y = 0.860 [0.7 + 0.3 (0.860)]$$

$$y = 0.824$$

$$E = y (0.45 \ln (d_f/d_o) (y-1) + 1)$$

$$E = 0.824 (0.45 \ln(1.42) (0.824 - 1) + 1)$$

$$E = 0.801$$

- Coeficiente de transferencia de calor exterior efectivo. De acuerdo a la transferencia de calor para una superficie aleteada, la transferencia de calor total será la suma de la transferencia por convección a través de la superficie exterior principal y la transferencia por convección a través de la superficie secundaria; esta transferencia total a través de la superficie exterior total con el coeficiente exterior efectivo, proporciona la ecuación (65) que permite calcular h_e

$$A_o h_e (T_w - T_b) = h_o A_{po} (T_w - T_b) + \int_S h_o (T - T_b) dS$$

$$A_o h_e (T_w - T_b) = h_o A_{po} (T_w - T_b) + h_o A_{fo} (T_w - T_b) E$$

$$A_o h_e = h_o (A_{po} + A_{fo} E)$$

$$h_e = \frac{h_o (A_{po} + A_{fo} E)}{A_o} \quad (65)$$

La eficiencia total de la superficie aleteada, es la razón de la transferencia de calor total a través de la superficie principal y secundaria a la razón de transferencia de calor como si esta área se mantuviera a la temperatura de la base.

$$n_t = \frac{h_o (A_{po} + A_{fo} E) (T_w - T_b)}{A_o h_o (T_w - T_b)}$$

$$n_t = \frac{A_{po} + A_{fo} E}{A_o} \quad (66)$$

De la ecuación (65) y (66) podemos concluir.

$$h_e = n_t h_o \quad (67)$$

Finalmente la eficiencia total de una superficie aleteada será mayor si tenemos aletas cortas, delgadas y pequeños espacios entre ellos, además de tener un alto coeficiente de conductividad.

- Resistencia térmica exterior total.

Parámetro que es la inversa del coeficiente de transferencia de calor efectivo.

$$R_o = \frac{1}{h_e} \quad (68)$$

- Resistencia térmica de la pared del tubo.

Basada en la superficie exterior total, influida por el espesor de la pared, material y superficie promedio de pared del tubo.

$$R_{wo} = \frac{t_w}{12 K_w h_e} \times \frac{A_o}{A_w} \quad (68)$$

- Coeficiente de transferencia de calor promedio interior por convección.

El fluido interior es vapor condensándose a temperatura de saturación 250.33 °F y 15.304 psig de presión; cuando se condensa el vapor éste llena parcialmente el área de flujo, por consiguiente las velocidades medias de vapor y condensado son diferentes originando la imposibilidad de determinar las velocidades medias locales a partir de las ecuaciones de balance, para los cálculos de transferencia de calor es necesario definir una velocidad ficticia constante, denominada velocidad de circulación igual a la velocidad real de condensado cuando este llena completamente el tubo. La transferencia de calor en flujo turbulento, fue estudiada teóricamente por ANANIEV mediante la analogía entre la transferencia de calor y resistencia a la fricción, proporcionando la correlación semiempírica escrita línea abajo, para el coeficiente medio de transferencia

superficial en condensación, las propiedades físicas se consideran a temperatura y presión de saturación, la correlación puede ser usada para condensación completa de vapor seco, condensación incompleta de vapor húmedo dentro de tubos.

Por otro lado, necesitamos saber el número de tubos para calcular la carga de vapor por tubo. El calor latente del vapor es 945.3 BTU/lb.

Los parámetros, relaciones y cálculo se muestran a continuación:

m ; flujo de masa de la mezcla de vapor y condensado por tubo, lb/hr.

m_v ; flujo de masa del vapor por tubo, lb/hr.

m_c ; flujo de masa de condensado por tubo, lb/hr.

Nu ; número de Nusselt, adimensional.

C ; constante para tubos de acero 0.024 y cobre 0.032, adimensional

Re ; número de Reynolds, adimensional.

Pr ; número de Prandtl, adimensional.

x_1 ; fracción en masa vapor ingreso, adimensional

x_2 ; fracción en masa vapor salida, adimensional

ρ_e ; densidad del condensado, 58.789 lb/pie³

ρ_v ; densidad del vapor, 0.073 lb/pie³

d_i ; diámetro interno de tubo, pie.

K_c ; conductividad de condensado, 0.396 BTU/pie hr °F

C_p ; calor específico de condensado, 1.014 BTU/lb °F

μ_c ; viscosidad dinámica de condensado, 0.567 lb m/pie hr

Relaciones para cálculo de h_i

$$m = v_c \rho_e \frac{\pi}{4} d_i^2 \quad (70)$$

$$m = m_v + m_c \quad (71)$$

$$Nu = \frac{C}{2} Re^{0.80} Pr^{0.43} \left(1 + x_1 (\rho_e/\rho_v - 1) + \right. \\ \left. + (1 + x_1 (\rho_e/\rho_v - 1) \right) \quad (72)$$

$$Nu = \frac{h_i d_i}{K_c} \quad (73)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu_c}{K_c} \quad (74)$$

$$Re = \frac{v_c d_i}{\gamma_c} \quad \text{ó} \quad Re = \frac{4 m}{\pi d_i \mu_c} \quad (75)$$

- Resistencia térmica interior total.

Referido al área exterior total, varía con la resistencia de incrustaciones y capa térmica; éstas son referidas a su respectiva superficie, calculado por:

$$R_{io} = \left(\frac{1}{h_i} + R_{fi} \right) \times \frac{A_o}{A_i} \quad (76)$$

- Resistencia térmica total.

Basado en la superficie exterior total, siendo la suma de la resistencia interior, de la pared de tubo y exterior; calculado por:

$$R_{to} = R_o + R_{wo} + R_{io} \quad (77)$$

- Coeficiente de transferencia de calor total.

Referido a la superficie exterior total, este coeficiente para un intercambiador de tubos aleteados, con aletas helicoidales de acuerdo a BACHRICH está entre 5-12 BTU/hr pie² °F esto permitirá definir la geometría básica del intercambiador para luego ser recalculado.

- Carga térmica mínima de diseño para el intercambiador. De acuerdo a investigaciones efectuadas por BACHRICH éste concluye que para secar maderas duras y semiduras, válida para la cumala y secador convencional, la temperatura de 180 °F en la cámara se alcanza con vapor saturación a 15.304 psig y 250.33 °F, energía promedio de 2,000 BTU/lb H₂O evaporada. La cumala se seca de 120% a 12% de CH en 6 días la humedad removida fue de 35,395 lb de H₂O y la energía promedio mínimo de 491,597 BTU/hr, consumo de vapor 520 lb/hr, flujo mi-

nimo a partir del cual calcularemos diversos intercambiadores, para posteriormente efectuar la simulación del proceso de calentamiento.

W ; flujo de aire mínimo; 141,750 lb/hr.

C_p ; calor específico aire a 66.2 y 75% HR, 0.2497
BTU/lb °F

m_v ; flujo mínimo de vapor; 520 lb/hr.

h_{fg} ; calor latente del vapor; 945.3 BTU/lb.

La temperatura del aire a la salida del intercambiador (T_2), obtenida mediante el balance de calor por:

$$W C_p (T_2 - T_1) = m_v h_{fg} \quad (78)$$

- Media logarítmica de la diferencia de temperaturas.

La MLDT del flujo en contracorriente es idéntica a la diferencia verdadera de temperatura en flujo cruzado, debido a que el vapor en condensación proporciona flujo isotérmico; se supone en el cálculo de la MLDT en contracorriente constante el coeficiente global, flujos máxicos, calores específicos; y la pérdida de calor despreciable, como tenemos flujo a contracorriente la diferencia verdadera de temperatura será igual a la media logarítmica de temperaturas, porque $F_t = 1.0$

$$\Delta T = \frac{(t_1 - T_2) - (t_2 - T_1)}{\ln \left(\frac{t_1 - T_2}{t_2 - T_1} \right)} \quad (79)$$

- Area exterior total promedio.

superficie determinada asumiendo el coeficiente total de transferencia en el intervalo de acuerdo al material del tubo y aletas, carga térmica mínima de diseño; mediante balance de energía podrá determinarse la diferencia de temperaturas.

$$A_t = \frac{Q}{U_o \Delta T} \quad (80)$$

- Número de filas de tubo en dirección del flujo.

A mayor número de filas en dirección del flujo se pro-

duce mayor caída de presión a través del intercambiador, el coeficiente de transferencia de calor no se modifica sustancialmente, por tanto es necesario limitar a una o dos filas. El área externa es función del ancho, altura, número de aletas por pulgada y diseño externo; las aplicaciones prácticas han demostrado que usar 0.036" de ancho aleta, 0.375" a 0.500" de altura de aleta, 4 a 6 aletas por pulgada, 1" a 2" diámetro externo de tubo, longitudes máximas de tubo aleteado mostrado en tabla líneas abajo; proporcionan resultados satisfactorios en la eficiencia de intercambio de calor para estas aplicaciones.

d _o (pulg)	Material		Longitud máxima (pies)
	tubo	aleta	
1 1/8	cobre	aluminio	24
1 1/4	acero	aluminio	25
1 1/2	acero	aluminio	25
2	acero	acero	50

Número de filas determinado por.

$$N_r = \frac{A_t}{A_o L_f N_t} \quad (81)$$

3.4.6 Cálculo de caída de presión a través del intercambiador

Relación de factores y ecuaciones para el cálculo.

C₂ ; corrección por el número de Reynolds al factor f, adimensional.

C₄ ; corrección por geometría al factor f, adimensional.

C₆ ; corrección por arreglo no equilátero y fila al factor f, adimensional.

f ; factor de fricción de Fanning, adimensional.

β ; factor de contracción, adimensional.

a : factor de caída de presión por efectos de la aceleración del fluido, adimensional.

ΔP ; caída de presión a través del intercambiador, pulg. de agua.

La caída de presión varía grandemente con el paso longitudinal, disposición y espaciado de tubos en el banco; las correlaciones para el cálculo del factor de fricción de Fanning incluyen la geometría, configuración y tipo de flujo. El cálculo de caída de presión no considera la corrección por viscosidad porque para gases se puede asumir como la unidad.

Todas las correlaciones son experimentales y proporcionada por ESCOA FINTUBE CO.

- Corrección por el número de Reynolds al factor f .

Relación determinada por:

$$C_2 = 0.07 + 8.0 \text{Re}^{-0.45} \quad (82)$$

- Corrección por geometría al factor f .

La significación de este factor es que proporciona menor caída de presión para arreglos en línea y mayores relaciones P_t/d_o , respecto a disposiciones al tresbolillo.

- Para disposiciones al tresbolillo o haces de una fila en dirección al flujo.

$$C_4 = 0.11 (0.05 P_t/d_o)^{-0.70} (I_f/S_f)^{0.20} \quad (83)$$

- Para disposiciones en filas:

$$C_4 = 0.08 (0.15 P_t/d_o)^{-1.10} (I_f/S_f)^{0.15} \quad (84)$$

- Corrección con arreglo no equilátero y fila al factor f .

Factor que es función del número y la relación para arreglo no equilátero P_1/P_t , proporcionando las menores caídas de presión, cuando el arreglo es al tresbolillo y la relación P_1/P_t está entre 1.2 y 2.2 aproximadamente; cuando se tiene una sola fila en el banco, el paso longitudinal es cero y el factor constante aproxi-

madamente 1.11.

- Para disposiciones al tresbolillo o haces en una fila.

$$C_6 = 1.1 + (1.8 - 2.1 e^{-0.15 N^2 r})(e^{-2.0 P_1/P_t} - (0.7 - 0.8 e^{-0.15 N^2 r})(e^{-0.6 P_1/P_t})) \quad (85)$$

- Para disponer en línea.

$$C_6 = 1.6 - (0.75 - 1.5 e^{-0.7 N r})(e^{-0.2(P_1/P_t)^2}) \quad (86)$$

- Factor de fricción de Fanning.

Coeficiente función del número de Reynolds, rugosidad de la superficie exterior; C_2 proporciona la corrección por Reynolds; C_4 y C_6 corrigen por geometría y configuración del banco de tubos aleteados, se calcula para.

- disposiciones al tresbolillo

$$f = C_2 C_4 C_6 (d_f/d_o)^{0.50} \quad (87)$$

- disposiciones en fila

$$f = C_2 C_4 C_6 (d_f/d_o)^{1.00} \quad (88)$$

- Factor de contracción.

Relaciona la contracción originada al cambiar la sección de paso de flujo de aire, determinada por.

$$\beta = \frac{A_n}{A_d} \quad (89)$$

- Factor de caída de presión por efectos de la aceleración del fluido.

Varía con el factor de contracción, número de filas en dirección del flujo y densidades de ingreso, salida y promedio establecidas por la relación.

$$a = \frac{(1 + \beta^2)}{4 N_r} S_b \left[\frac{1}{S_2} - \frac{1}{S_1} \right] \quad (90)$$

- Caída de presión a través del intercambiador.

La caída de presión es la suma por efectos de la fric-

ción y aceleración, siendo proporcional al flujo másico por unidad de superficie de área libre, número de filas en dirección del flujo e inversamente proporcional a la densidad promedio, determinada por.

$$\Delta P = \frac{(f + a) (G_n^2 N_f)}{1.083 \times 10^7 \rho_b} \quad (91)$$

3.4.7 Cálculo para el primer y segundo intercambiador.

Geometría básica y parámetros de proceso.

Se asume la geometría básica de acuerdo a lo discutido anteriormente y parámetros de proceso justificados, para posteriormente realizar el calentamiento de acuerdo a la carga térmica requerida.

Luego resumimos estos valores en las tablas respectivas.

Para el primer intercambiador y los otros.

- . d_o : diámetro exterior del tubo.
 d_o : 1.050 pulg.
- . t_w : espesor de la pared del tubo.
 t_w : 0.113 pulg.
- . P_t : paso transversal entre tubos.
 P_t : 2.25 pulg ; asumido de acuerdo al diámetro externo.
- . P_l : paso longitudinal entre tubos.
 P_l : 0, para este intercambiador usamos una sola fila.
- . I_f : altura de la aleta.
 I_f : 0.375 pulg.
- . t_f : espesor promedio de altura.
 t_f : 0.036 pulg.
- . n_f : número de aletas por unidad de longitud de tubo.
 n_f : 5.0 aletas/pulg.
- . L_f : longitud aleteada del tubo.

- L_f : 32 pies.
- . X_c : área de la sección transversal de las obstrucciones de flujo.
 X_c : 0, pie².
 - . T_1 : temperatura de ingreso del fluido exterior.
 T_1 : 66.2 °F.
 - . t_1 : temperatura de ingreso del fluido interior.
 t_1 : 250.3 °F.
 - . t_2 : temperatura de salida del fluido interior.
 t_2 : 250.3 °F.
 - . W : flujo de masa del fluido exterior.
 W : 141,750 lb/hr, flujo mínimo requerido.
 - . R_{fi} : resistencia interior de incrustaciones basada en el área de superficie interior.
 R_{fi} : 0.001 hr pie² °F/BTU.
 - . R_{fo} : resistencia exterior de incrustaciones basada en el área de superficie exterior total
 R_{fo} : 0.002 hr pie² °F/BTU.

Asumimos para el primer intercambiador consumo mínimo de vapor, para ir incrementándolo con los otros intercambiadores, inicialmente el coeficiente total de transferencia de diseño se asume para fijar la superficie de transferencia por tanto la geometría adicional.

Balace térmico.

$$T_1 = 66.2 \text{ °F y } 75\% \text{ HR, } C_p = 0.2497 \text{ BTU/lb.}$$

$$W = 141,750 \text{ lb/hr, flujo mínimo de aire.}$$

$$M_v = 520 \text{ lb/hr, consumo mínimo de vapor.}$$

$$h_{fg} = 945.3 \text{ BTU/lb a } 15.3 \text{ psig.}$$

$$Q = 520 \times 945.3 \text{ ---> } Q = 491,556 \text{ BTU/hr.}$$

$$Q = W C_{pa} (T_1 - T_2)$$

$$W = C_{pa} (T_2 - T_1) = 491,556$$

$$141,750 \times 0.2497 (T_2 - 66.2) = 491,556$$

$$T_2 = 66.2 + 13.89 = 80.1 \text{ °F.}$$

- ΔT : media logarítmica de la diferencia de temperaturas.

fluido caliente		fluido frío	
250.3	temperatura alta	80.1	$t_2=170.2$ °F
280.3	temperatura baja	66.2	$t_1=184.1$ °F

$$\Delta T = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{At_2}{At_1}} = \frac{170.2 - 184.1}{\ln \frac{170.2}{184.1}} \rightarrow T=177.1 \text{ °F}$$

- A_t : área total exterior promedio.

Usando la ecuación de diseño para intercambiador, asumimos es coeficiente total de diseño, para hallar.

$$A_t ; U_d = 6.0 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ °F}$$

$$U_d ; A_t \Delta T = W C_{pa} (T_2 - T_1)$$

$$6.0 \frac{\text{BTU}}{\text{hr pie}^2 \text{ °F}} \times A_t \text{ pie}^2 \times 177.1 \text{ °F} = 491,556 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$A_t = 462.6 \text{ pie}^2.$$

- A_o : área total de la superficie exterior por unidad de longitud de tubo de acuerdo al diámetro exterior, espesor de aleta, número de aleta por pulgada y altura de aleta en tabla N° 2 del apéndice.

$$A_o : 171 \text{ pie}^2/\text{pie}.$$

- N_t : número de tubos por fila.

$$N_t = \frac{A_t}{N_r \times A_o \times L_f}$$

$$N_t = \frac{462.6 \text{ pie}^2}{1 \text{ fila} \times 1.71 \frac{\text{pie}^2}{\text{pie}} \times 32 \text{ pie}} = 8.45 \text{ tubos}$$

tomemos, $N_t = 9$

$$\text{nuevo } A_t = 9 \times 1.71 \times 32 = 492.5 \text{ pie}^2$$

- A_d : área de flujo de la sección transversal del ducto incluido el banco.

$$A_d = N_t \times \frac{P_t}{12} \times L_f$$

$$A_d = 9 \times \frac{2.25}{12} \text{ pie} \times 32 \text{ pie}$$

$$A_d = 54 \text{ pie}^2.$$

- T_b : temperatura promedio del fluido exterior.

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$T_b = \frac{66.2 + 80.1}{2} = 73.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- T_i : temperatura promedio del fluido interior.

$$T_i = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$T_i = 250.3 \text{ } ^\circ\text{F} , \text{ para todos los casos.}$$

- T_s : temperatura promedio de la aleta.

$$T_s = T_i + 0.30 (T_b - T_i)$$

$$T_s = 250.3 + 0.30 (73.2 - 250.3)$$

$$T_s = 197.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- T_w : temperatura promedio de la pared del tubo.

$$T_w = T_i + 0.10 (T_b - T_i)$$

$$T_w = 250.3 + 0.10 (73.2 - 250.3)$$

$$T_w = 232.6 \text{ } ^\circ\text{F}.$$

- C_p : Calor específico a presión constante promedio del fluido exterior

$$C_p = 0.250 \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} , \text{ a } 73.2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ y } 75\% \text{ HR.}$$

- μ_b : viscosidad dinámica promedio del fluido exterior.

$$\mu_b = 0.0450 \text{ lb/hr pie} , \text{ a } 73.2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ y } 75\% \text{ HR.}$$

- ρ_b : densidad promedio del fluido exterior.

$$\rho_b = 0.0738 \text{ lb/pie}^3 , \text{ a } 62.2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ y } 75\% \text{ HR.}$$

- ρ_1 : densidad de ingreso del fluido exterior.

$$\rho_1 = 0.0750 \text{ lb/pie}^2 ; \text{ a } 62.2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ y } 75\% \text{ HR}$$

- ρ_2 : densidad de salida del fluido exterior.

$$\rho_2 = 0.0725 \text{ lb/pi}^2 , \text{ a } 80.1 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ y } 75\% \text{ HR.}$$

- K_b : conductividad térmica promedio del fluido

exterior.

$$K_b = 0.0149 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F}, \text{ a } 73.2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ y } 75\% \text{ HR.}$$

- K_f : conductividad térmica promedio de la aleta.

$$K_f = 21 + \frac{1112 - T_s}{180}$$

$$K_f = 21 + \frac{1112 - 197.2}{180}$$

$$K_f = 26.08 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F}$$

- K_w : conductividad térmica promedio de la pared del tubo.

$$K_w = 21 + \frac{1112 - T_w}{180}$$

$$K_w = 21 + \frac{1112 - 232.6}{180}$$

$$K_w = 25.39 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F}$$

Geometría adicional y cálculo de parámetros de proceso.

- d_i : diámetro interior del tubo.

$$d_i = d_o - 2t_w$$

$$d_i = 1.050 - 2 \times 0.113$$

$$d_i = 0.824 \text{ pulg.}$$

- A_i : área total de la superficie interior por unidad de longitud del tubo.

$$A_i = \frac{\pi d_i}{12}$$

$$A_i = \frac{\pi \times 0.824}{12}$$

$$A_i = 0.216 \text{ pie}^2/\text{pie}$$

- A_w : área promedio de la pared del tubo homogénea por unidad de longitud del tubo.

$$A_w = \frac{\pi (d_o - T_w)}{12}$$

$$A_w = \frac{\pi (1.050 - 0.113)}{12}$$

$$A_w = 0.245 \text{ pie}^2/\text{pie}$$

. d_f : diámetro exterior de aletas.

$$d_f = d_o + 2I_f$$

$$d_f = 4.050 + 2 \times 0.375$$

$$d_f = 1.800 \text{ pulg}$$

. S_f : espaciamiento entre aletas.

$$S_f = \frac{1}{n_f} - t_f$$

$$S_f = \frac{1}{5} - 0.036$$

$$S_f = 0.164 \text{ pulg.}$$

. A_{po} : área de la superficie exterior principal por unidad de longitud de acuerdo al diámetro exterior, espesor de aleta y número de aletas por pulgada, en tabla N^o 2 del apéndice.

$$A_{po} = 0.23 \text{ pie}^2/\text{pie}..$$

. A_o : área total de la superficie exterior por unidad de longitud de acuerdo al diámetro exterior, espesor de aleta, número de aleta, por pulgada y altura de aleta, en tabla N^o 2 del apéndice.

$$A_o = 1.71 \text{ pie}^2/\text{pie}.$$

. A_{fo} : área de la superficie exterior secundaria por unidad de longitud de tubo.

$$A_{fo} = A_o - A_{po}$$

$$A_{fo} = 1.71 - 0.23$$

$$A_{fo} = 1.48 \text{ pie}^2/\text{pie}.$$

. A_c : área de la sección transversal proyectada del tubo aleteada por unidad de longitud.

$$A_c = \frac{d_o + 2I_f t_f n_f}{12}$$

$$A_c = \frac{1.050 + 2 \times 0.375 \times 0.036 \times 5}{12}$$

$$A_c = 0.099 \text{ pie}^2/\text{pie}.$$

- A_n : área libre neta en una fila de tubo.

$$A_n = A_d - A_c L_f N_t - x$$

$$A_n = 54 - 0.099 \times 32 \times 9 - 0$$

$$A_n = 25.49 \text{ pie}^2.$$

- G_n : flujo de masa por unidad de área libre.

$$G_n = \frac{W}{A_n}$$

$$G_n = \frac{141,750 \text{ lb/hr}}{25.49 \text{ pie}^2}$$

$$G_n = 5,561 \frac{\text{lb}}{\text{hr pie}^2}$$

- Re : número de Reynolds.

$$Re = \frac{G_n d_o}{12u_b}$$

$$Re = \frac{5,561 \times 1.050}{12 \times 0.045}$$

$$Re = 10,813.1$$

Cálculos de transferencia de calor.

- C_1 : corrección por el número de Reynolds al factor j

$$C_1 = 0.25 Re^{-0.35}$$

$$C_1 = 0.25 (10,813.1)^{-0.35} ; C_1 = 0.010$$

- C_3 : corrección por la geometría de aleta al factor j

$$C_3 = 0.20 + 0.65 e^{-0.25 I_f / S_f}$$

$$C_3 = 0.20 + 0.65 e^{-0.25 \times 0.375 / 0.164}$$

$$C_3 = 0.567$$

- C_5 : corrección por disposición no equilátera y de fila al factor j .

$$C_5 = 0.70 + (0.70 - 0.80 e^{-0.15 N^2 r}) e^{-1.0 P_1 / P_t}$$

$$C_5 = 0.70$$

- j : factor para transferencia de calor de Colburn.

$$j = C_1 C_3 C_5 \left(\frac{d_f}{d_o} \right)^{0.50} \left(\frac{T_b + 460}{T_s + 460} \right)^{0.25}$$

$$\dot{\delta} = 0.010 \times 0.567 \times 0.700 \left(\frac{1.800}{1.050} \right)^{0.50} \left(\frac{73.2+460}{197.2+460} \right)^{0.25}$$

$$\dot{\delta} = 0.005$$

- h_c : coeficiente de transferencia de calor por convección exterior promedio.

$$h_c = j G_n C_p \left(\frac{K_b}{C_p u_b} \right)^{0.67}$$

$$h_c = 0.005 \times 5561 \times 0.25 \left(\frac{0.0149}{0.25 \times 0.045} \right)^{0.67}$$

$$h_c = 8.39 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

- h_r : coeficiente de transferencia de calor por radiación exterior promedio para todos los casos; se considera despreciable la transferencia de calor por radiación, por usar vapor a presión baja.

$$h_r = 0 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

- h_o : coeficiente de transferencia de calor exterior promedio.

$$h_o = \frac{1}{\frac{1}{h_c + h_r} + R_{fo}}$$

$$h_o = \frac{1}{\frac{1}{8.39 + 0} + 0.002}$$

$$h_o = 8.25 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

- E : eficiencia de la aleta.

$$b = l_f + \frac{t_f}{2}$$

$$b = 0.375 + \frac{0.036}{2} = 0.393 \text{ pulg.}$$

$$m = \left(\frac{h_o}{b K_f t_f} \right)^{0.50}$$

$$m = \left(\frac{8.25}{6 \times 26.08 \times 0.036} \right)^{0.50} = 1.210$$

$$x = \frac{\tanh mb}{mb}$$

$$x = \frac{\tanh (0.393 \times 1.210)}{0.393 \times 1.210} ; x = 0.931$$

$$y = x (0.70 + 0.30x)$$

$$y = 0.931 (0.70 + 0.30 \times 0.931) ; y = 0.912$$

$$E = y(0.45 (y-1) \ln\left(\frac{d_f}{d_o}\right) + 1)$$

$$E = 0.912 (0.45 (0.912 - 1) \ln\left(\frac{1.80}{1.05}\right) - 1)$$

$$E = 0.893$$

- h_e : coeficiente de transferencia de calor exterior efectivo.

$$h_e = \frac{h_o (E A_{fo} + A_{po})}{A_o}$$

$$h_e = \frac{8.25 (0.893 \times 1.48 + 0.23)}{1.71}$$

$$h_e = 7.49 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- R_o : resistencia térmica exterior total.

$$R_o = \frac{1}{h_e} ; R_o = \frac{1}{7.49}$$

$$R_o = 0.134 \text{ hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

- R_{wo} : resistencia térmica de la pared del tubo; referido a la superficie exterior.

$$R_{wo} = \frac{t_w}{12K_w} \times \frac{A_o}{A_w}$$

$$R_{wo} = \frac{0.113}{12 \times 25.89} \times \frac{1.710}{0.245}$$

$$R_{wo} = 0.003 \text{ hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/BTU.}$$

- h_i : coeficiente transferencia de calor promedio interior por convección. Este coeficiente de acuerdo a lo tratado, está determinado por.

$$\frac{h_i d_i}{12K_c} = \frac{c}{2} \left(\frac{48 m_v}{\pi d_i U_c} \right)^{0.80} \left(\frac{C_p U_c}{K_c} \right)^{0.43} \left(\left[1 + X_1 \left(\frac{1}{v} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{2}} + 1 \right)$$

$$\frac{h_i d_i}{12 \times 0.396} = \frac{0.012}{2} \left(\frac{48 m_v}{\pi d_i \times 0.567} \right)^{0.80} \left(\frac{1.014 \times 0.567}{0.396} \right)^{0.43} \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow \left(\left[\frac{58.789}{0.073} \right]^{\frac{1}{2}} + 1 \right)$$

$$h_i = 27.42 (m_v/N_t)^{0.80} (d_i)^{-1.80}$$

Para el caso : $d_i = 0.824$ pulg. $m_v = 520$ lb/hr/9

$$h_i = 27.42 (520/9)^{0.80} (0.824)^{-1.80}$$

$$h_i = 997.3 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

- R_{io} : resistencia térmica interior total.

$$R_{io} = \left(\frac{1}{h_i} + R_{fi} \right) \times \frac{A_o}{A_i}$$

$$R_{io} = \left(\frac{1}{997.3} + 0.001 \right) \times \frac{1.71}{0.216}$$

$$R_{io} = 0.016 \text{ hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/BTU}$$

- R_{to} = resistencia térmica total.

$$R_{to} = R_o + R_{wo} + R_{io}$$

$$R_{to} = 0.134 + 0.003 + 0.016$$

$$R_{to} = 0.153 \text{ hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/BTU}$$

- U_o : coeficiente de transferencia de calor total.

$$U_o = \frac{1}{R_{to}}$$

$$U_o = \frac{1}{0.153}$$

$$U_o = 6.536 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

. Q : calor total a transferir.

En este caso es la carga térmica mínima.

$$Q = 491,556 \text{ BTU/hr}$$

. ΔT : media logarítmica de la diferencia de temperaturas.

$$\Delta T = 177.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

. U_d : coeficiente de transferencia de calor total de diseño.

$$U_d = \frac{Q}{\Delta T \times A_t}$$

$$U_d = \frac{491,556}{177.1 \times 492.5}$$

$$U_d = 5.64 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Comparando, siempre $U_d \leq U_o$; es posible que se requiera menos superficie de transferencia; recalculamos.

. A_t : área exterior total promedio.

este valor es obtenido, de la ecuación de diseño, de acuerdo al coeficiente exterior total calculado.

$$A_t = \frac{Q}{\Delta T \times U_o}$$

$$A_t = \frac{491,556}{177.1 \times 6.536}$$

$$A_t = 424.67 \text{ pie}^2$$

. N_t número de tubos por fila.

$$N_t = \frac{A_t}{A_o L_f N_r}$$

$$N_t = \frac{424.67}{1.71 \times 32 \times 1}$$

$$N_t = 7.76 \text{ tubos.}$$

asumimos : $N_t = 8$ tubos

Procediendo a recalculer para 8 tubos.

$$\cdot A_t = 8 \times 1.71 \times 32$$

$$A_t = 437.8 \text{ pie}^2$$

$$\cdot A_d = 8 \times \frac{2.25}{12} \times 32$$

$$A_d = 48$$

$$\cdot A_n = 48 - 0.099 \times 32 \times 8 = 0$$

$$A_n = 22.66 \text{ pie}^2$$

$$\cdot G_n = \frac{141,750}{22.66}$$

$$G_n = 6,255.5 \text{ lb/hr pie}^2$$

$$\cdot Re = \frac{6,255 \times 1.05}{12 \times 0.045}$$

$$Re = 12,163.5$$

Recálculos de transferencia de calor.

$$\cdot C_1 = 0.25 (12,163.5)^{-0.35}$$

$$C_1 = 0.009$$

$$\cdot C_3 = 0.20 + 0.65 e^{-0.25 \times 0.375/0.164}$$

$$C_3 = 0.567$$

$$\cdot C_5 = 0.70$$

$$\cdot j = 0.009 \times 0.567 \times 0.70 \left(\frac{1.800}{1.050} \right)^{0.50} \left(\frac{73.2+460}{197.2+460} \right)^{0.25}$$

$$j = 0.004$$

$$\cdot h_c = 0.004 \times 6,255.5 \times 0.25 \left(\frac{0.0149}{0.25 \times 0.045} \right)^{0.67}$$

$$h_c = 7.55 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h_o = \frac{1}{\frac{1}{7.55} + 0.002}$$

$$h_o = 7.44 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

. E, eficiencia.

$$b = 0.393''$$

$$m = \left(\frac{7.44}{6 \times 26.08 \times 0.036} \right)^{0.5}$$

$$m = 1.149$$

$$x = \frac{0.423}{0.452}$$

$$x = 0.936$$

$$y = 0.936 (0.70 + 0.30 + 0.936)$$

$$y = 0.92$$

$$E = 0.92 (0.45 (0.92 - 1) \ln \left(\frac{1.80}{1.05} \right) + 1)$$

$$E = 0.902$$

$$h_e = \frac{7.44 (0.902 \times 1.48 + 0.23)}{1.71}$$

$$h_e = 6.81 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$R_o = \frac{1}{6.81}$$

$$R_o = 0.147 \text{ hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

$$R_{wo} = 0.003$$

$$h_i = 27.42 (520/8)^{0.8} (0.824)^{-1.80}$$

$$h_i = 1095.8 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$R_{io} = \left(\frac{1}{1095.8} + 0.001 \right) \times \frac{1.71}{0.216}$$

$$R_{io} = 0.015 \text{ hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

$$R_{to} = 0.147 + 0.003 + 0.015$$

$$R_{to} = 0.165 \text{ hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

$$U_o = \frac{1}{0.165}$$

$$U_o = 6.06 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F}$$

$$Q = 491,556 \text{ BTU/hr.}$$

$$\Delta T = 177.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$U_d = \frac{491,556}{177.1 \times 473.8}$$

$$U_d = 6.34 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Comparando : sabemos que si $U_d \leq U_o$, entonces la superficie es suficiente, en el caso $U_o < U_d$, entonces no podemos usar, 8 tubos arreglados en una fila.

- Cálculos de pérdida de presión a través del intercambiador.

. C_2 : corrección por el número de Reynolds al factor f.

$$C_2 = 0.07 + 8.0 \text{ Re}^{-0.45}$$

$$C_2 = 0.07 + 8.0 (10,813.1)^{-0.45}$$

$$C_2 = 0.192$$

. C_4 : corrección por geometría al factor f.

$$C_4 = 0.11 \left(0.05 \frac{P_t}{d_o} \right)^{-0.70} (l_f/S_f)^{0.20}$$

$$C_4 = 0.11 \left(0.05 \times \frac{2.25}{1.05} \right)^{-0.70} (0.375/0.164)^{0.20}$$

$$C_4 = 0.696$$

. C_6 : corrección por arreglo no equilátero y fila al factor f.

$$C_6 = 1.1 + (1.8 - 2.1 e^{-0.15N^2r})(e^{-2.0 P1/Pt}) - (0.7 - 0.8e^{-0.15N^2r})(e^{-0.6P1/Pt})$$

$$C_6 = 1.1 + (1.8 - 2.1 e^{-0.15}) e^{-2.0 \times 0} - (0.7 - 0.8 e^{-0.15}) e^{-0.6 \times 0}$$

$$C_6 = 1.1 + 1.8 - 2.1 \times 0.861 - 0.7 + 0.8 \times 0.861$$

$$C_6 = 1.081$$

. f : factor de fricción de Fanning.

$$f = C_2 C_4 C_6 \left(\frac{df}{do} \right)$$

$$f = 0.192 \times 0.696 \times 1.081 \left(\frac{1.80}{1.05} \right) = 0.247$$

β : factor de contracción

$$\beta = \frac{A_n}{A_d}$$

$$\beta = \frac{25.49}{54.00} = 0.472$$

a : factor de caída de presión por aceleración

$$a = \frac{(1 + \beta^2)}{4 N_r} \quad b \left(\frac{1}{P_2} - \frac{1}{P_1} \right)$$

$$a = \frac{(1 + 0.472^2)}{4 \times 1} \times 0.0738 \times \left(\frac{1}{0.0725} - \frac{1}{0.0750} \right) = 0.010$$

ΔP : caída de presión a través del intercambiador

$$\Delta P = \frac{(f + a) G_n N_r}{1.083 \times 10^7}$$

$$\Delta P = \frac{(0.247 + 0.0100) \times (5561)^2 \times 1}{1.083 \times 10^7 \times 0.0738}$$

$$\Delta P = 0.100 \text{ pulg. de agua.}$$

Finalmente siguiendo el proceso 3.4.6 calcularemos el resto de intercambiadores.

- Cálculo para el segundo intercambiador

. $d_o = 1.050$ pulg

. $t_w = 0.113$ pulg

. $P_e = 2.25$ pulg

. $P_l = 0.0$ pulg

- . $I_f = 0.375$ pulg
- . $n_f = 5.0$ aletas/pulg.
- . $t_f = 0.036$ pulg.
- . $L_f = 32$ pies.
- . $X_c = 0.0$ pie².
- . $T_1 = 66.2$ °F.
- . $t_1 = t_2 = 250.3$ °F.
- . $W = 141,750$ lb/hr.
- . $R_{fi} = 0.001$ hr pie² °F/BTU.
- . $R_{fo} = 0.002$ hr pie² °F/BTU.
- . Balance térmico.

$$C_p = 0.25 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$m_o = 520 \times 1.3 = 676 \text{ lb/hr}$$

$$141,750 \times 0.25 \times (T_2 - 66.2) = 639,023$$

$$T_2 = 66.2 + 18.03$$

$$T_2 = 84.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- . ΔT

Fluido caliente

250.3 temperatura alta

250.3 temperatura baja

fluido frío

84.2 $\Delta t_2 = 166.1$

66.2 $\Delta t_1 = 184.1$

$$\Delta T = \frac{166.1 - 184.1}{\ln \frac{166.1}{184.1}}$$

$$\Delta T = 174.9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- . $A_o = 1.71$ pie²/pie.
- . $U_d = 6.5$ BTU/hr pie² °F, asumido
- . A_t = de la ecuación de diseño.
- $6.5 \times A_t \times 174.9 = 639.023$
- $A_t = 562.1$ pie².

$$N_t = \frac{562.1}{1 \times 1.71 \times 32}$$

$$N_t = 10.3 \text{ tubos.}$$

$$N_t = 10 \text{ tubos.}$$

$$A_d = 10 \times \frac{2.25}{12} \times 32$$

$$A_d = 60 \text{ pie}^2$$

$$\cdot T_b = \frac{66.2 + 84.2}{2}$$

$$T_b = 75.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\cdot T_i = 250.3 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\cdot T_s = 250.3 + 0.30 (75.2 - 250.3)$$

$$T_s = 197.8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\cdot T_w = 250.3 + 0.10 (75.2 - 250.3)$$

$$T_w = 232.8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\cdot C_p = 0.25 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} \quad \text{a} \quad T_b = 75.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\cdot u_b = 0.045 \text{ lb/hr pie} \quad \text{a} \quad T_b = 75.2 \text{ gf} = 75.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\cdot \rho_b = 0.0737 \text{ lb/pie}^3 \quad \text{a} \quad T_b = 75.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\cdot \rho_1 = 0.0750 \text{ lb/pie}^3 \quad \text{a} \quad T_1 = 66.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\cdot \rho_2 = 0.0722 \text{ lb/pie}^3 \quad \text{a} \quad T_2 = 84.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\cdot K_b = 0.0149 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F} \quad \text{a} \quad T_b = 75.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\cdot K_f = 21 + \frac{1112 - 197.8}{180}$$

$$K_f = 26.08 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F}$$

$$\cdot K_w = 21 + \frac{1112 - 232.8}{180}$$

$$K_w = 25.88 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F}$$

$$\cdot d_i = 1.050 - 2 \times 0.113$$

$$d_i = 0.824 \text{ pulg.}$$

$$\cdot A_i = \frac{\pi \times 0.824}{12}$$

$$A_i = 0.216 \text{ pie}^2/\text{pie.}$$

$$A_w = \frac{\pi (1.05 - 0.113)}{12}$$

$$A_w = 0.245 \text{ pie}^2/\text{pie.}$$

$$\cdot d_f = 1.800 \text{ pulg.}$$

$$\cdot S_f = 0.164 \text{ pulg.}$$

$$\cdot A_{po} = 0.23 \text{ pie}^3/\text{pie.}$$

$$\cdot A_o = 1.71 \text{ pie}^2/\text{pie}.$$

$$\cdot A_{fo} = 1.71 - 0.23$$

$$A_{fo} = 1.48 \text{ pie}^2/\text{pie}.$$

$$\cdot A_c = 0.099 \text{ pie}^2/\text{pie}.$$

$$\cdot A_n = 60 - 0.099 \times 32 \times 10 - 0$$

$$A_n = 28.32 \text{ pie}^2$$

$$G_n = \frac{141,750}{28.32}$$

$$G_n = 5005.3 \text{ lb/hr pie}^2.$$

$$\cdot Re = \frac{5005.3 \times 1.05}{12 \times 0.045}$$

$$Re = 9,732.5$$

$$\cdot C_1 = 0.25 (9,732.5)^{-0.35}$$

$$C_1 = 0.010$$

$$\cdot C_3 = 0.20 + 0.65 e^{-0.25 \times 0.375 / 0.164}$$

$$C_3 = 0.567$$

$$\cdot C_5 = 0.70$$

$$\cdot j = 0.010 \times 0.567 \times 0.70 \left(\frac{1.8}{1.05} \right)^{0.50} \left(\frac{75.2+460}{197.8+460} \right)^{0.25}$$

$$j = 0.005$$

$$\cdot h_c = 0.005 \times 5005.3 \times 0.25 \left(\frac{0.0149}{0.25 \times 0.045} \right)^{0.67}$$

$$h_c = 7.553 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\cdot h_o = \frac{1}{\frac{1}{7.553} + 0.002}$$

$$h_o = 7.44 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

\cdot E eficiencia

$$b = 0.393 \text{ pulg.}$$

$$m = \left(\frac{7.44}{6 \times 26.08 \times 0.036} \right)^{0.50}$$

$$m = 1.149$$

$$x = \frac{\tanh(1.149 \times 0.393)}{1.149 \times 0.393}$$

$$x = 0.937$$

$$y = 0.937 (0.70 + 0.30 \times 0.937)$$

$$y = 0.92$$

$$E = 0.92 (0.45 (0.92 - 1) \ln(1.80/1.05) + 1)$$

$$E = 0.902$$

$$h_e = \frac{7.44 (0.902 \times 1.48 + 0.23)}{171}$$

$$h_e = 6.81 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$R_o = \frac{1}{6.61}$$

$$R_o = 0.147 \text{ hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

$$R_{wo} = \frac{0.113}{12 \times 25.88} \times \frac{1.71}{0.245}$$

$$R_{wo} = 0.003 \text{ hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

$$h_i = 27.42 (676/10)^{0.80} (0.824)^{-1.80}$$

$$h_i = 1130.7 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$R_{io} = \left(\frac{1}{1130.7} + 0.001 \right) \times \frac{1.71}{0.216}$$

$$R_{io} = 0.015 \text{ hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

$$R_{to} = 0.147 + 0.003 + 0.015$$

$$R_{to} = 0.165 \text{ hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

$$U_o = \frac{1}{0.169}$$

$$U_o = 6.066 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Q = 639,023 \text{ BTU/hr}$$

$$A_t = 1 \times 1.71 \times 32 \times 10$$

$$A_t = 547.2 \text{ pie}^2$$

$$\Delta T = 174.9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$U_d = \frac{639,023}{174.9 \times 547.2}$$

$$U_d = 6.68 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Comparando el coeficiente de diseño con el coeficiente total de transferencia de calor calculado, el calculado es menor; entonces tendremos que aumentar la superficie total y reduciremos el paso transversal a 2.0 pulg la cual incrementa la caída de presión, pero se mejora el coeficiente total sustancialmente.

Recalculando.

$$A_t = \frac{639,023}{174.9 \times 5.92}$$

$$A_t = 617.17 \text{ pie}^2$$

$$N_t = \frac{617.17}{1.72 \times 32 \times 1}$$

$$N_t = 11.3 \text{ tubos}$$

Asumimos $N_t = 11$ tubos en una sola fila

$$A_t = 11 \times 1.71 \times 32$$

$$A_t = 601.9 \text{ pie}^2$$

$$A_d = 11 \times \frac{2.0}{12} \times 32$$

$$A_d = 58.67 \text{ pie}^2$$

$$A_n = 58.67 - 0.099 \times 32 \times 11$$

$$A_n = 23.82 \text{ pie}^2$$

$$G_n = \frac{141,750}{23.82}$$

$$G_n = 5,950.9 \text{ lb/hr pie}^2$$

$$Re = \frac{5,950.9 \times 1.05}{12 \times 0.045}$$

$$Re = 11,571.2$$

$$C_1 = 0.25 (11,571.2)^{-0.35}$$

$$C_1 = 0.009$$

$$C_3 = 0.567, \text{ por no variar la geometría de la aleta.}$$

$$C_5 = 0.70, \text{ una sola fila.}$$

$$j = 0.009 \times 0.567 \times 0.70 \left(\frac{1.80}{1.05} \right)^{0.50} \left(\frac{75.2 + 460}{197.8 + 460} \right)^{0.25}$$

$$j = 0.005$$

$$h_c = 0.005 \times 5950.9 \times 0.25 \left(\frac{0.0149}{0.25 \times 0.045} \right)^{0.67}$$

$$h_c = 8.98 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h_o = \frac{1}{\frac{1}{8.98} + 0.002}$$

$$h_o = 8.821 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

E, eficiencia aleta.

$$b = 0.393 \text{ pulg.}$$

$$m = \left(\frac{8.821}{6 \times 26.08 \times 0.036} \right)^{0.50}$$

$$m = 1.251$$

$$x = \frac{\tanh(1.251 \times 0.393)}{1.251 \times 0.393} =$$

$$x = 0.926$$

$$y = 0.926 (0.70 + 0.30 \times 0.926)$$

$$y = 0.91$$

$$E = 0.91 (0.45 (0.91 - 1) \ln \left(\frac{1.80}{1.05} \right) + 1)$$

$$E = 0.89$$

$$h_e = \frac{8.821 (0.89 \times 1.48 + 0.23)}{1.71}$$

$$h_e = 7.981 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$R_o = \frac{1}{7.981}$$

$$R_o = 0.125 \text{ hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

$$R_{wo} = 0.003 \text{ hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/BTU}$$

$$h_i = 27.42 (676/11)^{0.80} (0.824)^{-1.80}$$

$$h_i = 1047.7 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$. R_{i0} = \left(\frac{1}{1047.7} + 0.001 \right) \times \frac{1.71}{0.216}$$

$$R_{i0} = 0.015 \text{ hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{BTU}$$

$$. U_0 = \frac{1}{0.143}$$

$$U_0 = 6.979 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$. Q = 639,023 \text{ BTU/hr}$$

$$. \Delta T = 174.9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$. U_d = \frac{639,023}{174.9 \times 601.9}$$

$$U_d = 6.070 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Conclusión : $U_0 = 6.979 > U_d = 6.070$; entonces el intercambiador garantiza al flujo de calor requerido.

Cálculos de caída de presión.

$$. C_2 = 0.07 + 8.0 (11,571.2)^{-0.45}$$

$$C_2 = 0.189$$

$$. C_4 = 0.11 \left(0.05 \times \frac{2.00}{1.05} \right)^{-0.70} (0.375/0.164)^{0.20}$$

$$C_4 = 0.767$$

$$. C_6 = 1.081 \text{ , para una sola fila}$$

$$. f = 0.189 \times 0.767 \times 1.081 \left(\frac{1.80}{1.05} \right)$$

$$f = 0.157$$

$$. \beta = \frac{23.82}{58.67}$$

$$\beta = 0.406$$

$$a = \frac{(1 + 0.406^2)}{4 \times 1} \times 0.0737 \times \left(\frac{1}{0.0722} - \frac{1}{0.0750} \right)$$

$$a = 0.011$$

$$. \Delta P = \frac{(0.157 + 0.406)(5950.9)^2}{1.083 \times 10^9 \times 0.0737}$$

$$\Delta P = 0.25 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

3.4.8 Resumen de dimensiones geométricas y parámetros de proceso, para los diversos intercambiadores.

Dimensiones Geométricas

N° Inter.	d_o (pulg)	t_w (pulg)	P_t (pulg)	P_l (pulg)	I_f (pulg)	t_f (pulg)	n_f (aletas pulg)
01	1.050	0.113	2.25	0.0	0.375	0.036	5.0
02	1.050	0.113	2.00	0.0	0.375	0.036	5.0
03	1.315	0.133	2.30	0.0	0.375	0.036	6.0
04	1.050	0.113	2.25	2.25	0.375	0.036	3.0
05	1.050	0.113	2.25	2.15	0.375	0.036	4.0
06	1.050	0.113	2.25	2.25	0.375	0.036	5.5
07	1.315	0.133	2.50	2.50	0.500	0.036	4.5
08	1.315	0.133	2.50	2.50	0.500	0.036	5.0

Dimensiones Geométricas

N° Inter.	L_f (pie)	N_t (#)	A_d (pie ²)	d_i (pulg)	A_i (pie ² / pie)	A_w (pie ² / pie)	d_f (pulg)	H (pulg)
01	32	9	54.00	0.824	0.216	0.245	1.800	20.25
02	32	11	58.67	0.824	0.216	0.245	1.800	22.00
03	32	10	61.32	1.049	0.275	0.309	2.065	23.00
04	32	20	60.00	0.824	0.216	0.245	1.800	22.50
05	32	19	60.00	0.824	0.216	0.245	1.800	22.50
06	32	20	60.00	0.824	0.216	0.245	1.800	22.50
07	32	20	66.67	1.049	0.275	0.309	2.315	25.00
08	32	20	66.67	1.049	0.275	0.309	2.315	25.00

Dimensiones Geométricas

N° Inter.	S _f (pie)	A _{ap} (pie ² /pie)	A _{ap2} (pie ² /pie)	A _{ap3} (pie ² /pie)	A _{ap4} (pie ² /pie)	A _{ap5} (pie ²)	N _f (#)	A _t (pie ²)
01	0.164	0.23	1.71	1.48	0.099	25.49	1	492.5
02	0.164	0.23	1.71	1.48	0.099	23.82	1	601.9
03	0.131	0.27	2.38	2.11	0.123	21.97	1	761.6
04	0.297	0.25	1.14	0.89	0.094	29.42	2	729.6
05	0.214	0.24	1.42	1.18	0.097	28.96	2	863.4
06	0.146	0.22	1.85	1.63	0.100	28.00	2	1184.0
07	0.186	0.29	2.52	2.23	0.123	27.31	2	1612.8
08	0.164	0.28	2.77	2.49	0.125	26.67	2	1772.8

Parámetros de Proceso

N° Inter.	T ₁ (°F)	T ₂ (°F)	t ₁ (°F)	t ₂ (°F)	W (lb/hr)	T _b (°F)	T _i (°F)	m _y (lb/hr)
01	66.2	80.1	250.3	250.3	141,750	73.2	250.3	520
02	66.2	84.2	250.3	250.3	141,750	75.2	250.3	676
03	66.2	88.3	250.3	250.3	141,750	77.3	250.3	832
04	66.2	96.5	250.3	250.3	141,750	81.4	250.3	1,144
05	66.2	101.7	250.3	250.3	141,750	84.0	250.3	1,344
06	66.2	106.9	250.3	250.3	141,750	86.6	250.3	1,544
07	66.2	112.2	250.3	250.3	141,750	89.2	250.3	1,744
08	66.2	117.3	250.3	250.3	141,750	91.8	250.3	1,944

Parámetros de Proceso

N° Inter.	T _f (°F)	T _p (°F)	C _p (BTU/lb°F)	μ_b (lb/hr pie)	(lb ^b /pie ³)	(lb ¹ /pie ³)	(lb ² /pie ³)	K _b (BTU/hr/pie°F)
01	197.2	232.6	0.2500	0.0450	0.0738	0.0750	0.0725	0.0149
02	197.8	232.8	0.2500	0.0450	0.0737	0.0750	0.0722	0.0149
03	198.4	233.0	0.2512	0.0450	0.0733	0.0750	0.0716	0.0149
04	199.6	233.4	0.2518	0.0450	0.0727	0.0750	0.0701	0.0152
05	200.4	233.7	0.2522	0.0450	0.0722	0.0750	0.0693	0.0152
06	201.2	233.9	0.2527	0.0450	0.0718	0.0750	0.0685	0.0152
07	202.0	234.2	0.2531	0.0451	0.0714	0.0750	0.0676	0.0153
08	202.8	234.5	0.2536	0.0452	0.0709	0.0750	0.0668	0.0152

Parámetros de Proceso

N° Int.	K _f (BTU/hr/pie°F)	K _w (BTU/hr/pie°F)	R _{fi} (hr/pie ² °F/BTU)	R _{fo} (hr/pie ² °F/BTU)	G _n (lb/hr/pie ²)	Re	A _d (pie ²)	A _d (pie ²)	m _a (lb/hr)
01	26.08	25.89	0.001	0.002	5561.0	10813.1	54.80	25.49	188820
02	26.08	25.88	0.001	0.002	5850.9	11571.2	58.67	23.82	188820
03	26.08	25.88	0.001	0.002	6452.0	15711.8	61.33	21.97	188820
04	26.10	25.90	0.001	0.002	4737.6	9212.0	60.00	29.92	188820
05	26.06	25.88	0.001	0.002	4894.7	9517.5	60.00	28.96	188820
06	26.06	25.88	0.001	0.002	5082.5	9843.8	60.00	28.00	188820
07	26.06	25.88	0.001	0.002	5190.5	12611.6	66.67	27.31	188820
08	26.05	25.88	0.001	0.002	5815.0	12885.7	66.67	26.67	188820

Cálculos de Transferencia

N° Int.	C ₁	C ₃	C ₅	j	h_c BTU/hr/ pie ² °F	h_o BTU/hr/ pie ² °F	E	h BTU/hr/ pie ² °F	R_B hr/pie ² °F/ BTU
01	0.010	0.567	0.700	0.005	8.390	8.250	0.893	7.490	0.134
02	0.009	0.567	0.700	0.005	8.980	8.821	0.890	7.981	0.125
03	0.008	0.518	0.700	0.004	7.801	7.681	0.902	7.010	0.143
04	0.010	0.824	0.796	0.008	11.619	11.355	0.858	10.096	0.099
05	0.010	0.769	0.796	0.008	12.011	11.729	0.853	10.296	0.097
06	0.010	0.695	0.796	0.007	10.877	10.645	0.865	9.379	0.107
07	0.009	0.682	0.796	0.006	9.591	9.410	0.806	7.795	0.128
08	0.009	0.653	0.796	0.006	9.856	9.666	0.801	7.937	0.126

Cálculo de Transferencia

N° Int.	R_{wo} hr/pie ² °F/ BTU	h_i BTU/hr/ pie ² °F	R_{io} hr/pie ² °F/ BTU	R_{to} hr/pie ² °F/ BTU	U_o BTU/hr/ pie ² °F	Q BTU/hr	T °F	U_d BTU/hr/ pie ² °F
01	0.003	997.3	0.016	0.153	6.536	491556	177.1	5.640
02	0.003	1047.7	0.015	0.143	6.979	639023	174.9	6.070
03	0.003	863.0	0.019	0.165	6.061	786490	172.8	5.976
04	0.002	989.3	0.011	0.112	8.929	1081423	168.5	8.797
05	0.003	1172.5	0.012	0.112	8.929	1270483	165.7	8.880
06	0.003	1257.5	0.015	0.125	8.000	1459543	162.9	7.567
07	0.003	897.6	0.019	0.150	6.667	1648603	160.0	6.389
08	0.004	979.0	0.020	0.150	6.667	1837663	157.2	6.594

Caída de Presión

N° Inter.	C ₂	C ₄	C ₆	β	f	a	P pulg. H ₂ O
01	0.192	0.696	1.081	0.472	0.247	0.010	0.100
02	0.189	0.767	1.081	0.406	0.157	0.011	0.250
03	0.173	0.903	1.081	0.265	0.358	0.013	0.146
04	0.202	0.566	1.045	0.499	0.156	0.011	0.095
05	0.200	0.632	1.045	0.483	0.173	0.012	0.113
06	0.198	0.727	1.045	0.467	0.197	0.012	0.138
07	0.184	0.819	1.045	0.410	0.209	0.015	0.156
08	0.183	0.862	0.045	0.400	0.219	0.017	0.174

3.5 Coeficiente de transferencia por convección sobre la madera.

De acuerdo a correlaciones efectuadas por SIEDER y TATE, para calentamiento y enfriamiento de fluidos como líquidos orgánicos, soluciones acuosas y gases en tubos o secciones diferentes a la circular que son usadas también para tuberías que son más rugosas proporcionando mayor turbulencia para los mismos números de Reynolds y por tanto mayor coeficiente de transferencia de calor en la realidad que el calculado por la correlación escrita.

El presente caso es para flujo de aire caliente a través de la madera por una sección rectangular, entonces es necesario definir el diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión; los mismos que son diferentes porque despreciamos el flujo de calor a través de los listones separadores; en consecuencia el perímetro húmedo para caída de presión será mayor que el usado para transferencia de calor proporcionando números de Reynolds diferentes que serán usados como una aproximación por no disponer de correlaciones específicas para el presente estudio.

El coeficiente de película a través de la madera se evaluará en el intervalo de mínima velocidad del aire, temperatura y humedad relativa hasta la máxima velocidad, temperatura y humedad relativa que puedan encontrarse en el proceso de calentamiento.

Secado y acondicionamiento de la madera; las mínimas condiciones son 66.2 °F, 30% HR y 300 pies/min y las máximas de acuerdo al programa de secado para cumala de 125 °F, 88% HR y 400 pies/min.

En la práctica es poco probable que pueda alcanzarse a 5% de HR en la cámara durante el calentamiento; en resumen las condiciones extremas son:

70 °F, 30% HR y 300 pies/min a 150 °F, 90% HR y 400

pies/min, para los cuales debe calcularse el coeficiente de transferencia de calor a través de la madera, a continuación mostramos la correlación, la relación para diámetro equivalente y ejemplo de cálculo, donde :

a_t ; área de flujo a través de la madera para un solo ducto, $0.75 / 12 \times 1.875$ pie².

c ; calor específico del aire húmedo, BTU/lb °F

D_e ; diámetro equivalente del ducto, 0.125 pie.

G ; velocidad masa del aire húmedo, lb/hr pie².

h_i ; coeficiente de película del aire, BTU/hr pie² °F.

K ; conductividad térmica aire; BTU/hr pie °F.

P_h ; perímetro húmedo para transferencia de calor; 2×1.875 pie.

μ ; viscosidad a la temperatura promedio del aire lb/pie hr

μ_w ; viscosidad a la temperatura de superficie de la madera, lb/pie hr.

V ; velocidad del aire a través de la madera, pie/min.

T ; temperatura promedio del aire a través de la madera, °F.

. Correlación para determinar h_i .

$$h_i = 0.027 \frac{K}{Re} \left(\frac{ReG}{\mu} \right)^{0.80} \left(\frac{c\mu}{K} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (92)$$

. Diámetro equivalente

$$Re = \frac{4a_t}{P_h} \quad (93)$$

. Flujo de masa del aire.

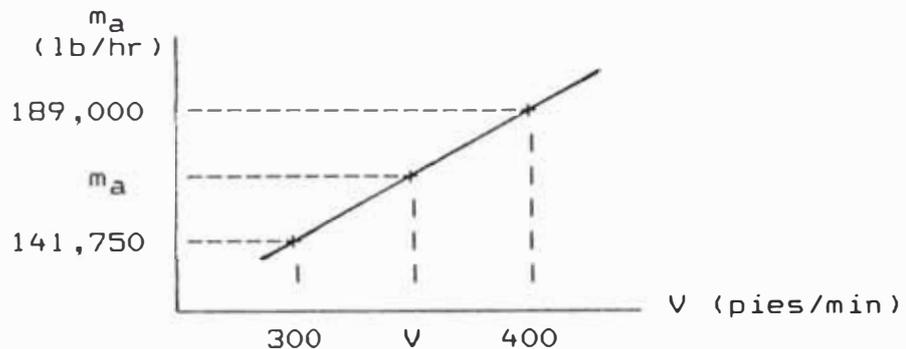
Este flujo varía entre 141,750 lb/hr y 189,000 lb/hr, flujos requeridos para el proceso de secado; para calcular el coeficiente de película se asumirá que existe variación lineal con la velocidad, lo cual es equivalente a suponer que la densidad no varía con la temperatura y humedad relativa, esta consideración afectará mayormente el coeficiente de película debido a que éste varía con

las otras propiedades físicas; debe aclararse que el calentamiento, secado y acondicionamiento de la madera en requerimientos de aire húmedo sí toman en cuenta la cantidad, temperatura y humedad relativa del aire.

El factor $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ es igual a la unidad, porque la viscosidad a temperatura promedio del aire al ingreso y salida de la madera, comparada con la viscosidad a la temperatura en la superficie de la madera, es prácticamente la misma, variando en algunos casos en una milésima, esto es normal, porque para gases el factor de corrección por viscosidad en la correlación es la unidad.

Desarrollando la relación para determinar el coeficiente de película.

Variación lineal del flujo de masa de aire.



$$m_a = 472.5 V \quad (94)$$

$$G = \frac{m_a \text{ lb/hr}}{105 \text{ pie}^2}$$

$$G = 4.5 V \text{ lb/hr} \times \text{pie}^2 \quad (95)$$

Reemplazando (95) y D_e en la ecuación (92), simplificando obtenemos.

$$h_i = V^{0.80} (0.136 K \mu^{-0.80} P_r^{1/3}) \quad (96)$$

En la relación anterior el segundo factor es función exclusivamente de propiedades físicas, las que son calculadas en el intervalo de trabajo y mostradas en la si-

guiente tabla.

$$f_p = 0.136 K \mu^{-0.80} P_r^{1/3} \quad (97)$$

TABLA DE $f_p \times 10^{-4}$

T°F	30% HR	40% HR	50% HR	60% HR	70% HR	80% HR	90% HR	PROMED
70	220	221	221	221	222	222	221	221.1
80	222	223	223	224	224	224	225	223.6
90	224	224	225	225	226	226	227	225.3
100	226	226	227	227	228	227	228	227.0
110	227	228	229	230	231	232	232	229.9
120	229	230	232	232	232	234	235	232.0
130	231	233	234	234	236	236	238	234.6
140	233	235	236	238	239	241	242	237.7
150	235	236	238	241	242	244	247	240.4

En la tabla anterior, se observa que el factor f_p , no varía considerablemente con la humedad relativa, siendo esta variación mayor con la temperatura, este factor será expresado como una función de la temperatura, mediante un regresión lineal que es la que proporciona mejor coeficiente de correlación.

$$f_p = a + bT \quad (98)$$

De acuerdo a la correlación.

a ; término constante, 203.94

b ; coeficiente de regresión, 0.239

r ; coeficiente de correlación, 0.997

Entonces :

$$f_p = (203.94 + 0.239T) \times 10^{-4} \quad (99)$$

Reemplazando (99) en (96) :

$$h_i = \nu^{0.80} (203.94 + 0.239T) \times 10^{-4} \quad (100)$$

CAPITULO IV

4.0 SIMULACION DE CALENTAMIENTO, SELECCION DE INTERCAMBIADOR OPTIMO Y VENTILADORES.

4.1 Flujo de calor sobre la madera en estado inestable.

El flujo sobre una capa de madera cuyas dimensiones son 1/12 pie x 2 pie x 8 pie, puede considerarse como el flujo de calor sobre una placa plana en estado inestable, debido a que el espesor comparado con las otras dimensiones es mucho menor y el gradiente de temperatura es significativo sólo a través del espesor, a continuación describimos los parámetros y variables involucradas.

C_{p1} ; Calor específico de la madera húmeda, 0.795 BTU/lb °F.

S_1 ; densidad de la madera húmeda, 57.68 lb/pie².

K_1 ; conductividad térmica de la madera húmeda, 0.180 BTU/hr pie°F.

a_1 ; difusividad térmica de la madera húmeda, 0.0039 pie²/hr.

$2L_1$; espesor de la madera, 1/12 pie.

ΔY ; longitud de madera en dirección perpendicular al flujo de aire, 8 pie.

ΔZ ; longitud de la madera en dirección al flujo de aire, 8 pie.

Δx_1 ; incremento de espesor de la madera en dirección al flujo de calor, 1/120 pie.

h_c ; coeficiente de transferencia de calor promedio, sobre la superficie de madera, BTU/hr pie²°F.

i ; posición de un nodo o plano cualquiera en dirección x .

n ; número de incrementos de tiempos

Δt_1 ; incremento de tiempo, hr

t_c ; temperatura a la que se evalúa h_c , °F

- temperatura inicial de la madera, °F
- T_{∞}^n ; temperatura del aire en cualquier instante, a través de la madera, °F
- T_i^n ; temperatura dentro de la madera en cualquier instante, BTU/hr.
- Q^n_1 ; flujo de calor por convección en cualquier instante, BTU.
- ΔU_i^{n+1} ; incremento de la energía interna de la madera en cualquier instante y posición; BTU

4.1.1 Propiedades y flujo de calor involucrados en el proceso.

Las propiedades físicas de la madera pueden considerarse constantes, debido al incremento moderado de temperatura dentro de la madera, de acuerdo al modelo ya establecido de placa, el flujo de calor está perfectamente definido por la ecuación diferencial entre derivadas parciales de segundo orden y primer grado, además el flujo de calor hacia la madera es por convección, originando una frontera convectiva en la solución de la ecuación diferencial, no es posible desprestigiar la resistencia de la película convectiva porque el coeficiente de transferencia en la superficie está entre 2 y 3 BTU/hr pie² °F, el flujo de calor dentro de la madera es por conducción con resistencia térmica apreciable, porque el número de Biot es mayor que 0.1. Entonces la solución analítica de la ecuación diferencial es compleja, la solución gráfica no es adecuada, se aplicará la solución de métodos numéricos y encontrar una relación de recurrencia para calcular la temperatura superficial en cualquier instante y otra para los nodos o planos interiores.

4.1.2 Temperatura en cualquier instante en los planos o nodos interiores.

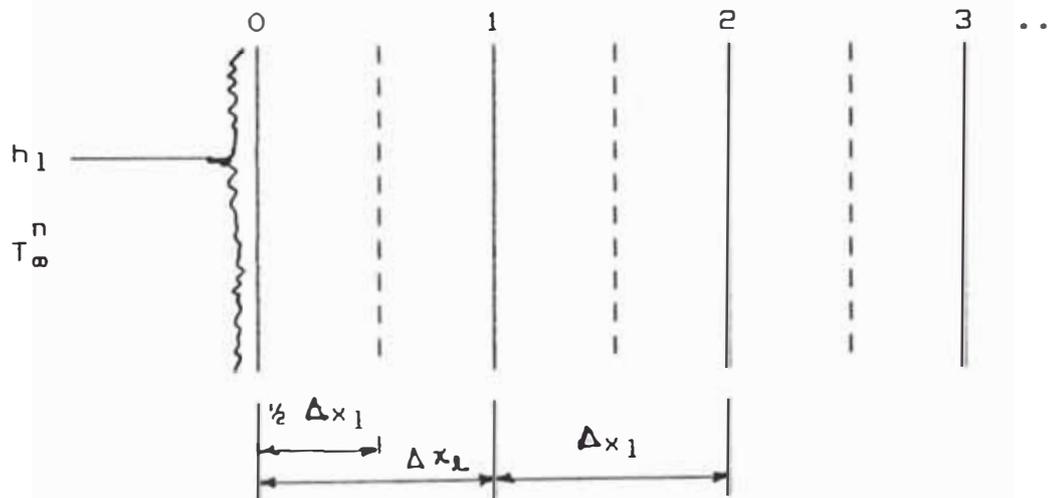
La solución de la ecuación diferencial, de conducción de calor unidimensional, proporcionará la distribución de

temperatura dentro de la madera en cualquier instante, o también se puede usar balance de energía en un plano interno.

La conducción de calor unidimensional está perfectamente establecido por.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a_1} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (101)$$

La solución de (101), puede obtenerse usando la técnica de diferencias finitas hacia adelante que daría la distribución de temperaturas en cada plano explícitamente o como ya se enunció, la distribución de temperatura internamente, puede encontrarse a partir de un balance de energía en un plano; cualquiera de los enfoques conduce al mismo resultado.



A partir de la figura anterior, de acuerdo al balance de energía en el plano 1, encontraremos.

$$K_1 \frac{(T_0^n - T_1^n)}{\Delta x_1} \Delta t_1 - K_1 \frac{(T_1^n - T_2^n)}{\Delta x_1} \Delta t_1 =$$

$$= C_{p1} \rho_1 \Delta x_1 (T_1^{n+1} - T_1^n)$$

$$\text{haciendo, } M_1 = \frac{(\Delta x_1)^2}{a_1 \Delta t_1}$$

despejando y ordenando.

$$T_1^{n+1} = \frac{1}{M_1} (T_2^n + T_0^n) + \left(1 - \frac{2}{M_1}\right) T_1^n$$

Generalizando, para los nodos o planos interiores

$$T_i^{n+1} = \frac{1}{M_1} (T_{i+1}^n + T_{i-1}^n) + \left(1 - \frac{2}{M_1}\right) T_i^n \quad (102)$$

Para que la relación de recurrencia (102), proporcione una solución estable y converja, el coeficiente de T_i^n debe ser positivo, lo que implica que $M_1 \geq 2$.

4.1.3 Temperatura en cualquier instante en la superficie de la madera.

La temperatura del aire sobre la madera, irá aumentando progresivamente conforme se calienta la cámara de secado en conjunto de acuerdo a la simulación de cada intercambiador, además existe en la superficie de la madera una resistencia convectiva que varía con la temperatura, por lo tanto la temperatura de la superficie de la madera no se mantiene constante, excepto cuando alcance el estado estable, la relación de recurrencia se obtendrá apartir de formular un balance de flujo de calor asociando a este una masa de espesor $\Delta x/2$ medida a partir de la superficie, entonces obtenemos.

$$\begin{aligned} S_1 C_p \frac{\Delta x_1}{2} \frac{\Delta Y \Delta Z}{\Delta t_1} (T_0^{n+1} - T_0^n) + K_1 \frac{\Delta Y \Delta Z}{\Delta x_1} (T_0^n - T_1^n) = \\ = h_1 \Delta Y \Delta Z (T_\infty^n - T_0^n) \end{aligned}$$

$$\text{Si hacemos: } M_1 = \frac{(\Delta x_1)}{a_1 \Delta t_1} \quad ; \quad N_1 = \frac{h_1 \Delta x_1}{K_1}$$

Reemplazando M_1 y N_1 , ordenando y despejando:

$$T_0^{n+1} = \left(1 - \frac{2N_1 + 2}{M_1}\right) T_0^n + \frac{2N_1}{M_1} T_\infty^n + \frac{2}{M_1} T_1^n \quad (103)$$

La relación, proporciona una solución estable y convergente, si el coeficiente de T_0^n es positivo o cero, lo que se consigue si $M_1 \geq 2N_1 + 2$

4.1.4 Análisis de condiciones de convergencia.

Las condiciones de convergencia de las relaciones (102) y (103) deben cumplirse simultáneamente, entonces los factores que afectan son la temperatura a la cual se evalúa h_1 y la velocidad de circulación del aire a través de la madera; el coeficiente h_1 es considerado como un promedio calculado a la temperatura de salida del intercambiador, esto es razonable, porque en funcionamiento inestable, el intercambiador, irá aumentando progresivamente la temperatura del aire a la salida y la temperatura del ingreso a la pila disminuye debido a las pérdidas de calor, incremento de la energía interna de las paredes piso y techo durante el proceso de simulación para un intercambiador; debe aclararse que la temperatura a través de la pila de madera en la simulación de calentamiento varía permanentemente.

Para simular el funcionamiento del primer intercambiador, las condiciones de convergencia son establecidas a continuación

$$v = 300 \text{ pies/min}$$

$$T_c = 80.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta x_1 = 0.1/12 \text{ pie}$$

$$h_1 = 0.80 (203.94 + 0.24 T_c) \times 10^{-4} \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{calculando } h_1 : h_1 = 2.139 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{calculando } N_1 : N_1 = \frac{2.139 \times 0.1}{0.180 \times 12}$$

$$N_1 = 0.099$$

De acuerdo a la condición para convergencia de M_1

$$M_1 \geq 2N_1 + 2$$

$$M_1 \geq 2 \times 0.099 + 2$$

$$M_1 \geq 2.198; \text{ entonces un valor adecuado, } M_1 = 3.$$

Calculando el incremento de tiempo, Δt_1

$$M_1 = \frac{(\Delta x_1)^2}{a_1 \Delta t_1} \quad \text{ó} \quad \Delta t_1 = \frac{(\Delta x_1)^2}{a_1 M_1}$$

Reemplazando valores, $\Delta t_1 = 0.0059$ hr.

Procediendo de la misma forma, tabulamos lo siguiente.

Nº I	T _c (°F)	h ₁ $\frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie}^2\text{-°F}}$	x ₁ (pies)	N ₁	M ₁	t ₁ (hr)
1	80.1	2.139	1/120	0.099	3	0.0059
2	84.2	2.148	1/120	0.099	3	0.0059
3	88.3	2.158	1/120	0.100	3	0.0059
4	96.5	2.176	1/120	0.101	3	0.0059
5	101.7	2.187	1/120	0.101	3	0.0059
6	106.9	2.200	1/120	0.102	3	0.0059
7	112.2	2.212	1/120	0.102	3	0.0059
8	117.3	2.224	1/120	0.103	3	0.0059

De acuerdo a las condiciones establecidas, la temperatura en la superficie, en cualquier instante y para cualquier proceso de simulación

$$T_0^{n+1} = \frac{1}{3} (1 - 2N_1) T_0^n + \frac{2}{3} N_1 T_\infty^n + \frac{2}{3} T_1^n \quad (104)$$

La temperatura en el interior de la madera, en cualquier instante y ubicación, para simular cualquier intercambiador.

$$T_i^{n+1} = \frac{1}{3} (T_{i+1}^n + T_i^n + T_{i-1}^n) \quad (105)$$

$$i = 1, 2, 3, 4, 5.$$

Empleando las relaciones (104) y (105), podemos predecir

la distribución de temperatura en la madera, para lo cual se confeccionará el programa respectivo.

4.1.5 Flujo de calor por convección hacia la madera.

Este flujo en cualquier instante durante el proceso de calentamiento, en la simulación de cualquier intercambiador es.

$$Q_1^n = h_1 \Delta Y \Delta Z (T_\infty^n - T_0^n) \quad (106)$$

La relación anterior, considera el flujo sólo por una superficie de la placa de madera, durante el balance de energía total del sistema se considera toda la superficie de transferencia.

4.1.6. Incremento de energía interna de la madera.

Este incremento se produce entre los tiempos $n \Delta t_1$ y $(n+1) \Delta t_1$ en un nodo o plano, el incremento de energía interna a partir del incremento en la temperatura superficial está ligado a una masa de madera de espesor, $\Delta x_1/2$, ancho ΔY y longitud ΔZ ; y los incrementos en los nodos 1, 2, 3 y 4 a la masa de espesor Δx_1 ; en el nodo 5 la masa se asocia a espesor $\Delta x_1/2$, con estas consideraciones obtenemos las siguientes relaciones.

Para el plano : 0

$$\Delta U_0^{n+1} = \rho_1 C_{p1} \frac{\Delta x_1}{2} \Delta Y \Delta Z (T_0^{n+1} - T_0^n) \Delta t_1 \quad (107)$$

Para los planos: 1, 2, 3, 4.

$$\Delta U_i = \rho_1 C_{p1} \Delta x \Delta Y \Delta Z (T_i^{n+1} - T_i^n) \Delta t_1 \quad (108)$$

$i = 1, 2, 3, 4.$

Para el plano: 5

$$\Delta U_5^{n+1} = \rho_1 C_{p1} \Delta x_1 / 2 \Delta Y \Delta Z (T_5^{n+1} - T_5^n) \Delta t_1 \quad (109)$$

El incremento de energía total, se establece en el balance de energía total del sistema; debe aclararse que durante el proceso de calentamiento, el sistema alcanza el estado estable cuando el incremento de energía en un instante es cero. simultáneamente en todos los nodos o planos.

4.2 Flujo de calor hacia el piso, pared y techo en estado inestable.

Durante el calentamiento, el piso y pared irán incrementando progresivamente su energía interna, para posteriormente haber pérdida de energía hacia el ambiente, manteniéndose los dos fenómenos otro instante de tiempo hasta alcanzar el estado estable durante el cual la pérdida de energía es solamente hacia el ambiente; el flujo de calor hacia el piso en cualquier instante es una pérdida, primero en estado inestable para luego estabilizarse después de algún intervalo de tiempo.

4.2.1. Flujo de calor hacia el piso.

La temperatura dentro del piso no varía considerablemente, aproximadamente es constante, por lo tanto, la temperatura en la superficie e internamente puede considerarse idénticamente igual a una placa infinitamente gruesa, denominado cuerpo semi-infinito; las siguientes son las variables y parámetros que intervienen en el proceso.

a_f ; difusividad térmica promedio del piso, pie^2/hr

A_1 ; área del flujo de aire entre el piso y madera,
 $1/3 \times 32 \text{ pie}^2$

a ; difusividad térmica de cualquier material del piso,
 pie^2/hr

A_f ; área del piso de la cámara, 1pie^2

C_p ; calor específico del material de piso, $\text{BTU}/\text{lb}-^\circ\text{F}$

- D_{e1} ; diámetro equivalente del ducto, 0.667pie²
 G_1 ; velocidad masa del aire, 4.5V lb/hr pie²
 h_f ; coeficiente de transferencia por convección hacia el piso, 1.573 BTU/hr pie² °F.
 h_c ; coeficiente de transferencia por convección hacia la madera, BTU/hr pie² °F
 K ; coeficiente de conductividad del aire húmedo o material del piso, BTU/hr pie °F
 K_f ; conductividad térmica promedio de los materiales del piso, BTU/hr pie °F
 m_{af} ; flujo de masa de aire entre la madera y piso, 14.400 lb/hr.
 Q_f^n ; flujo de calor hacia el piso por convección, BTU/hr.
 S ; densidad de cualquier material del piso, lb/pie³
 t ; tiempo de calentamiento, hr.
 T_0 ; temperatura inicial del piso, °F
 T_s^n ; temperatura en la superficie del piso en cualquier instante, °F
 $T_{\infty f}^n$; temperatura del aire a la que se transfiere calor al piso en cualquier instante, °F
 x ; distancia de la superficie hacia el interior del piso, pie.

La conducción de calor está gobernado por la ecuación.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a_f} \frac{\partial T}{\partial t}$$

Sujeta a las condiciones iniciales y de frontera siguientes.

- . Distribución inicial de temperatura uniforme en el piso, $T_0 = 66.2$ °F;
 en el instante $t = 0$ hr, la superficie del piso se pone en contacto con el aire caliente que está a $T_{\infty f}^n$;
- . El coeficiente de transferencia por convección h_f , es constante y uniforme para la simulación de los intercambiadores.

La conductancia en la superficie no puede despreciarse

por ofrecer resistencia considerable al flujo de calor, esto se justifica por ser h_f relativamente bajo en el cálculo de la conductancia se tienen las mismas consideraciones de la sección 3.5; reemplazando variables y parámetros en la ecuación (92), obtenemos.

$$h_f = v^{0.80} (0.098 K \mu^{-0.80} Pr^{1/3}) \quad (110)$$

Comparando (96) y (110)

$$h_f = 0.721 h_c \quad (111)$$

Los valores extremos para h_f , 1.542 a 1.604; asumiremos el promedio para todos los casos, por la variación mínima.

La distribución de temperatura en el interior del piso no tiene importancia en el presente caso, sólo interesa la temperatura en la superficie del piso en cualquier instante, para así poder calcular la pérdida de energía hacia el piso; la solución de la ecuación diferencial de conducción en estado inestable que proporciona la temperatura en la superficie e interior al piso, involucra el módulo de frontera de Fourier y el módulo local de Biot; este módulo es cero porque queremos sólo la temperatura en la superficie del piso, y en ellos se encuentra la difusividad térmica y conductividad térmica los que son válidos sólo para un material; de acuerdo a la alternativa de construcción escogida, el piso está compuesto por cuatro materiales diferentes, la solución analítica de la ecuación de conducción en estado inestable escapa al presente trabajo por la complejidad del problema, se podría intentar una solución mediante métodos numéricos, considerando diversos espesores y materiales en la conducción en estado inestable, la precisión que se alcanzaría no justifica los esfuerzos; será suficiente considerar el piso compuesto como un material uniforme, entonces la conductividad y difusividad son tomados como un promedio, para la que se

realiza la siguiente tabla.

Material	K	ρ	Cp	a
Concreto simple	0.605	129	0.21	0.022
Escoria apisonada	0.108	40	0.11	0.025
Piedra de canto rodado	1.000	135	0.19	0.039
Solado mortero	0.605	129	0.21	0.022
Tierra común	0.300	128	0.44	0.005

De acuerdo a la tabla anterior, los valores promedios de conductividad y difusividad son.

$$K_f = 0.524 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F.}$$

$$a_f = 0.023 \text{ pie}^2/\text{hr.}$$

De gráficos existentes que proporcionan la solución de conducción inestable en placa semi-infinita, con frontera convectiva, construimos la siguiente tabla que proporciona el tiempo y la relación de temperaturas.

$h_f \sqrt{a_f t} / K_f$	t (hr)	$\frac{n}{(T_s - T_o)} / \frac{n}{(T_{of} - T_o)}$
0.05	0.012	0.057
0.10	0.048	0.110
0.20	0.193	0.200
0.30	0.434	0.250
0.40	0.772	0.320
0.50	1.206	0.400
1.00	4.825	0.590
2.00	19.299	0.760
3.00	43.423	0.890
∞	∞	1.000

La regresión exponencial, con variable independiente el tiempo y variable dependiente la relación de temperatura, da el coeficiente de regresión 0.9596, naturalmente el coeficiente ideal es 1.0

La correlación es:

$$\frac{T_s^n - T_0}{T_{\infty f}^n - T_0} = 1 - 0.7304 e^{-0.047t} \quad (112)$$

La pérdida de calor total hacia el piso en cualquier instante es:

$$Q_f^n = h_f A_f (T_{\infty f}^n - T_s^n)$$

ó

$$Q_f^n = 1.573 A_f (T_{\infty f}^n - T_s^n) \quad (113)$$

4.2.2. Flujo de calor hacia las paredes.

Cuando la masa de aire caliente no pasa a través de la pila de madera, supondremos que cede calor solamente hacia una parte de la pared y techo, si pasa por la pila el flujo de calor se distribuye en la madera, piso y una parte de la pared; realmente el proceso es diferente y cuantificar el flujo de calor hacia la madera, paredes, piso y techo en cualquier instante y posición es prácticamente imposible durante el proceso de calentamiento de la cámara; la alternativa de construcción con difusividades térmicas diferentes y la solución para determinar la distribución de temperatura en la pared en cualquier instante y posición se complica aún usando métodos numéricos, por lo tanto, asumiremos que la pared es homogénea, esta consideración no altera mayormente la distribución de temperatura y el flujo de calor, porque las temperaturas de proceso están entre 60°F y 180°F, también se considera la resistencia convectiva interna y externa.

La siguiente es la relación de parámetros y variables que intervienen durante el calentamiento de las paredes..

a ; difusividad térmica de cualquier material de la pared, pie^2/hr .

a_w ; difusividad térmica promedio de la pared, $0.031 \text{ pie}^2/\text{hr}$.

A_w ; área de flujo de calor de la pared, 1 pie^2

C_p ; calor específico de cualquier material de la pared, $\text{BTU}/\text{lb } ^\circ\text{F}$

C_{pw} ; calor específico promedio de la pared, $0.21 \text{ BTU}/\text{lb}-^\circ\text{F}$

Δt_w ; incremento de tiempo, 0.0059 hr .

ΔU_p^{n+1} ; incremento de energía interna de la pared ligado al plano "i", BTU .

ΔU_m^{n+1} ; incremento de energía interna de la pared en la superficie externa, BTU .

Δx_w ; incremento del espesor de la pared en dirección al flujo de calor, 0.1443 pie

h_i ; coeficiente de transferencia de calor por convección promedio en el interior de la cámara, $2.459 \text{ BTU}/\text{hr } \text{pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

h_o ; coeficiente de transferencia de calor por convección promedio en el exterior de la cámara, $4.098 \text{ BTU}/\text{hr } \text{pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

i ; posición de un nodo o plano en la dirección x .

k ; conductividad térmica de cualquier material de la pared, $\text{BTU}/\text{hr } \text{pie } ^\circ\text{F}$

k_w ; conductividad térmica promedio de la pared, $0.410 \text{ BTU}/\text{hr } \text{pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

L ; espesor de cada material en la pared, pie

L_w ; espesor total de la pared, 1.443 pie .

M_w ; parámetro adimensional para pared.

n ; número de incrementos de tiempo.

N_i ; parámetro adimensional para la superficie interna de la pared.

N_0 ; parámetro adimensional para la superficie externa de la pared.

Q_w^n ; flujo de calor hacia la pared en cualquier instante, BTU/hr.

ρ ; densidad real o aparente de cualquier material de la pared, lb/pie³.

ρ_w ; densidad promedio de la pared, 63.9 lb/pie³.

TP_i^n ; temperatura en el plano interior de la pared en cualquier instante y posición °F.

TP_∞^n ; temperatura ficticia del aire caliente en cualquier instante, °F.

TP_m^n ; temperatura en la superficie externa de la pared en cualquier instante, °F.

TP_0^n ; temperatura en la superficie interna de la pared en cualquier instante °F.

T_0 ; temperatura del medio ambiente, 66.2 °F.

El coeficiente de convección interior y exterior en la pared; el cálculo de pérdidas de calor en cámaras con paredes de mampostería realizadas por F.KOLLMANN; para el coeficiente de transferencia en el interior de la cámara dieron el valor promedio de 2.459 BTU/hr pie² °F, con una velocidad promedio del aire de 350 pies/min, así mismo, el coeficiente de transferencia de calor por convección exterior promedio de 4.098 BTU/hr pie² °F cuando la cámara está al aire libre.

A partir de la siguiente tabla, determinaremos las propiedades físicas promedio de los diversos materiales de la pared.

Material	L	K	ρ	Cp	a
Revocado y pintura especial	0.049	0.605	73.8	0.20	0.041
Ladrillo King Kong	0.394	0.470	91.6	0.22	0.023
Tierra diatomácea	0.164	0.036	27.7	0.20	0.006
Ladrillo pandereta	0.787	0.336	52.5	0.23	0.028
Revocado con mortero	0.049	0.605	73.8	0.19	0.043

El flujo de calor básicamente es función de la difusividad térmica del material, entonces usaremos la difusividad promedio en base a los promedios de las propiedades, calculado así es ligeramente superior al promedio de las difusividades; al usar las propiedades promedio no introducirá error considerable porque ellos son valores cercanos a las propiedades del ladrillo King Kong y pandereta que tienen mayores espesores.

El flujo de calor hacia la pared es idéntico al flujo hacia una placa plana con resistencia interna apreciable, resistencia convectiva en la superficie interior y exterior y número de Biot mayor a 0.1; el flujo es unidimensional porque el único gradiente de temperatura considerable es en dirección al espesor y el espesor comparado con la longitud y altura es mucho menor, de acuerdo a las consideraciones de la sección 4.1.2. la distribución de temperatura dentro de la pared es.

$$TP_i^{n+1} = \frac{1}{M_w} (TP_{i+1}^n + TP_{i-1}^n) + \left(1 - \frac{2}{M_w}\right) TP_i^n \quad (114)$$

$$i = 1, 2, 3, \dots, m-1$$

$$M_w = \frac{(\Delta x_w)^2}{a_w \Delta t_w}$$

Por convergencia y estabilidad de (114); $M_w \geq 2$ la temperatura en cualquier instante en la superficie interior de la pared de acuerdo a la sección 4.1.3 se determina por.

$$TP_0^{n+1} = \left(1 - \frac{2 N_i + 2}{M_w}\right) TP_0^n + 2 \frac{N_i}{M_w} TP_\infty^n + \frac{2}{M_w} TP_1^n \quad (115)$$

$$M_w = \frac{(\Delta x_w)^2}{a_w \Delta t_w} \quad ; \quad N_i = \frac{h_i \Delta x_w}{k_w}$$

Por convergencia y estabilidad de (115), $M_w \geq 2N_i + 2$ la temperatura en cualquier instante en la superficie

exterior de la pared, de acuerdo a realizar un balance de energía en el plano "m", obtenemos lo siguiente.

$$K_w A_w \frac{(TP_{m-1}^n - TP_m^n)}{\Delta x_w} = S_w C_{pw} \frac{\Delta x_w}{2} A_w \frac{(TP_m^{n+1} - TP_m^n)}{\Delta t_w} + h_o A_w (TP_m^n - T_o) \quad (116)$$

$$M_w = \frac{(\Delta x_w)^2}{a_w \Delta t_w} ; N_o = \frac{h_o \Delta x_w}{K_w}$$

Ordenando, reemplazando y despejando obtenemos.

$$TP_m^{n+1} = \left(1 - \frac{2 N_o + 2}{M_w}\right) TP_m^n + 2 \frac{N_o}{M_w} T_o + \frac{2}{M_w} TP_{m-1}^n \quad (117)$$

La condición de convergencia y estabilidad para (117) es $M_w \geq 2N_o + 2$

El flujo de calor hacia la pared en cualquier instante, de acuerdo a lo establecido en la sección 4.1.5.

$$Q_w^n = h_i A_w (TP_\infty^n - TP_o^n) \quad (118)$$

La relación anterior es la pérdida de energía que incrementa la energía interna y mantiene las pérdidas al medio ambiente; en estado estable este flujo debe ser igual a las pérdidas al medio ambiente.

Incremento de energía interna de la masa de pared $\Delta x_w / 2$, asociando con el plano de superficie interior

$$\Delta UP_o^{n+1} = S_w C_{pw} \frac{\Delta x_w}{2} A_w (TP_o^{n+1} - TP_o^n) \Delta t_w \quad (119)$$

Incremento de energía interna de las masas de pared Δx_w , asociados con los planos "i" internos de la pared.

$$\Delta UP_i^{n+1} = S_w C_{pw} \Delta x_w A_w (TP_i^{n+1} - TP_i^n) \Delta t_w \quad (120)$$

$$i = 1, 2, 3, \dots, m-1$$

Incremento de la energía interna de la masa de pared $\Delta x_w/2$, asociado a la superficie exterior.

$$\Delta U_m^{n+1} = \rho_w c_{pw} \frac{\Delta x_w}{2} A_w (TP_m^{n+1} - TP_m^n) \Delta t_w \quad (121)$$

En el estado estable, las relaciones (119), (120) y (121) deben ser aproximadamente cero.

Fijando los parámetros; M_w , N_i , N_o para la estabilidad y convergencia.

$$\Delta t_w = 0.0059 \text{ hr.}$$

$$L_w = 1.443 \text{ pie } \text{ ó } 17.316 \text{ pulg.}$$

$$\Delta x_w = \frac{L_w}{10} = 0.1443 \text{ pie.}$$

Debe cumplirse simultáneamente.

$$M_w \geq 2N_i + 2 \quad \text{y} \quad M_w \geq 2N_o + 2$$

Calculando: N_i , N_o , M_w .

$$N_i = \frac{0.1446 \times 2.459}{0.41}$$

$$N_i = 0.8654$$

$$N_o = \frac{0.1443 \times 4.098}{0.41}$$

$$N_o = 1.4423$$

$$M_w = \frac{(0.1443)^2}{0.031 \times 0.0059}$$

$$M_w = 113.8463$$

La primera condición:

$$113.84 \geq 2 \times 0.8654 + 2$$

La segunda condición:

$$113.84 \geq 2 \times 1.4423 + 2$$

Los valores calculados de N_i , N_0 , M_w , se usarán en los cálculos de distribución de temperatura al interior de la pared y superficies.

4.2.3 Flujo de calor hacia el techo.

La ubicación del intercambiador en el secador convencional es sobre el eje longitudinal de la cámara y sobre la pila de madera, entonces la pérdida de energía hacia el techo antes del intercambiador es menor que la pérdida después, debido a la diferencia de temperatura entre el aire caliente y la superficie interior del techo, así mismo, asumimos que la pérdida de calor es hacia el techo y una parte de las paredes; la alternativa constructiva tiene tres materiales diferentes y de acuerdo a lo tratado en la sección 4.2.2 la distribución de temperatura será calculada en base a las propiedades promedio de los materiales que se usan en la construcción, los coeficientes de transferencia de calor y por convección interior y exterior igual que para las paredes, el flujo de calor unidimensional porque el espesor comparado con las otras dimensiones es mucho menor y el gradiente de temperatura del aire caliente sobre el techo mínimo. La siguiente es la relación de parámetros y variables que intervienen en el calentamiento del techo.

a ; difusividad térmica de cualquier material del techo, pie^2/hr .

a_r ; difusividad térmica promedio del techo, $0.028 \text{ pie}^2/\text{hr}$.

A_r ; área de flujo de calor hacia el techo, 1 pie^2 .

C_p ; calor específico de cualquier material del techo, $\text{BTU}/\text{lb } ^\circ\text{F}$

C_{pr} ; calor específico promedio del techo, $0.20 \text{ BTU}/\text{hr } ^\circ\text{F}$.

Δt_r ; incremento de tiempo, 0.0059 hr .

ΔU_i^{n+1} ; incremento de energía interna del techo en el plano "i", BTU .

- ΔUT_m^{n+1} ; incremento de energía interna del techo en la superficie externa, BTU.
- ΔUT_o^{n+1} ; incremento de energía interna del techo en la superficie interna, BTU.
- Δx_r ; incremento de espesor del techo, 0.0967 pie.
- h_i ; coeficiente de transferencia de calor por convección promedio en el interior de la cámara 2.459 BTU/hr pie² °F.
- h_o ; coeficiente de transferencia de calor por convección promedio en el exterior de la cámara, 4.098 BTU/hr pie² °F.
- i ; posición de un nodo o plano en la dirección x
- K ; conductividad térmica de cualquier material del techo, BTU/hr pie² °F.
- K_r ; conductividad térmica promedio del techo, 0.439 BTU/hr pie² °F.
- L ; espesor de cada material del techo, pie.
- L_r ; espesor total del techo, 0.967 pie.
- M_r ; parámetro adimensional para techo.
- n ; número de incrementos de tiempo.
- NT_i ; parámetro adimensional para la superficie interna del techo.
- NT_o ; parámetro adimensional para la superficie externa del techo.
- Q_r^n ; flujo de calor hacia el techo en cualquier instante, BTU/hr.
- ρ ; densidad real o aparente de cualquier material del techo, lb/pie³
- ρ_r ; densidad promedio del techo, 78.1 lb/pie³
- TT_i^n ; temperatura en un plano interior del techo en cualquier instante y posición, °F.
- TT_o^n ; temperatura ficticia del aire caliente en cualquier instante, °F.
- TT_m^n ; temperatura en la superficie externa del techo en

cualquier instante, °F.

TT_0^n ; temperatura en la superficie interna del techo en cualquier instante, °F

T_0 ; temperatura del medio ambiente, 66.2 °F.

TABLA PARA DETERMINAR LAS PROPIEDADES PROMEDIO

Material	L	K	ρ	C_p	a
Revocado con mortero	0.049	0.605	72.8	0.19	0.043
Relleno de escoria apisonado	0.459	0.108	42.0	0.22	0.012
Concreto armado más escoria	0.459	0.605	118.5	0.18	0.028

La distribución de temperatura en los planos interiores del techo, de acuerdo a lo tratado en la sección 4.2.2. será.

$$TT_i^{n+1} = \frac{1}{M_r} (TT_{i+1}^n + TT_{i-1}^n) + \left(1 - \frac{2}{M_r}\right) TT_i^n \quad (122)$$

$$i = 1, 2, 3, \dots, m-1$$

$$M_r = \frac{(\Delta x_r)^2}{a_r \Delta t_r}$$

Por convergencia y estabilidad, $M_r \geq 2$

Temperatura en cualquier instante en la superficie interior del techo será.

$$TT_0^{n+1} = \left(1 - \frac{2NT_i+2}{M_r}\right) TT_0^n + 2 \frac{NT_i}{M_r} TT_\infty^n + \frac{2}{M_r} TT_1^n \quad (123)$$

$$M_r = \frac{(\Delta x_r)^2}{a_r \Delta t_r} ; \quad NT_i = \frac{h_i \Delta x_r}{K_r}$$

por convergencia y estabilidad, $M_r \geq 2NT_i + 2$

Temperatura en cualquier instante en la superficie exterior del techo será.

$$TT_m^{n+1} = \left(1 - \frac{2NT_0+2}{M_r}\right) TT_m^n + 2 \frac{NT_0}{M_r} T_0 + \frac{2}{M_r} TT_{m-1}^n \quad (124)$$

$$M_r = \frac{(\Delta x_r)^2}{a_r \Delta t_r}; \quad NT_0 = \frac{h_0 \Delta x_r}{K_r}$$

por convergencia y estabilidad, $M_r \geq 2NT_0 + 2$

Flujo de calor hacia el techo en cualquier instante.

$$Q_r^n = h_i A_r (TT_m^n - TT_0^n) \quad (125)$$

Incremento de energía interna de la masa de techo $\Delta x_r / 2$, asociada con el plano de superficie interior.

$$\Delta UT_0^{n+1} = \rho_r CP_{pr} \frac{\Delta x_r}{2} A_r (TT_0^{n+1} - TT_0^n) \Delta T_r \quad (126)$$

Incremento de energía interna de las masas de techo Δx_r asociados con los planos "i", interiores al techo.

$$\Delta UT_i^{n+1} = \rho_r CP_{pr} \Delta x_r A_r (TT_i^{n+1} - TT_i^n) \Delta T_r \quad (127)$$

$$i = 1, 2, 3, \dots, m-1.$$

Incremento de la energía interna de masa $\Delta x_r / 2$, asociada con la superficie exterior.

$$\Delta UT_m^{n+1} = \rho_r CP_{pr} \frac{\Delta x_r}{2} A_r (TT_m^{n+1} - TT_m^n) \Delta T_r \quad (128)$$

Fijando parámetros: M_r , NT_i , NT_0 por condiciones de convergencia y estabilidad.

$$\Delta t_r = 0.0059 \text{ hr}$$

$$L_r = 0.967 \text{ pie.}$$

$$\Delta x_r = \frac{L_r}{10} = 0.0967 \text{ pie.}$$

Simultáneamente debe verificarse.

$$M_r \geq 2NT_i + 2 \quad \text{y} \quad M_r \geq 2NT_o + 2$$

Calculando: NT_i , NT_o , M_r .

$$NT_i = \frac{0.0967 \times 2.459}{0.439}$$

$$NT_i = 0.5417$$

$$NT_o = \frac{0.0967 \times 4.098}{0.439}$$

$$NT_o = 0.9027$$

$$M_r = \frac{(0.0967)^2}{0.028 \times 0.0059}$$

$$M_r = 56.60$$

La primera condición.

$$56,60 \geq 2 \times 0.5417 + 2.$$

$$56.60 \geq 2 \times 0.9027 + 2.$$

Los valores de NT_i , NT_o y M_r se usarán para determinar la distribución de temperatura en cualquier instante y posición

4.3 Balance de energía a través de circuito.

Durante la formulación del balance de energía a través del circuito la nomenclatura usada en la secciones 4.1 y 4.2 se mantiene, además se asume y considera lo siguiente.

De acuerdo al esquema de sección transversal, figura N° 11 del apéndice para el balance de energía en los volúmenes comprendidos entre los planos 1-1' a 6-6' la transferencia de calor en el sistema se considera como sigue:

- entre 1-1' y 2-2', existe pérdida de calor hacia una parte de las paredes y techo, no existe flujo hacia la madera.

- . entre 2-2' y 3-3', la pérdida de calor es únicamente por una parte de las paredes.
- . entre 3-3' y 4-4', flujo de calor hacia la madera, pérdida hacia el piso y parte de paredes, no existe flujo hacia el ducto donde están los ventiladores e intercambiador.
- . entre 4-4' y 5-5', pérdida únicamente hacia una parte de paredes.
- . entre 5-5' y 6-6', pérdida a una parte de paredes y techo no existe flujo hacia la madera;
- . Para todos los casos las temperaturas T_{ω}^n , $T_{\omega f}^n$, TP_{ω}^n y TT_{ω}^n ; se consideran como temperaturas promedio ficticios a partir de las cuales se calculan las pérdidas de calor y el flujo de calor hacia la madera, estas temperaturas se determinan mediante procesos iterativos de aproximaciones sucesivas previo a un balance de energía;

la temperatura del medio ambiente es invariable durante el proceso de calentamiento;

la temperatura inicial en todo el sistema es igual a la del medio ambiente;

la energía necesaria para calentar la masa compuesta por ventiladores, motores y otros accesorios se desprecia, porque comparada con la energía para calentar las paredes, piso, techo, carga de maderas y pérdidas es mínima;

las propiedades físicas de los materiales usados en la construcción de la cámara así como de la madera húmeda no varían con la temperatura, suposición razonable porque las temperaturas de proceso están entre 66 °F y 180 °F;

el incremento de tiempo 0.0059 hr fijo para todo el sistema de calentamiento debido a que este valor satisface las condiciones de convergencia y estabilidad de las relaciones de recurrencia y aproximadamente es el incremento a partir del cual la masa de aire incrementa su temperatura.

La siguiente es la relación adicional de variables y parámetros

- A_C ; ancho interno de la cámara, 13 pies.
- AF_{34} ; área de transferencia de calor del piso entre los planos 3-3' y 4-4', 442 pie²
- AM ; área de transferencia de calor de la madera, 30,720 pie²
- AR_{12} : área de flujo de calor del techo entre los planos 1-1' y 2-2', 221 pie²
- AR_{56} : área de flujo de calor del techo entre los planos 5-5' y 6-6', 221 pie²
- AW_{12} : área de flujo de calor de la pared entre los planos 1-1' y 2-2', 141 pie²
- AW_{23} : área de flujo de calor de las paredes entre los planos 2-2' y 3-3', 354.9 pie²
- AW_{34} : área de flujo de calor de las paredes entre los planos 3-3' y 4-4', 145.6 pie²
- AW_{45} : área de flujo de calor de las paredes entre los planos 4-4' y 5-5', 354.9 pie²
- AW_{56} : área de flujo de calor de las paredes entre los planos 5-5' y 6-6', 141 pie²
- C_{pj} · calor específico del aire en los planos j-j'
j = 1, 2, 3, 4, 5, 6, BTU/lb °F.
- H_C · altura interna de la cámara, 12.1 pies
- L_C · longitud interna de la cámara, 34 pies
- m_a · flujo de masa de aire total en el circuito; 188,820 lb/hr.
- m_{aw} ; flujo de masa del aire entre la pared y madera; 32,670 lb/hr.
- Q^{n+1}_j ; flujo de energía en los planos j-j', BTU/hr.
- QW^n_{12} ; pérdida de calor por convección hacia la pared en cualquier instante entre 1-1' y 2-2', BTU/hr.
- QR^n_{12} ; pérdida de calor por convección hacia el techo en cualquier instante entre 1-1' y 2-2', BTU/hr.
- QW^n_{23} ; pérdida de calor por convección hacia la pared en cualquier instante entre 2-2' y 3-3', BTU/hr.

- QF_{34}^n ; pérdida de calor por convección hacia el piso en cualquier instante entre 3-3' y 4-4', BTU/hr.
- QM_{34}^n ; flujo de calor hacia la madera, BTU/hr.
- QW_{34}^n ; pérdida de calor por convección hacia las paredes en cualquier instante entre 3-3' y 4-4', BTU/hr.
- QW_{45}^n ; pérdida de calor por convección hacia las paredes en cualquier instante entre 4-4', 5-5', BTU/hr.
- QW_{56}^n ; pérdida de calor por convección hacia las paredes en cualquier instante entre 5-5' y 6-6', BTU/hr.
- QR_{56}^n ; pérdida de calor por convección hacia el techo en cualquier instante entre 5-5' y 6-6', BTU/hr.
- T_1^n temperatura del aire a la salida del intercambiador en cualquier instante, °F.
- T_2^n ; temperatura del aire a la salida del ducto, °F.
- T_3^n ; temperatura del aire al ingreso de la pila de madera, °F.
- T_4^n temperatura del aire a la salida de la pila de madera, °F.
- T_5^n ; temperatura del aire al ingreso del ducto, °F.
- T_6^n temperatura del aire al ingreso del intercambiador, °F.

4.3.1 Balance de energía entre los planos 1-1 y 2-2'.

La altura entre la parte superior de la pila de madera y el techo de la cámara será aproximadamente de 3 pies para poder instalar los ventiladores, el espacio entre las paredes y la pila de 2.5 pies, posteriormente estas dimensiones serán reajustadas en base a las dimensiones exactas de ventiladores, intercambiador y deflectores.

Dimensiones interiores de la cámara.

- L_c - 32 + 2 - 34 pies.
- A_c - 8 + 2 x 2.5 - 13 pies.
- H_c - 9.1 + 3 - 12.1 pies.

Áreas de flujo de calor hacia la pared y techo.

$$AW_{12} = 6.5 \times 3 + 6.5 \times 3 + 34 \times 3 = 141 \text{ pie}^2$$

$$AR_{12} = 6.5 \times 34 = 221 \text{ pie}^2$$

Flujo de masa de aire total

$$W = 141,750 \text{ lb/hr.}$$

$$m_{af} = 14,400 \text{ lb/hr.}$$

$$m_{aw} = 18,000 \text{ pies/hr} \times 24.2 \text{ pie}^2 \times 0.075 \text{ lb/pie}^3$$

$$m_{aw} = 32,670 \text{ lb/hr.}$$

$$m_a = 141,750 + 14,400 + 32,670 = 188,820 \text{ lb/hr.}$$

Flujo de energía en el plano 1-1'

$$Q_1^{n+1} = m_a C_{p1} T_1^{n+1}$$

Flujo de energía en el plano 2-2'

$$Q_2^{n+1} = m_a C_{p2} T_2^{n+1}$$

Pérdida de calor por convección hacia la pared.

$$QW_{12}^{n+1} = h_i AW_{12} (TP_{\infty}^n - TP_o^n)_{12}$$

Pérdida de calor por convección hacia el techo.

$$QR_{12}^n = h_i AR_{12} (TT_{\infty}^n - TT_o^n)_{12}$$

Balance de energía.

$$Q_2^{n+1} = Q_1^{n+1} - (QW_{12}^n + QR_{12}^n) \quad (129)$$

Reemplazando relaciones en (129) y despejando T_2^n ;

$$T_2^{n+1} = \frac{C_{p1}}{C_{p2}} T_1^{n+1} - \frac{h_i (AW_{12} + AR_{12}) (TP_{\infty}^n)_{12}}{m_a C_{p2}} + \frac{h_i}{m_a C_{p2}} (AW_{12} TP_o^n + AR_{12} TT_o^n)_{12}$$

La primera aproximación para determinar T_2^{n+1} y $(TP_{\infty}^n)_{12}$; obtenemos a T_1^{n+1} el valor C_{p1} , $C_{p1} = C_{p2}$ y $T_1^{n+1} = (TP_{\infty}^n)_{12}$

luego calculando T_2^{n+1} .

La segunda aproximación a T_2^{n+1} obtenemos C_{p2} y $(TP_{\infty}^n)_{12} = \frac{1}{2} (T_1^{n+1} + T_2^{n+1})$; calculamos T_2^n .

La k-ésima aproximación idéntica a la segunda aproximación hasta encontrar T^{n+1}_2 y TP^n_ω con la precisión previamente establecida, luego calculamos la distribución de temperatura en la superficie e interior de la pared y techo en el instante "n+1", el incremento de energía interna y pérdida de calor al medio ambiente; los calculos se efectúan usando las relaciones desarrolladas en las secciones. 4.2.2 y 4.2.3.

4.3.2 Balance de energía entre los planos 2-2' y 3-3'.

La pérdida de calor entre los planos 2-2' y 3-3' es solamente hacia las paredes y consideramos que no existe flujo de calor hacia la madera y parte del piso.

Area de flujo hacia la pared.

$$AW_{23} = 2.5 \times 9.1 + 2.5 \times 9.1 + 9.1 \times 34 = 354.9 \text{ pie}^2$$

Flujo de energía en el plano. 3-3'

$$Q_3^{n+1} = m_a C_{p3} T_3^{n+1}$$

Pérdida de calor por convección hacia las paredes.

$$QW_{23}^n = h_i AW_{23} (TP_\omega^n - TP_o^n)_{23}$$

Balance de energía.

$$Q_3^{n+1} = Q_2^{n+1} - QW_{23}^n \quad (130)$$

Remplazando relaciones en (130) y despejando T_3^n

$$T_3^{n+1} = \frac{C_{p2}}{C_{p3}} T_2^{n+1} - \frac{h_i AW_{23}}{m_a C_{p3}} (TP_\omega^n - TP_o^n)_{23} \quad (131)$$

Para determinar T^{n+1}_3 y $(TP^n_\omega)_{23}$, en la primera aproxi-

mación a T^{n+1}_2 evaluar C_{p2} , $C_{p2} = C_{p3}$ y $T^{n+1}_2 = (TP^n_\omega)_{23}$. La segunda aproximación a T^{n+1}_3 el valor C_{p3} y $(TP^n_\omega)_{23} = \frac{1}{2} (T^{n+1}_2 + T^{n+1}_3)$, evaluamos T^{n+1}_3 .

La K-ésima aproximación idéntica a la segunda y así sucesivamente hasta determinar T^{n+1}_3 y $(TP^n_\omega)_{23}$ de acuerdo a una precisión determinada; posteriormente calculamos la distribución de temperatura en la superficie e interior de las paredes en el instante "n+1", el incremento de energía interna y pérdida de calor al medio ambiente los cálculos de acuerdo a la sección 4.2.2

4.3.3 Balance de energía entre los planos 3-3' y 4-4'.

Entre los planos citados el flujo es hacia el piso, paredes y madera considerando que el flujo hacia el ducto no existe; las temperaturas $T^n_{\omega f}$; TP^n_ω y T^n_ω entre los planos 3-3' y 4-4' son considerados iguales, rigurosamente estas son diferentes pero ello es mínimo.

Area de flujo hacia el piso, paredes y madera.

$$AF_{34} = 13 \times 34 = 442 \text{ pie}^2.$$

$$AW_{34} = 9.1 \times 8 + 9.1 \times 8 = 145.6 \text{ pie}^2.$$

$$AM = 120 \times 8 \times 32 = 30,720 \text{ pie}^2.$$

Flujo de energía en el plano 4-4'.

$$Q^{n+1}_4 = m_a C_{p4} T^{n+1}_4.$$

Pérdida de calor hacia el piso

$$QF^n_{34} = h_f AF_{34} (T^n_{\omega f} - T^n_s).$$

Pérdida de calor hacia las paredes.

$$QW^n_{34} = h_i AW_{34} (TP^n_\omega - TP^n_o)_{34}$$

Flujo de calor hacia la madera.

$$QM^n = h_l AM (T^n_\omega - T^n_o)_{34}$$

Balance de energía.

$$Q^{n+1}_4 = Q^{n+1}_3 - (QF^n_{34} + QW^n_{34} + QM^n) \quad (132)$$

Reemplazando relaciones en (132) y despejando T^n_4 .

$$T_4^{n+1} = \frac{C_{p3}}{C_{p4}} T_3^{n+1} - \frac{(h_f AF_{34} + h_i AW_{34} + h_i AM)}{m_a C_{p4}} (TP_{\infty}^n)_{34} + \frac{h_f AF_{34} T_s^n + h_i AW_{34} TP_0^n + h_i AM T_0^n}{m_a C_{p4}} \quad (133)$$

La primera aproximación para calcular T_4^{n+1} y $(TP_{\infty}^n)_{34}$ a T_3^{n+1} obtenemos $C_{p3} = C_{p4}$ y $T_3^{n+1} = (TP_{\infty}^n)_{34}$

La segunda aproximación, a T_4^{n+1} obtenemos C_{p4} y $(TP_{\infty}^n)_{34} = \frac{1}{2} (T_3^{n+1} + T_4^{n+1})$, evaluamos T_4^{n+1} .

La k-ésima aproximación idénticamente a la segunda aproximación, así sucesivamente hasta encontrar T_4^{n+1} y $(TP_{\infty}^n)_{34}$ con la precisión adecuada con esta temperatura determinamos la distribución de temperatura en la superficie e interior de paredes y maderas, la temperatura en la superficie del piso en el instante "n+1"; el incremento de energía interna de la madera, paredes, pérdidas de calor al medio ambiente y piso de acuerdo a las relaciones de las secciones 4.1.4, 4.2.1 y 4.2.2.

4.3.4 Balance de energía entre los planos 4-4' y 5-5'

Las consideraciones de pérdida de calor son idénticas al flujo entre 2-2' y 3-3'.

Area de flujo de calor hacia la pared.

$$AW_{45} = 2.5 \times 9.1 + 2.5 \times 9.1 + 9.1 \times 34 = 354.9 \text{ pie}^2$$

Flujo de energía en el plano 5-5'.

$$Q^{n+1}_5 = m_a c_{p5} T^{n+1}_5$$

Pérdida de calor por convección hacia la pared.

$$QW_{45}^n = h_i AW_{45} (TP_{\infty}^n - TP_0^n)_{45}$$

Balance de energía.

$$Q^{n+1}_5 = Q^{n+1}_4 - QW_{45}^n \dots \dots \dots (134)$$

Reemplazando relaciones y despejando.

$$T_5^{n+1} = \frac{C_{p4}}{C_{p5}} T_4^{n+1} - \frac{h_i AW_{45}}{m_a C_{p5}} (TP_{\infty}^n - TP_0^n)_{45} \quad (135)$$

Para determinar T_5^{n+1} y $(TP_\infty^n)_{45}$; procedemos idénticamente a la sección 4.3.2; para luego calcular la distribución de temperatura en la superficie interior, incremento de energía interna y pérdida de calor al medio ambiente, de acuerdo a la sección 4.2.2.

4.3.5 Balance de energía entre los planos 5-5' y 6-6'

El flujo de calor entre estos planos tienen las mismas consideraciones que el flujo entre 1-1' y 2-2'.

Area de flujo hacia las paredes y techo.

$$AW_{56} = 6.5 \times 3 + 6.5 \times 3 + 34 \times 3 = 141 \text{ pie}^2$$

$$AR_{56} = 6.5 \times 34 = 221 \text{ pie}^2$$

Flujo de energía del aire en el plano 6-6'

$$Q_6^{n+1} = m_a c_{p6} T_6^{n+1}$$

Pérdida de calor por convección hacia la pared.

$$QW_{56}^n = h_i AW_{56} (TP_\infty^n - TP_0^n)_{56}$$

Pérdida de calor por convección hacia el techo.

$$QR_{56}^n = h_i AR_{56} (TT_\infty^n - TT_0^n)_{56}$$

Balance de energía.

$$Q_6^{n+1} = Q_5^{n+1} - (QW_{56}^n + QR_{56}^n) \quad (136)$$

Reemplazando relaciones en (136), despejando T_6^{n+1} y considerando $TP_\infty^n = TT_\infty^n$.

$$T_6^{n+1} = \frac{Cp_5}{Cp_6} T_5^{n+1} - \frac{h_i (AW_{56} + AR_{56})}{m_a Cp_6} (TP_\infty^n)_{56} + \frac{h_i}{m_a Cp_6} (AW_{56} TP_0^n + AR_{56} TT_0^n)_{56} \quad (137)$$

El criterio de aproximación para determinar T_6^{n+1} y $(TP_\infty^n)_{56}$ es idéntico a la sección 4.3.1; luego calculamos la distribución de temperaturas en la superficie e interior de paredes y techo, incremento de energía interna y pérdidas de calor al medio ambiente en el

instante "n+1"; la temperatura T^{n+1}_6 es la nueva temperatura de ingreso al intercambiador y reiniciamos el proceso de cálculo.

4.4 Relaciones para el proceso de simulación y tablas.

De acuerdo a las tres secciones anteriores formamos las relaciones que permiten confeccionar el programa para obtener la distribución de temperaturas en la pared, techo, madera y piso, flujos de calor por convección e incremento de energía interna en la cámara y carga de madera; los resultados se resumen en las tablas de simulación de calentamiento.

4.4.1 Relaciones de recurrencia para las diversas secciones.

- . Relaciones para la sección 1-2
- . Temperaturas.

$$T_2^{n+1} = \frac{C_{p1}}{C_{p2}} T_1^{n+1} - \frac{K_1}{C_{p2}} TP_{\infty}^n + \frac{K_2}{C_{p2}} (AW_{12} TP_0^n + AR_{12} TT_0^n)$$

$$TP_0^{n+1} = K_3 TP_0^n + K_4 TP_{\infty}^n + K_5 TP_1^n$$

$$TP_i^{n+1} = K_6 (TP_{i+1}^n + TP_{i-1}^n) + K_7 TP_i^n$$

$i = 1, 2, 3, \dots, 9.$

$$TP_{10}^{n+1} = K_8 TP_{10}^n + K_9 + K_5 TP_9^n$$

$$TT_0^{n+1} = K_{12} TT_0^n + K_{13} TT_{\infty}^n + K_{14} TT_1^n$$

$$TT_i^{n+1} = K_{15} (TP_{i+1}^n + TP_{i-1}^n) + K_{16} TT_i^n$$

$i = 1, 2, 3, \dots, 9.$

$$TT_{10}^{n+1} = K_{17} TT_{10}^n + K_{18} + K_{14} TT_9^n$$

- . Flujos de calor e incremento de energía interna.

$$QW^n = K_{10} (TP_{\infty}^n - TP_0^n)$$

$$QR^n = K_{19}(TT^n_\omega - TT^n_o)$$

$$\Delta UP^{n+1}_o = K_{11}(TP_o^{n+1} - TP_o^n)/2$$

$$\Delta UP^{n+1}_i = K_{11}(TP_i^{n+1} - TP_i^n) \\ i = 1, 2, 3, \dots, 9.$$

$$\Delta UP^{n+1}_{10} = K_{11}(TP_{10}^{n+1} - TP_{10}^n)/2$$

$$\Delta UT^{n+1}_o = K_{20}(TT^{n+1}_o - TT^n_o)/2$$

$$\Delta UT^{n+1}_i = K_{20}(TT^{n+1}_i - TT^n_i) \\ i = 1, 2, 3, \dots, 9.$$

$$\Delta UT^{n+1}_{10} = K_{20}(TT^{n+1}_{10} - TT^n_{10})/2$$

Relaciones para la sección 2-3.

. Temperaturas

$$T_3^{n+1} = \frac{C_{p2}}{C_{p3}} T_2^{n+1} - K_{21}(TP_\omega^n - TP_o^n)$$

$$TP^{n+1}_o = K_3 TP_o^n + K_4 TP_\omega^n + K_5 TP_1^n$$

$$TP^{n+1}_i = K_6(TP_{i+1}^n + TP_{i-1}^n) + K_7 TP_i^n \\ i = 1, 2, 3, \dots, 9$$

$$TP^{n+1}_{10} = K_8 TP_{10}^n + K_9 + K_5 TP_9^n$$

. Flujo de calor e incremento de energía interna.

$$QW^n = K_{22}(TP_\omega^n - TP_o^n)$$

$$\Delta UP^{n+1}_o = K_{23}(TP_o^{n+1} - TP_o^n)/2$$

$$\Delta UP^{n+1}_i = K_{23}(TP_i^{n+1} - TP_i^n) \\ i = 1, 2, 3, \dots, 9.$$

$$\Delta UP^{n+1}_{10} = K_{23}(TP_{10}^{n+1} - TP_{10}^n)/2$$

. Relaciones para la sección 3-4

. Temperaturas.

$$T_4^{n+1} = \frac{C_{p3}}{C_{p4}} T_3^{n+1} - \frac{K_{24}}{C_{p4}} TP_{\infty}^n + \frac{K_{25}}{C_{p4}} T_5^n + \frac{K_{26}}{C_{p4}} TP_0^n + \frac{K_{27}}{C_{p4}} T_0^n$$

$$T_5^n = 66.2 + (TP_{\infty}^n - 66.2) (1 - 0.7304 e^{-0.047t})$$

La distribución de temperaturas en la pared, calculada en base a las relaciones de la sección 1-2

$$T_0^{n+1} = K_{30} T_0^n + K_{31} T_{\infty}^n + 2/3 T_1^n$$

$$T_i^{n+1} = 1/3 (T_{i+1}^n + T_i^n + T_{i-1}^n)$$

$$i = 1, 2, 3, 4, 5.$$

. Flujo de calor e incremento de energía interna

$$QW^n = K_{28} (TP_{\infty}^n - TP_0^n)$$

$$QM^n = K_{32} (T_{\infty}^n - T_0^n)$$

$$QF^n = K_{34} (TP_{\infty}^n - T_5^n)$$

$$\Delta UP^{n+1}_0 = K_{29} (TP^{n+1}_0 - TP^n_0) / 2$$

$$\Delta UP^{n+1}_i = K_{29} (TP^{n+1}_i - TP^n_i)$$

$$i : 1, 2, 3, \dots, 9.$$

$$\Delta UP^{n+1}_{10} = K_{29} (TP^{n+1}_{10} - TP^n_{10}) / 2$$

$$\Delta U^{n+1}_0 = K_{33} (T^{n+1}_0 - T^n_0) / 2$$

$$\Delta U^{n+1}_i = K_{33} (T^{n+1}_i - T^n_i)$$

$$i = 1, 2, 3, 4$$

$$\Delta U^{n+1}_5 = K_{33} (T^{n+1}_5 - T^n_5) / 2$$

Relaciones para la sección 4-5.

. Temperaturas

$$T_5^{n+1} = \frac{C_{p4}}{C_{p5}} T_4^{n+1} - \frac{K_{21}}{C_{p5}} (TP_{\infty}^n - TP_0^n)$$

La distribución de temperaturas en la pared, calculada en base a las relaciones de la sección 2-3

.Flujo de calor y energía interna

$$QW^n = K_{27} (TP^n_{\infty} - TP^n_0)$$

Incremento de energía interna, calculado en base a las relaciones de la sección 2-3

Relaciones para la sección 5-6

.Temperaturas.

$$T_6^{n+1} = \frac{C_{p5}}{C_{p6}} T_5^{n+1} - \frac{K_1}{C_{p6}} TP_{\infty}^n + \frac{K_2}{C_{p6}} (AW_{56} TP_0^n + AR_{56} TT_0^n)$$

Distribución de temperaturas en la pared y techo, calculados en base a las relaciones de laa sección 1-2.

.Flujo de calor e incremento de energía interna.

$$QW^n = K_{10} (TP^n_{\infty} - TP^n_0)$$

$$QR^n = K_{19} (TT^n_{\infty} - TT^n_0)$$

Incremento de energía interna en la pared y techo calculado en base a las relaciones de la ecuación 1-2.

. Constantes que intervienen en las relaciones

$$K_1 = \frac{h_i}{m_a} (AW_{12} + AR_{12}) = \frac{2.459(141 + 24)}{188,820}$$

$$K_1 = 0.0047.$$

$$K_2 = \frac{h_i}{m_a} = \frac{2.459}{188,820}$$

$$K_2 = 0.000013$$

$$M_w = \frac{(\Delta X_w)^2}{a_w \Delta t_w} = \frac{(0.1443)^2}{0.031 \times 0.0059}$$

$$M_w = 113.8463$$

$$N_i = \frac{h_i \Delta X_w}{K_w} = \frac{2.459 \times 0.1443}{0.41}$$

$$N_i = 0.8654$$

$$K_3 = 1 - \frac{2N_i + 2}{M_w} = 0.9672$$

$$K_4 = \frac{2N_i}{M_w} = 0.0152$$

$$K_5 = \frac{2}{M_w} = 0.0176$$

$$K_6 = \frac{1}{M_w} = 0.0088$$

$$K_7 = 1 - \frac{2}{M_w} = 0.9824$$

$$N_o = \frac{h_o \Delta X_w}{K_w} = \frac{4.098 \times 0.1443}{0.41}$$

$$N_o = 1.4423$$

$$K_8 = 1 - \frac{2N_o + 2}{M_w}$$

$$K_8 = 0.9571$$

$$K_9 = \frac{2N_o T_o}{M_w} = \frac{2 \times 1.4423 \times 66.2}{113.84463}$$

$$K_9 = 1.6774$$

$$K_{10} = h_i A_{w12} = 2.459 \times 141$$

$$K_{10} = 346.719$$

$$K_{11} = S_w C_{pw} \Delta X_w A_{w12} \Delta t_w$$

$$K_{11} = 63.9 \times 0.21 \times 0.1443 \times 141 \times 0.0059$$

$$K_{11} = 1.611$$

$$NT_i = \frac{h_i \Delta X_r}{K_r} = \frac{2.459 \times 0.0967}{0.439}$$

$$NT_i = 0.5417$$

$$NT_o = \frac{h_o \Delta X_r}{K_r} = \frac{4.098 \times 0.0967}{0.439}$$

$$NT_o = 0.9027$$

$$M_r = \frac{(\Delta X_r)^2}{a_r \Delta t_r} = \frac{(0.0967)^2}{0.028 \times 0.0059}$$

$$M_r = 56.6035$$

$$K_{12} = 1 - \frac{2NT_i + 2}{M_r}$$

$$K_{12} = 0.9455$$

$$K_{13} = \frac{2NT_i}{M_r}$$

$$K_{13} = 0.0191$$

$$K_{14} = \frac{2}{M_r} = 0.0353$$

$$K_{15} = \frac{1}{M_r} = 0.0177$$

$$K_{16} = 1 - \frac{2}{M_r} = 0.9647$$

$$K_{17} = 1 - \frac{2NT_o + 2}{M_r} = 0.9328$$

$$K_{18} = \frac{2NT_o}{M_r} \cdot T_o = \frac{2 \times 0.9027 \times 66.2}{56.6035}$$

$$K_{18} = 2.1115$$

$$K_{19} = h_i AR_{12} = 2.459 \times 221$$

$$K_{19} = 543.439$$

$$K_{20} = \rho_r C_{pr} \Delta X_r AR_{12} \Delta t_r$$

$$K_{20} = 78.1 \times 0.20 \times 0.0967 \times 221 \times 0.0059$$

$$K_{20} = 1.9695$$

$$K_{21} = \frac{h_i AW_{23}}{m_a} = \frac{2.459 \times 354.9}{188,820}$$

$$K_{21} = 0.0046$$

$$K_{22} = h_i AW_{23} = 2.459 \times 354.9$$

$$K_{22} = 872.699$$

$$K_{23} = \rho_w C_{pw} \Delta x_w AW_{23} \Delta t_w$$

$$K_{23} = 63.9 \times 0.21 \times 0.1443 \times 354.9 \times 0.0059$$

$$K_{23} = 4.055$$

$$K_{24} = \frac{h_f AF_{34} + h_i AW_{34} + h_i AM}{m_a}$$

$$K_{24} = \frac{1.573 \times 442 + 2.459 \times 145.6 + 2.139 \times 30,720}{188,820}$$

$$K_{24} = 0.3536$$

$$K_{25} = \frac{h_f AF_{34}}{m_a} = \frac{1.573 \times 442}{188,820}$$

$$K_{25} = 0.0037$$

$$K_{26} = \frac{h_i AW_{34}}{m_a} = \frac{2.459 \times 145.6}{188,820}$$

$$K_{26} = 0.0019$$

$$K_{27} = \frac{h_i AM}{m_a} = \frac{2.139 \times 30,720}{188,820}$$

$$K_{27} = 0.3480$$

$$K_{28} = h_i AW_{34} = 2.459 \times 145.6$$

$$K_{28} = 358.03$$

$$K_{29} = S_w C_{pw} \Delta x_w AW_{34} \Delta T_w$$

$$K_{29} = 63.9 \times 0.21 \times 0.1443 \times 145.6 \times 0.0059$$

$$K_{29} = 1.6634$$

$$K_{30} = 1/3 (1-2N_1)$$

$$K_{30} = 0.2673$$

$$K_{31} = 2/3 N_1 = 0.066$$

$$K_{32} = h_1 AM = 2.139 \times 30,720$$

$$K_{32} = 65,710.1$$

$$K_{33} = S_1 C_{p1} \Delta x_1 \Delta Y \Delta Z \Delta t_1$$

$$K_{33} = 56.68 \times 0.795 \times 1/120 \times 8 \times 32 \times 0.0059$$

$$K_{33} = 0.5772$$

$$K_{34} = h_f AF_{34} = 1.573 \times 442$$

$$K_{34} = 695.266$$

Las constantes que varían en la simulación de cada intercambiador por efectos de cambio en el coeficiente de transferencia de calor a través de la madera, se muestra en la siguiente tabla.

TABLA DE CONSTANTES

Nº Inter.	K ₂₄	K ₂₇	K ₃₀	K ₃₁	K ₃₂
01	0.3536	0.3480	0.2673	0.066	65,710.1
02	0.3550	0.3495	0.2673	0.066	65,986.6
03	0.3567	0.3511	0.2667	0.067	66,293.8
04	0.3596	0.3540	0.2660	0.0673	66,846.6
05	0.3614	0.3558	0.2660	0.0673	67,184.6
06	0.3625	0.3579	0.2653	0.0680	67,584.0
07	0.3655	0.3599	0.2653	0.0687	67,952.6
08	0.3674	0.3618	0.2647	0.0687	68,321.3

4.4.2 Programas para la simulación de calentamiento

Se diseñaron dos programas, el primero tiene el objetivo de crear un archivo de temperatura de ingreso al intercambiador y de salida, puesto que definida la geometría de cada intercambiador, y de salida, asumida una temperatura de ingreso del aire la de salida se determina a partir de aproximaciones sucesivas, también se confeccionaron listados con la diferencia logarítmica, eficiencia del intercambiador, coeficiente global de transferencia, flujo de calor y caída de presión a través del intercambiador; variables necesarias para la selección adecuada del intercambiador óptimo.

El segundo programa tiene por objetivo; la simulación de calentamiento en estado inestable de la cámara y madera; donde se determinan temperaturas, flujos de calor e incremento de energía interna en cualquier instante, funcionando con cada intercambiador, a partir del cual seleccionamos uno. A continuación, mostramos los programas.

.Primer programa.

```

10 'PROGRAMA CREA ARCHIVO DE TEMPERATURAS EN LA SIMULA
    CION DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR
20 READ HR, DO, TW1, PT, PL, TF1, NF, LF, N1, AD, DI, AI
    AW, DF, SF, APO, AO, AFO, AC, AN, NR, AT, T6, MA MV, RFI,
    RFO, R1, C3, C5, B, C4, C6
30 'RUTINA PARA CALCULAR T1 ITERATIVAMENTE
31 LPRINT " T6 T1 DTL E UO Q1 DP "
33 FOR T6 = 66 TO 250 STEP 2
40 FOR I1 = 1 TO 100 STEP 0.1
50 IF I1 = 1 THEN 74
60 TI = (T1 + T6)/2
62 GOSUB 3000
64 IF TI = TF THEN PSAT = PALP
66 X = (0.622 * HR * PSAT)/(14.698-HR * PSAT)
68 MT = 1+X

```

```
70 CPE = (1/MT) * CPA+(X/MT) * CPV
72 GOTO 90
74 TI = T6
76 T1V = 300
78 GOSVB 3000
80 IF TI = TF THEN PSAT = PALP
82 X = (0.622 * HR * PSAT)/(14.698-HR * PSAT)
84 MT = 1+X
86 GOSUB 3200
88 CPE = (1/MT) * CPA+(X/MT) * CPV
90 T1 = T6+(MV * 945.3)/(MA * CPE)
92 IF (T1V-T1) <= 0.05 THEN 120
94 T1V = T1
96 NEXT I1
120 'ROUTINA CALCULA LA DIFERENCIA LOGARITMICA
130 DT2 = 250.3-T1
140 DT1 = 250.3-T6
141 IF DT1 < 0 OR DT2 < 0 THEN CLOSE # 1
150 DTL = (DT2-DT1)/LOG(DT2/DT1)
160 'ROUTINA CALCULA PROPIEDADES FISICAS CP, UB, KB, RB.
170 TB = (T1 + T6)/2
172 TS = 250.3 + 0.3 * (TB-250.3)
174 TW = 250.3 + 9.999999 E-02 * (TB-250.3)
176 KF = 21 + (1112-TS)/180
178 KF = 21 + (1112-TW)/180
180 TI = TB
182 GOSUB 3000
184 IF TI = TF THEN PSAT = PALP
186 X = (0.622 * HR * PSAT)/(14.698-HR * PSAT)
188 MT = 1 + X
190 GOSUB 3200
192 CP = (1/MT) * CPA+ (X/MT) * CPV
194 NV = X/18.02
196 NA = 1/28.97
198 NT = NV+NA
200 YPV = NV/NT
202 YPA = NA/NT
```

```

204 GOSUB 3400
206 UB=(YPV * 18.02+YPA * 28.97)/((YPV * 18.02/VV)+ (YPA
* 28.97)/VA)
208 GOSUB 3600
210 KB= (1/MT) * KA=(X/MT) * KV
224 T=TI+460
226 DA - (2.709/T) * (14.698-HR * PSAT)
228 DV - (1.6807 * HR * PSAT)/T
230 RB - DA+DB
240 TI - T6
242 GOSUB 3000
244 IF TI - TF THEN PSAT - PALP
246 T - TI+460
248 DA - (2.7019/T) * (14.698-HR * PSAT)
250 DV - (1.6807 * HR * PSAT)/T
252 R1 - DA + DV
254 TI - T1
256 GOSUB 3000
258 IF TI - TF THEN PSAT =PALP
260 T - TI+460
262 DA - (2.7019/T) * (14.698-HR * PSAT)
264 DV - (1.6807 * HR * PSAT)/T
268 GB - MA/AN
270 RE - (GN * DO)/(12 * UB)
280 'ROUTINA DE CALCULOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
290 C1 = 0.25 * (RE^ (-0.35))
300 J = C1*C3*C5*((DF/DO)^0.5)*((TB+460)/(TS+460))^0.25
310 HC - J * GN * CP* (KB/(CP * UB))^0.65
320 HO - 1/(1/HC+RFO)
330 M - (HO/(6 * KF * TF1))^0.5
340 A - M * B
350 X - ((EXP(A)- EXP(-A))/(EXP(A)+ EXP(-A)))/A
360 Y - X * (0.70+0.30 * X)
370 E - Y * (0.70+0.30 * X)
380 HE - HO * (E * AFO+APO)/AO
390 RO - 1/HE
400 RWO = (TW1 * AO)/(12 * KW * AW)

```

```

410 HI1 - 27.42 * ((MV/N1)^0.80) * (DI^(-1.8))
420 RIO - (1/HI1+RFI) * (AO/AI)
430 RTO - RO+RWO+RIO
440 UD - 1/RTO
450 Q1 - UD * AT * DTL
460 'RUTINA PARA CALCULAR LA CAIDA DE PRESION
470 C2 = 0.07+8 * (RE^(-0.45))
472 F = C2 * C4 * C6 * (DF/DO)
480 BE = AN/AD
490 ACE = (1+BE^2) * RB * (1/R2-1/R1)/(4 * NR)
500 DP = ((F+ACE) * (GN^2) * NR)/(1.083 * 10^9 * RB)
510 'RUTINA CAPTURA RESULTADOS INTERCAMBIADOR
511 ' T1, DTL, E, UD, Q1, DP
520 LPRINT USING " ###.##  ###.##  ###.##  #.###  ##.###
#,###,###.#  #.###";T6, T1, DTL, E, UD, Q1, DP
522 LPRINT
524 IF T6 - 66 THEN OPEN"O", #1, "TEMP.08"
526 WRITE #1, T6, T1, Q1
528 NEXT T6
530 END

3000 'SUBROUTINA CALCULA DENSIDAD AIRE-VAPOR
IDENTICO AL PROGRAMA ANTERIOR
3150 RETURN

3200 'SUBROUTINA CALCULA LA CONDUCTIVIDAD DE LA MEZCLA
IDENTICO AL PROGRAMA ANTERIOR
3380 RETURN

3400 'SUBROUTINA CALCULA VISCOSIDAD DE MEZCLA
IDENTICO AL PROGRAMA ANTERIOR
3580 RETURN

3600 'SUBROUTINA CALCULA LA CONDUCTIVIDAD DE LA MEZCLA
IDENTICO AL PROGRAMA ANTERIOR
3780 RETURN

3800 DATA 0.75, 1.315, 0.113, 2.50, 2.50, 0.036, 5.0,
32.20, 80, 1.049, 0.275, 0.309, 2.315, 0.164, 0.28,
2.77, 2.49, 0.125, 34.80, 2, 1772.8, 66.2, 188820,
1944, 0.001, 0.002, 0.075, 0.653, 0.796, 0.518, 0.862,
1.045

```

.Segundo Programa

```

10  'PROGRAMA CALCULA DISTRIBUCION DE TEMPERATURA Y
ENERGIA INTERNA
20  DIM B1(1, 95), B(50, 122), B2(95)
30  READ T1, K1, K2, K3, K4, K5, K6, K7, K8, K9, K10,
K11, K12, K13, K14, K15, K16, K17, K18, K19, K20, K21,
K22, K23, K24, K25, K26, K27, K28, K29, K30, K31, K32,
K33, K34
40  DATA 100.75, 0.0047, 0.000013, 0.9672, 0.0152,
0.0176, 0.0088, 0.9824, 0.9571, 1.6773, 346.719, 1.611,
0.9455, 0.0191, 0.0353, 0.0177, 0.9647, 0.9328,
2.1115, 543.439, 1.9695, 0.0046, 872.699, 4.055,
0.3655, 0.0037, 0.0019, 0.3599, 358.03, 1.6634,
0.2653, 0.068, 67952.64, 0.5772, 695.266
50  '...INICIALIZANDO TEMPERATURA BALANCE 1-2
60  S = 1
70  FOR N = 0 TO 21
80  B1(0,N) = 66.2
90  NEXT N
100 '...INICIALIZANDO TEMPERATURAS BALANCE 2-3
110 FOR N = 26 TO 36
120 B1(0,N) = 66.2
130 NEXT N
140 '...INICIALIZANDO TEMPERATURAS BALANCE 3-4
150 FOR N = 39 TO 55
160 B1(0,N) = 66.2
170 NEXT N
180 '...INICIALIZANDO TEMPERATURAS BALANCE 4-5
190 FOR N = 59 TO 69
200 B1(0,N) = 66.2
210 NEXT N
220 '...INICIALIZANDO TEMPERATURAS BALANCE 5-6
230 FOR N = 72 TO 93
240 B1(0,N) = 66.2
250 NEXT N
260 '...CALCULANDO T2 Y TPI
270 FOR I = 1 TO 50

```

```

280 FOR J1 = 1 TO 20
290 B1 (1,22) = T1 : B1(0,24) = T1
300 TI = T1 : TIV = 50
310 GOSUB 2810
320 CP1 = CPME : CP2 = CPME
330 FOR J = 1 TO 100 STEP 1
340 B1(1,23) = (CP1/CP2) * B1(1,22) - (K1/CP2) * B1(0,24)
+ (K2/CP2) * (141 * B1(0,0) - 221 * B1(0,1))
350 B + (0,24) = (B1(1,22) + B1(1,23))/2
360 TI = B1(1,23)
370 GOSUB 2810
380 CP2 = CPME
390 IF (B1(0,24) - TIV) < - 0.01 THEN 430
400 TIV = B1(0,24)
410 NEXT J
420 '...CALCULANDO TEMPERATURAS : 1-2
430 B1(1,0) = K3 * B1(0,0) + K4 * B1(0,24) + K5 * B1(0,1
440 PRINT "T1 =" ; B1(1,22); "T2=" ; B1(1,23) ; "TI=" ;
B1(0,24)
450 FOR N = 1 TO 9
460 B1(1,N) = K6 * (B1(0,N=1) + B1
470 NEXT N
480 B1(1,10) = K8 * B+(0,10) + K9 + K5 * B1(0,9)
490 B1(1,11) = K12 * B1(0,11) + K13 * B1(0,24) + K14 *
B1(0,12)
500 FOR N = 12 TO 20
510 B1(1,N) = K15 * (B1(0,N=1) + B1(0,N-1)) + K16 *
B1(0,N)
520 NEXT N
530 B1(1,21) = K17 * B1(0,21) + K18 + K14 * B1(0,20)
540 '...CALCULA T3 Y TPI
550 B1(0,38) = B1(1,23)
560 TI = B1(1,23) : TIV = 50
570 GOSUB 2810
580 CP2 = CPME : CP3 = CPME
590 FOR J = 1 TO 100 STEP 1
600 B1(1,37) = (B1(CP2/CP3) * B1(1,23) - (K21/CP3) *

```

```

(B1(0,38)-B1(0,26)
610 B1(0,38) = (B1(1,37) + B1(1,23))/2
620 TI = B1(1,137)
630 GOSUB 2810
640 (P3 = CPME
650 IF (B1(0,38)-TIV) < - 0.001 THEN 690
660 TIV = B1(0,38)
670 NEXT J
680 '...CALCULANDO TEMPERATURAS : 2-3
690 B1(1,26) = K3 * B1(0,26) + K4 * B1(0,38) + K5 * B1
(0,27)
700 PRINT "T3=" ; B1(1,37) ; "TI=" ; B1(0,38)
710 FOR N = 27 TO 35
720 B1(1,N) = K6 * (B1(0,N+1) + B1(0,N-1) + K7 * B1(0,N)
730 NEXT N
740 B1(1,36) = K8 * (B1(0,36) + K9 + k5 * B1(0,35)
750 '...CALCULANDO T4 Y TPI
760 B1(1,36) = B1(1,37) : TIV = 50
770 TI = B1(1,37)
780 GOSUB 2810
790 CP3 = CPME : CP4 = CPME
800 AE = (-0.0003) * (S-1)
810 B1(0,56) = 66.2 + (B1(0,58)-66.2) * (1-0..0704
EXP(AE))
820 FOR J = 1 TO 100 STEP 1
830 B1(1,57) = (CP3/CP4) * B1(1,37)-K24 * B1(0,58)/CP4 +
K25 * B1(0,56)/CP4 + K26 * B1(0,39)/CP4 + K27 *
B1(0.50)/CP4
840 B1(0,58) = (B1(1,57) + B1(1,37))/2
850 B1(0,56) = 66.2+(B1(0,58) - 66.2) * (1-0.7304 *
EXP(AE)
860 TI = B1(1,57)
870 GOSUB 2810
880 CP4 = CPME
890 IF (B1(0,58)-TIV) < - 0.001 THEN 930
900 TIV = B1(0,58)
910 NEXT J

```

```

920 '...CALCULANDO TEMPERATURAS : 3-4
930 B1(1,39) = K3 * B1(0,39) + K4 * B1(0,58) + K5 *
B1(0,40)
940 PRINT "TS =" ; B1(0,56) ; "T4 =" ; B1(1,57); "TI ="
; B1(0,58)
950 FOR N = 40 TO 48
960 B1(1,N) = K8 * B1(0,N+1) + B1(0,N-1) + KI7 * B1(0,N)
970 NEXT N
980 B1(1,49) = K8 * B1(0,49) + K9 + K5 * B1(0,48)
990 B1(1,50) = K30 * B1(0,50) + K31 * B1(0,58) + 2 *
B1(0,51)/3
1000 FOR N = 51 TO 54
1010 B1(1,N) = (B1(0,N+1) + B1(0,N) + B1(0,N-1))/3
1020 NEXT N
1030 B1(1,55) = (2 * B1(0,54) + B1(0,55))/3
1040 IF B1(1,57) < 66.2 THEN 3120
1050 '...CALCULANDO T5 Y TPI
1060 B1(0,71) = B1(1,57) : TI = B1(0,57)
1070 GOSUB 2810
1080 CP4 = CPME : CP5 = CPME : TIV = 50
1090 FOR J = 1 TO 100 STEP 1
1100 B1(1,70) = ((CP4/CP5) * B1(1,57) - (K21/CP5) *
(B1(0,71) - B1(0,59)))
1110 B1(0,70) = ((CP4/CP5) * B1(1,57))/2
1120 TI = B1(1,70)
1130 GOSUB 2810
1140 CP5 = CPME
1150 IF (B1(0,71) - TIV) < - 0.001 THEN 1190
1160 TIV = B1(0,71)
1170 NEXT J
1180 '...CALCULANDO TEMPERATURAS : 4-5
1190 B1(1,59) = K3 * B1(0,59) + K4 * B1(0,71) + K5 *
B1(0,60)
1200 PRINT "T5 =" ; B1(1,70) ; "TI =" ; B1(0,71)
1210 FOR N = 60 TO 68
1220 B1(1,N) = K6 * (B1(0,N+1) + B1(0,N-1) + K7 * B1(0,N)
1230 NEXT N

```

```

1240 B1(1,69) = K8 * B1(0,69) + K9 + K5 * B1(0,68)
1250 IF B1(1,70) < 66.2 THEN 3200
1260 '...CALCULANDO T6 Y TPI
270 B1(0,95) = B1(1,70) : TI - B1(1,70) ; TIV - 50
1280 GOSUB 2810
1290 CP5 - CPME CP6 = CPME
1300 FOR J =1 TO 100 STEP 1
1310 B1(1,94) = (CP5/CP6) * B1(1,70)-(K1/CP6) * B1(0,95)
+ (K2/CP6) * (14 * B1(0,72) + 221 * B1(0,83)
1320 B1(0,95) = (B1(1,70) + B1(1,94))/2
1330 TI = B1(1,94)
1340 GOSUB 2810
1350 CP6 = CPME
1360 IF (B1(0,95)-TIV) < - 0.001 THEN 1400
1370 TIV = B1(0,95)
1380 NEXT J
1390 '...CALCULANDO TEMPERATURAS: 5-6
1400 B1(1,72) = K3 * B1(0,72) + K4 * B1(0,95) + K5 *
B1(0,73)
1410 PRINT "T6="; B1(1,94); "TI="; B1(0,95)
1420 FOR N = 73 TO 81
1430 B1(1,N) = K6 * (B1(0,N+1) + B1(0,N-1)) + K7 *
B1(0,N)
1440 NEXT N
1450 B1(1,82) = K8 * B1(0,82) + K9 + K5 * B1(0,81)
1460 B1(1,83) = K12 * B1(0,83) + K13 * B1(0,95) + K14 *
B1(0,84)
1470 FOR N = 84 TO 92
1480 B1(1,N) = K15 * (B1(0,N+1) + B1(0,N-1)) + K16 *
B1(0,N)
1490 NEXT N
1500 B1(1,93) = K17 * B1(0,93) + K18 + K14 * B1(0,92)
1510 FOR N = 0 TO 95
1520 B2(N) = B1(0,N)
1530 NEXT N
1540 FOR N = 0 TO 95
1550 B1(0,N) = B1(1,N)

```

```

1560 NEXT N
1570 S = S + 1
1580 NEXT J1
1590 '...CALCULANDO ENERGIA INTERNA, CALOR POR
CONVECCION: 1-2
1600 B(I,12) = K11 * (B1(O,0) - B2(O))/2
1610 K = 2
1620 FOR N = 13 TO 16
1630 B(I,N) = K11 * (B1(O,K) - B2(K))
1640 K = K+2
1650 NEXT N
1660 B(I,17) = K11 * (B1(O,10) - B2(10))/2
1670 B(I,18) = K20 * (B1(O,11) - B2(11))/2
1680 K = 13
1690 FOR N=19 TO 22
1700 B(I,N) = K20 * (B1(O,K)-B2(K))
1710 K = K+2
1720 NEXT N
1730 B(I,23) = K20 * (B1(O,21) - B2(21))/2
1740 B(I-1,27) = K10 * (B2(24) - B2(O))
1750 B(I-1,28) = K19 * (B2(24) - B2(11))
1760 '...CALCULANDO ENERGIA INTERNA, CALOR POR
CONVECCION: 2-3
1770 B(I,36) = K23 * (B1(O,26)-B2(26))/2
1780 K = 27
1790 FOR N = 37 TO 41
1800 B(I,N) = K23 * (B1(O,K)-B2(K))
1810 K=K+2
1820 NEXT N
1830 B(I,42) = K23 * (B1(O,36)-B2(36))/2
1840 B(I-1,45) = K22 * (B2(38)-B2(26))
1850 '...CALCULANDO ENERGIA INTERNA, CALOR POR
CONVECCION: 3-4
1860 B(I,58) = K29 * (B1(O,39)-B2(39))/2
1870 K = 40
1880 FOR N = 59 TO 63
1890 B(I,N) = K29 * (B1(O,K)-B2(K))

```

```

1900 K = K+2
1910 NEXT N
1920 B(I,64) = K29 * (B1(0,49)-B2(49))/2
1930 B(I,65) = K33 * (B1(0,50)-B2(50))/2
1940 K = 51
1950 FOR N =66 TO 69
1960 B(I,N) = K33 * (B1(0,K)-B2(K))
1970 K = K+1
1980 NEXT N
1990 B(I,70) = K33 * (B1(0,55)-B2(55))/2
2000 B(I-1,74) = K28 * (B2(58)-B2(39))
2010 B(I-1,75) = K32 * (B2(58)-B2(50))
2020 B(I-1,76) = K34 * (B2(58)-B2(56))
2030 '...CALCULANDO ENERGIA INTERNA,CALOR POR CONVECCION:
4-5
2040 B(I,83) = K23 * (B1(0,59)-B2(59))/2
2050 K = 60
2060 FOR N = 84 TO 88
2070 B(I,N) = K23 * (B1(0,K)-B2(K))
2080 K = K+2
2090 NEXT N
2100 B(I,89) = K23 * (B1(0,69)-B2(69))/2
2110 B(I-1,92) = K22 * (B2(71)-B2(59))
2120 '...CALCULANDO ENERGIA INTERNA, CALOR CONVECCION: 5-
6
2130 B(I,105) = K11 * (B1(0,72)-B2(72))/2
2140 K = 73
2150 FOR N = 106 TO 110
2160 B(I,N) = K11 * (B1(0,K)-B2(K))
2170 K = K+2
2180 NEXT N
2190 B(I,111) = K11 * (B1(0,82)-B2(82))/2
2200 B(I,112) = K20 * (B1(0,83)-B2(83))/2
2210 K = 84
2220 FOR N = 113 TO 117
2230 B(I,N) = K20 * (B1(0,K)-B2(K))
2240 K = K+2

```

```

2250 NEXT N
2260 B(I,118) - K20 * (B1(0,93)-B2(93))/2
2270 B(I-1,121) - K10 * (B2(95)-B2(72))
2280 B(I-1,122) - K19 * (B2(95)-B2(83))
2290 '...ALMACENANDO TEMPERATURAS
2300 K - 0
2310 FOR N - 0 TO 5
2320 B(I,N) - B1(0,K)
2330 K - K+2
2340 NEXT N
2350 K - 11
2360 FOR N =6 TO 11
2370 B(I,N) - B1(0,K)
2380 K - K+2
2390 NEXT N
2400 B(I,24) - B1(0,22): B(I,25) - B1(0,23): B(I-1,26) -
B2(24)
2410 SUM - S-1: B(I,29) - SUM
2420 K - 26
2430 FOR N - 30 TO 35
2440 B(I,N) - B1(0,K)
2450 K - K+2
2460 NEXT N
2470 B(I,43) - B1(0,37):B(I-1,44) - B2(38)
2480 K - 39
2490 FOR N = 46 TO 51
2500 B(I,N) - B1(0,K)
2510 K - K+2
2520 NEXT N
2530 B(I,119) - B1(0,94): B(I-1,120) - B2(95)
2540 K = 50
2550 FOR N = 52 TO 57
2560 B(I,N) = B1(0,K)
2570 K = K+1
2580 NEXT N
2590 B(I-1,71) - B2(56): B(I,72) - B1(0,57): B(I-1,73) -
B2(58)

```

```
2600 K = 59
2610 FOR N = 77 TO 82
2620 B(I,N) = B1(O,K)
2630 K = K+2
2640 NEXT N
2650 B(I,90) = B1(O,70): B(I-1,91) =B2(71)
2660 K = 72
2670 FOR N = 93 TO 98
2680 B(I,N) = B1(O,K)
2690 K = K+2
2700 NEXT N
2710 K = 83
2720 FOR N = 99 TO 104
2730 B(I,N) = B1(O,K)
2740 K = K+2
2750 NEXT N
2760 TI = B1(O,94)
2770 GOSUB 2960
2780 PRINT "I="; I; "S="; S
2790 NEXT I
2800 GO TO 3250
2810 OPEN "I", #2, ;"CALORESP.AV"
2820 IF TI = 0 THEN 2940
2830 IF EOF(2) THEN 2940
2840 INPUT #2, TF, CPME
2850 IF TI = TF THEN 2940
2860 IF TI > TF THEN 2880
2870 IF TI < TF THEN 2910
2880 A1CTF = TF
2890 A1CPA = CPME
2900 GOTO 2830
2910 A2CTF = TF
2920 A2CPA = CPME
2930 CPME = A1CPA + ((A2CPA-A1CPA)/(A2CTF-A1CTF)) * (TI-
A1CTF)
2940 CLOSE #2
2950 RETURN
```

```
2960 OPEN "I", #2, "TEMP.07"
2970 IF TI = 0 THEN 3090
2980 IF EOF (2) THEN 3090
2990 INPUT #2, T6, T1, Q1
3000 IF TI - T6 THEN 3090
3010 IF TI > T6 THEN 3030
3020 IF TI < T6 THEN 3060
3030 A1T6 = T6
3040 A1T1 = T1
3050 GOTO 2980
3060 A2T6 = T6
3070 A2T1 = T1
3080 T1 = A1T1 + ((A2T1-A1T1)/(A2T6-A1T6)) * (TI-A1T6)
3090 CLOSE #2
3100 RETURN
3110 '...RUTINA ALMACENA TEMPERATURA 4-5, 4-6
3120 FOR N = 59 TO 69
3130 B1(1,N) = 66.2
3140 NEXT N
3150 FOR N = 72 TO 93
3160 B1(1,N) = 66.2
3170 NEXT N
3180 GOTO 1510
3190 '...RUTINA ALMACENA TEMPERATURA 5-6
3200 FOR N = 72 TO 93
3210 B1(1,N) = 66.2
3220 NEXT N
3230 GOTO 1510
3190 '... RUTINA ALMACENA TEMPERATURA 5-6
3200 FOR N = 72 TO 93
3210 B1(1,N) = 66.2
3220 NEXT N
3230 GOTO 1510
3240 '...RUTINAS DE IMPRESION
DESDE 3250 HASTA 3870 NEXT N
3880 END
```

4.4.3 Tablas resumen de simulación y selección del intercambiador.

En la práctica la cámara de secado alcanza la temperatura de proceso durante el calentamiento entre 3.0 y 4.5 horas de funcionamiento en estado inestable, entendiéndose como temperatura de proceso la máxima temperatura promedio inicial de acuerdo al programa de secado la cual es la temperatura promedio entre las secciones 3-3' y 4-4', la simulación efectuada para el proceso de calentamiento funcionando cada uno de los ocho intercambiadores proporcionó resultados extensos, no sería práctico mostrar todo. Entonces, para tomar una idea clara confeccionamos tablas a la 500va, 600va, 680va y 760va, iteración, que en tiempos de calentamiento significa 2hr 57min, 3hr 32min, 4hr y 4hr 29min respectivamente; de las temperaturas en las diversas secciones, temperatura promedio entre las secciones y temperatura en la superficie de la madera los que se detallan en las siguientes páginas.

De acuerdo a los programas de secado seleccionados, como base para un secador convencional mostrados en el capítulo 2, realizamos una tabla resumen, de temperatura máxima promedio inicial de secado

TEMPERATURA DE INICIO DE SECADO

ESPECIE	ESPESOR (pulg)	TEMPERATURA (°F)
Cedro	1 - 1 ½	135
romerillo	1 - 1 ½	135
cumala	1	125
caoba	1 ½	120
roble	1 - 1 ½	105

Temperaturas las 2 horas 57 minutos de calentamiento												
No. inter	T ₁ °F	T ₂ °F	T ₃ °F	T ₄ °F	T ₅ °F	T ₆ °F	T ₇ °F	T ₈ °F	T ₉ °F	T ₁₀ °F	T ₁₁ °F	T ₁₂ °F
01	87.64	87.55	87.46	87.40	87.33	82.64	77.95	79.07	77.91	77.86	77.82	77.77
02	93.96	93.84	93.72	93.64	93.56	87.48	81.39	82.87	81.34	81.28	81.22	81.16
03	100.61	100.47	100.33	100.23	100.13	92.67	85.20	86.95	85.13	85.06	85.00	84.33
04	112.11	112.10	111.91	111.79	111.66	101.43	91.20	93.96	91.11	91.02	90.94	90.85
05	112.11	111.93	111.74	111.62	111.49	101.25	91.00	93.90	93.90	90.83	90.75	90.66
06	127.31	127.09	126.86	126.71	126.55	112.85	99.14	103.07	103.07	98.91	98.80	98.68
07	134.35	134.11	133.86	133.70	133.53	118.11	102.68	107.28	102.56	102.43	102.30	102.17
08	141.96	141.71	141.45	141.28	141.10	123.98	106.86	112.24	106.73	106.59	106.45	106.31

Temperaturas las 3 horas 32 minutos de calentamiento

No. inter	T ₁ °F	T ₁₀₀ °F	T ₂ °F	T ₁₀₀ °F	T ₃ °F	T ₁₀₀ °F	T ₄ °F	T ₁₀ °F	T ₁₀₀ °F	T ₅ °F	T ₁₀₀ °F	T ₆ °F
01	89.99	89.89	89.79	89.73	89.67	85.01	80.34	81.46	80.29	80.24	80.19	80.14
02	96.99	96.87	96.74	99.66	96.58	90.53	84.48	85.96	84.42	84.36	84.29	84.22
03	104.36	104.21	104.06	103.96	103.85	96.43	89.01	90.78	88.94	88.86	88.79	88.71
04	117.29	117.10	116.90	116.77	116.64	106.49	96.34	91.08	96.25	96.15	96.05	95.95
05	117.04	116.85	116.66	116.53	116.40	106.24	96.07	98.94	95.97	95.87	95.78	95.68
06	133.78	133.75	133.31	133.16	133.00	119.42	105.83	109.81	105.71	105.58	105.45	105.32
07	141.31	141.07	140.82	140.66	140.49	125.19	109.89	114.68	109.76	109.62	109.48	109.34
08	149.33	149.08	148.82	148.65	148.48	131.52	114.56	120.35	114.42	114.27	114.12	113.57

Temperaturas las 4 horas 00 minutos de calentamiento												
No. inter	T ₁ °F	T ₂ °F	T ₃ °F	T ₄ °F	T ₅ °F	T ₆ °F	T ₇ °F	T ₈ °F	T ₉ °F	T ₁₀ °F	T ₁₁ °F	T ₁₂ °F
01	91.86	91.76	91.59	91.52	86.88	82.23	83.36	82.18	82.13	82.08	82.02	
02	99.40	99.27	99.06	98.97	92.95	86.93	88.41	86.87	86.80	86.73	86.65	
03	107.34	107.18	106.92	106.81	99.44	92.06	93.82	91.98	91.90	91.82	91.74	
04	121.25	121.06	120.73	120.59	110.51	100.42	103.15	100.32	100.21	100.11	100.00	
05	120.94	120.75	120.42	120.29	110.19	100.08	102.44	99.98	99.87	99.77	99.66	
06	138.71	138.48	138.10	137.94	124.34	110.94	115.06	110.81	110.67	110.54	110.40	
07	146.53	146.29	145.88	145.92	130.53	145.33	120.38	115.19	115.04	114.90	114.75	
08	154.73	154.48	154.04	153.89	137.09	120.20	126.47	120.50	119.90	119.75	119.59	

Temperaturas las 4 horas 29 minutos de calentamiento												
No. inter	T ₁ °F	T _∞ °F	T ₂ °F	T _∞ °F	T ₃ °F	T _∞ °F	T ₄ °F	T ₀ °F	T _∞ °F	T ₅ °F	T _∞ °F	T ₆ °F
01	93.72	93.62	93.51	93.44	93.37	88.75	84.12	85.24	84.33	84.01	83.95	83.88
02	101.79	101.66	101.52	101.43	101.34	95.35	89.36	90.85	89.29	89.22	89.14	99.06
03	110.32	110.16	110.00	109.89	109.72	102.44	95.10	96.84	95.02	94.93	94.85	94.76
04	125.17	124.97	124.77	124.64	124.51	114.48	104.45	107.18	104.34	104.22	104.11	104.00
05	124.80	124.60	124.40	124.27	124.13	114.09	104.05	106.91	103.94	103.82	103.71	103.60
06	143.44	143.21	142.97	142.82	142.66	129.25	115.84	120.16	115.70	115.56	115.42	115.28
07	151.42	151.18	150.94	150.78	150.61	135.52	120.42	125.82	120.28	120.13	119.98	119.83
08	159.53	159.31	159.03	158.88	158.71	141.97	125.23	132.16	125.08	124.92	124.77	124.61

Comparando valores en las tablas anteriores, el intercambiador N° 7 alcanza la temperatura promedio de inicio para el secado a las 3.5 horas de funcionamiento en estado inestable para la especie cumala, este tiempo fue alcanzado en la práctica para secar cumala de 1" de espesor en la planta de Industrial Madera del Oriente S.A, así mismo entre 3.5 y 4.5 horas se alcanza la temperatura de inicio para el secado de las otras especies. Por lo tanto, seleccionamos este intercambiador, porque teóricamente y experimentalmente está demostrado que usando un intercambiador de la capacidad del seleccionado obtendremos economía, calidad y eficiencia en el proceso de secado; a continuación mostraremos la tabla de funcionamiento para el intercambiador seleccionado, en ella mostramos la temperatura de ingreso, temperatura de salida del aire, diferencia logarítmica de temperaturas, eficiencia de superficie aleteada, coeficiente global de transferencia de calor y caída de presión; los cálculos fueron ejecutados grado a grado para la temperatura de ingreso, se muestran cada 10 °F; luego mostramos las tablas del proceso de calentamiento de cámara y madera usando el intercambiador seleccionado; de la misma forma los valores son resultados parciales, para las temperaturas usamos incrementos de 40 iteraciones desde el instante cero, para la energía interna en pared, techo y madera desde la iteración 40, en tiempo 14 minutos 9.6 segundos.

Tabla de funcionamiento del intercambiador N° 7

T ₆ (°F)	T ₁ (°F)	DMTL (°F)	E	U _o BTU/ hr pie ² °F	D _p pulg H ₂ O
66	100.75	166.32	0.753	8.224	0.168
70	104.66	162.35	0.752	8.254	0.170
80	114.40	152.45	0.749	8.317	0.174
90	124.08	142.58	0.747	8.389	0.178
100	133.69	132.74	0.744	8.462	0.183
110	143.27	122.92	0.741	8.539	0.189
120	152.74	113.14	0.738	8.623	0.195
130	162.11	103.42	0.735	8.710	0.202
140	171.33	93.76	0.731	8.809	0.210
150	180.41	84.18	0.727	8.916	0.219
160	189.30	74.69	0.723	9.034	0.229
170	198.01	65.29	0.718	9.164	0.242
180	206.54	55.99	0.713	9.302	0.234
190	217.00	45.47	0.713	9.305	0.236
200	225.24	36.22	0.707	9.466	0.249
210	235.24	26.65	0.705	9.505	0.253
220	245.20	14.14	0.704	9.537	0.258

Simulación de calentamiento, distribución de temperatura
en la pared entre 1.1' y 2.2'

TP0 (°F)	TP2 (°F)	TP4 (°F)	TP6 (°F)	TP8 (°F)	TP10 (°F)
66.20	66.20	66.20	66.20	66.20	66.20
78.29	66.42	66.20	66.20	66.20	66.25
83.17	67.25	66.22	66.20	66.20	66.26
86.62	68.45	66.30	66.20	66.21	66.27
89.58	69.81	66.46	66.21	66.21	66.27
92.33	71.24	66.72	66.23	66.22	66.27
94.96	72.69	67.05	66.27	66.22	66.27
97.53	74.16	67.46	66.33	66.23	66.27
100.05	78.63	67.93	66.41	66.24	66.28
100.53	77.10	68.46	66.53	66.26	66.28
104.99	78.58	69.04	66.67	66.28	66.28
107.42	80.07	69.66	66.84	66.32	66.29
109.83	81.56	70.32	67.03	66.36	66.29
112.22	83.06	71.01	67.26	66.41	66.30
114.58	84.57	71.03	67.51	66.47	66.31
116.91	86.08	72.48	67.78	66.54	66.32
119.19	87.60	73.26	68.08	66.63	66.34
121.43	89.12	74.06	68.40	66.73	66.36
123.62	90.64	74.88	68.75	66.84	66.38
125.76	92.16	75.72	69.11	66.97	66.40
127.85	93.67	76.58	69.50	67.10	66.43
129.88	95.18	77.46	69.91	67.25	66.46
131.83	96.68	78.35	70.34	67.41	66.49
133.72	98.16	79.25	70.78	67.59	66.53
135.53	99.63	80.17	71.24	67.77	66.57

Simulación de calentamiento, distribución de temperatura
en el techo entre 1.1' y 2.2'

TT0 (°F)	TT2 (°F)	TT4 (°F)	TT6 (°F)	TT8 (°F)	TT10 (°F)
66.20	66.20	66.20	66.20	66.20	66.20
78.10	67.16	66.48	66.47	66.46	66.27
82.27	69.19	66.91	66.74	66.69	66.37
85.57	71.37	67.58	67.03	66.91	66.46
88.51	73.50	68.44	67.39	67.12	66.54
91.27	75.56	69.43	67.81	67.33	66.62
93.93	77.57	70.52	68.29	67.56	66.70
96.52	79.54	71.66	68.84	67.81	66.78
99.06	81.48	72.85	69.44	68.09	66.87
101.57	83.40	74.07	70.09	68.39	66.96
104.05	85.31	75.32	70.78	68.71	67.06
106.51	87.21	76.59	71.51	69.07	67.18
108.94	89.11	77.88	72.27	69.44	67.30
111.35	91.00	79.19	73.05	69.84	67.43
113.74	92.89	80.52	73.87	70.27	67.57
116.09	94.77	81.86	74.71	70.71	67.72
118.40	96.65	83.21	75.57	71.18	67.87
120.67	98.52	84.57	76.45	71.66	68.03
122.90	100.38	85.95	77.35	72.15	68.20
125.08	102.22	87.33	78.27	72.67	68.38
127.20	104.05	88.71	79.20	73.19	68.56
129.27	105.86	90.10	80.14	73.73	68.74
131.27	107.64	91.45	81.09	74.28	68.93
133.19	109.40	92.88	82.05	74.84	69.13
135.05	111.13	94.26	83.02	75.40	69.33

Simulación de calentamiento, incremento de energía interna y flujo de calor hacia la pared entre 1.1' y 2.2'

UP0 (BTU)	UP2 (BTU)	UP6 (BTU)	UP8 (BTU)	UP10 (BTU)	QW BTU/hr
0.230	0.008	0.000	0.000	0.001	7761.3
0.088	0.034	0.000	0.000	0.000	6828.8
0.061	0.049	0.000	0.000	0.000	6677.9
0.052	0.055	0.000	0.000	0.000	6699.6
0.047	0.058	0.001	0.000	0.000	6794.8
0.045	0.059	0.002	0.000	0.000	6932.4
0.044	0.059	0.002	0.000	0.000	7088.2
0.043	0.059	0.003	0.000	0.000	7255.0
0.042	0.059	0.005	0.001	0.000	7426.7
0.042	0.060	0.006	0.001	0.000	7599.2
0.041	0.060	0.007	0.001	0.000	7770.7
0.041	0.060	0.008	0.002	0.000	7938.4
0.041	0.060	0.009	0.002	0.000	7102.0
0.040	0.060	0.010	0.002	0.000	8257.5
0.040	0.061	0.011	0.003	0.000	8393.8
0.039	0.061	0.012	0.003	0.000	8520.3
0.038	0.061	0.013	0.004	0.000	8635.4
0.038	0.061	0.014	0.004	0.000	8738.4
0.037	0.061	0.015	0.005	0.000	8784.5
0.036	0.061	0.016	0.005	0.001	8902.7
0.035	0.061	0.016	0.006	0.001	8958.9
0.034	0.060	0.017	0.006	0.001	9000.3
0.033	0.060	0.018	0.007	0.001	9026.1
0.032	0.059	0.019	0.007	0.001	9038.7
0.030	0.058	0.019	0.008	0.001	9039.9

Simulación de calentamiento, incremento de energía interna y flujo de calor hacia el techo entre 1.1' y 2.2'

UTo (BTU)	UT2 (BTU)	UT6 (BTU)	UT8 (BTU)	UT10 (BTU)	QR BTU/hr
0.253	0.047	0.013	0.013	0.002	12251.0
0.090	0.101	0.013	0.011	0.002	11186.0
0.069	0.108	0.015	0.011	0.002	11035.1
0.061	0.105	0.017	0.010	0.002	11081.0
0.056	0.102	0.021	0.011	0.002	11224.1
0.054	0.099	0.024	0.011	0.002	11428.5
0.052	0.097	0.027	0.012	0.002	11660.2
0.051	0.096	0.030	0.013	0.002	11908.6
0.050	0.095	0.032	0.015	0.002	12164.3
0.050	0.094	0.034	0.016	0.003	12421.2
0.049	0.094	0.036	0.017	0.003	12676.4
0.049	0.093	0.037	0.019	0.003	12925.5
0.049	0.093	0.039	0.020	0.003	13167.8
0.048	0.093	0.040	0.021	0.003	13397.5
0.048	0.093	0.041	0.022	0.004	13596.7
0.047	0.092	0.042	0.023	0.004	13779.5
0.046	0.092	0.043	0.024	0.004	13943.4
0.045	0.091	0.044	0.024	0.004	14087.3
0.045	0.091	0.045	0.025	0.004	14208.0
0.044	0.090	0.046	0.026	0.004	14306.5
0.043	0.089	0.046	0.026	0.005	14374.0
0.041	0.088	0.047	0.027	0.005	14416.5
0.040	0.087	0.047	0.028	0.005	14432.9
0.039	0.085	0.048	0.028	0.005	14427.2
0.038	0.084	0.048	0.028	0.005	14402.0

Simulación de calentamiento, distribución de temperatura
en la pared entre 2.2' y 3.3'

TPo (°F)	TP2 (°F)	TP4 (°F)	TP6 (°F)	TP8 (°F)	TP10 (°F)
66.20	66.20	66.20	66.20	66.20	66.20
78.12	66.42	66.20	66.20	66.20	66.25
82.97	67.23	66.22	66.20	66.20	66.26
86.40	68.42	66.30	66.20	66.21	66.27
89.35	69.77	66.46	66.21	66.21	66.27
92.08	71.18	66.71	66.23	66.22	66.27
94.71	72.62	67.04	66.27	66.22	66.27
97.27	74.08	67.45	66.33	66.23	66.27
99.78	75.53	67.91	66.41	66.24	66.28
102.26	77.00	68.44	66.52	66.26	66.28
104.70	78.47	69.01	66.66	66.28	66.28
107.13	79.95	69.63	66.83	66.31	66.29
109.54	81.43	70.28	67.02	66.36	66.29
111.92	82.93	70.97	67.25	66.41	66.30
114.28	84.43	71.68	67.49	66.47	66.31
116.60	85.93	72.43	67.77	66.54	66.32
118.88	87.44	73.20	68.06	66.63	66.34
121.11	88.96	74.00	68.38	66.73	66.36
123.31	90.47	74.81	68.73	66.84	66.38
125.45	91.99	75.65	69.09	66.96	66.40
127.53	93.50	76.51	69.48	67.09	66.43
129.56	95.00	73.38	69.88	67.24	66.46
131.51	96.49	78.27	70.30	67.40	66.49
133.40	97.98	79.17	70.74	67.57	66.53
135.21	99.44	80.08	71.20	67.76	66.57
136.95	100.89	81.00	71.68	67.95	66.61

Simulación de calentamiento, incremento de energía interna y flujo de calor hacia la pared entre 2.2' y 3.3'

UP0 (BTU)	UP3 (BTU)	UP5 (BTU)	UP7 (BTU)	UP10 (BTU)	QW BTU/hr
0.571	0.001	0.000	0.000	0.002	19307.3
0.220	0.015	0.000	0.000	0.001	17024.7
0.153	0.035	0.001	0.000	0.000	16666.1
0.129	0.054	0.004	0.000	0.000	16732.9
0.119	0.068	0.008	0.001	0.000	16979.7
0.113	0.078	0.012	0.001	0.000	17331.9
0.110	0.085	0.017	0.002	0.000	17727.8
0.108	0.091	0.021	0.003	0.000	18151.9
0.106	0.095	0.026	0.004	0.000	18586.8
0.105	0.099	0.030	0.006	0.000	19024.8
0.104	0.102	0.034	0.008	0.008	19458.5
0.103	0.105	0.038	0.009	0.000	19884.7
0.102	0.107	0.041	0.011	0.000	20298.2
0.101	0.109	0.044	0.013	0.001	20693.2
0.100	0.111	0.047	0.015	0.001	21039.2
0.098	0.113	0.050	0.017	0.001	21359.9
0.097	0.115	0.053	0.019	0.001	21653.5
0.095	0.116	0.055	0.020	0.001	21915.3
0.093	0.118	0.058	0.022	0.001	22141.9
0.091	0.119	0.060	0.024	0.001	22333.5
0.088	0.119	0.062	0.026	0.002	22477.0
0.086	0.120	0.064	0.027	0.002	22583.2
0.083	0.120	0.066	0.029	0.002	22649.8
0.080	0.121	0.067	0.030	0.002	22683.0
0.077	0.120	0.069	0.032	0.002	22687.1

Simulación de calentamiento, distribución de temperatura
en la madera entre 3.3' y 4.4'

To (°F)	T1 (°F)	T2 (°F)	T3 (°F)	T4 (°F)	T5 (°F)
66.20	66.20	66.20	66.20	66.20	66.20
71.58	70.50	69.65	69.04	68.67	68.55
74.71	73.66	72.83	72.24	71.88	71.76
77.88	76.83	76.01	75.42	75.06	74.76
81.03	79.99	79.17	78.58	78.23	78.11
84.17	83.13	82.31	81.73	81.73	81.38
87.30	86.26	85.45	84.87	84.52	84.84
90.41	89.38	88.58	87.99	87.64	87.53
93.52	92.49	91.69	91.11	90.76	90.64
96.61	95.59	94.79	94.21	93.86	93.75
99.69	98.67	97.87	97.30	96.95	96.86
102.74	101.73	100.94	100.37	100.03	99.91
105.78	104.77	103.99	103.42	103.08	102.96
108.78	107.79	107.01	106.45	106.11	105.99
111.76	110.77	110.00	109.45	109.11	109.00
114.68	113.71	112.95	112.41	112.08	111.96
117.56	116.61	115.86	115.32	114.99	114.89
120.38	119.44	118.71	118.18	117.86	117.76
123.14	122.22	121.50	120.98	120.67	120.57
125.82	124.93	124.23	123.72	123.42	123.32
128.44	127.57	126.88	126.39	126.09	126.00
130.96	130.12	129.46	128.98	128.69	128.60
133.39	132.58	131.94	131.48	131.21	131.11
135.73	134.95	134.33	133.89	133.63	133.54
137.97	137.22	136.63	136.21	135.95	135.87
140.10	139.39	138.82	138.42	138.17	138.09

Simulación de calentamiento, distribución de temperatura
en la pared entre 3.3' y 4.4'

TP0 (°F)	TP2 (°F)	TP4 (°F)	TP6 (°F)	TP8 (°F)	TP10 (°F)
66.20	66.20	66.20	66.20	66.20	66.20
71.93	66.30	66.20	66.20	66.20	66.25
74.89	66.70	66.21	66.20	66.20	66.26
75.35	67.31	66.25	66.20	66.21	66.27
79.67	68.07	66.33	66.21	66.21	66.27
81.94	68.91	66.46	66.22	66.22	66.27
84.21	69.83	66.64	66.24	66.22	66.27
86.48	70.80	66.88	66.27	66.23	66.27
88.76	71.82	67.16	66.31	66.23	66.28
91.05	72.89	67.48	66.38	66.24	66.28
93.34	74.01	67.85	66.46	66.26	66.28
95.63	75.16	68.25	66.56	66.28	66.28
97.92	76.35	68.71	66.68	66.30	66.29
100.20	77.57	69.19	66.82	66.33	66.29
102.47	78.81	69.71	66.98	66.37	66.30
104.71	80.09	70.27	67.16	66.41	66.30
106.93	81.39	70.85	67.37	66.47	66.31
109.11	82.70	71.46	67.59	66.53	66.32
111.25	84.04	72.11	67.83	66.66	66.34
113.34	85.38	72.77	68.10	66.69	66.35
115.39	86.73	73.46	68.38	66.78	66.37
117.38	88.08	74.18	68.68	66.88	66.39
119.30	89.44	74.91	69.00	66.99	66.41
121.16	90.79	76.67	69.34	67.12	66.44
122.95	92.13	76.44	69.70	67.25	66.47
124.67	93.47	77.22	70.07	67.39	66.50

Simulación de calentamiento, incremento de energía interna y flujo de calor hacia la pared entre 3.3' y 4.4'

UPo (BTU)	UP1 (BTU)	UP3 (BTU)	UP5 (BTU)	UP7 (BTU)	QW BTU/hr
0.115	0.042	0.000	0.000	0.000	4104.3
0.057	0.063	0.003	0.000	0.000	4030.5
0.047	0.064	0.007	0.000	0.000	4262.5
0.044	0.064	0.012	0.001	0.000	4541.8
0.044	0.064	0.015	0.002	0.000	4835.2
0.043	0.065	0.019	0.003	0.000	5130.8
0.044	0.066	0.021	0.004	0.000	5419.2
0.044	0.067	0.024	0.005	0.001	5700.1
0.044	0.068	0.026	0.006	0.001	5971.3
0.044	0.069	0.028	0.008	0.001	6232.7
0.044	0.070	0.030	0.009	0.002	6483.7
0.044	0.071	0.032	0.010	0.002	6723.3
0.044	0.072	0.033	0.011	0.003	6951.9
0.044	0.072	0.035	0.012	0.003	7161.4
0.043	0.073	0.036	0.014	0.004	7350.5
0.043	0.073	0.037	0.015	0.004	7525.8
0.042	0.073	0.039	0.016	0.005	7685.0
0.042	0.073	0.040	0.017	0.006	7828.9
0.041	0.072	0.041	0.018	0.006	7955.3
0.040	0.072	0.041	0.019	0.007	8065.8
0.039	0.071	0.042	0.020	0.008	8150.9
0.038	0.070	0.042	0.021	0.008	8219.9
0.037	0.068	0.043	0.022	0.009	8272.3
0.035	0.087	0.044	0.022	0.009	8308.1
0.034	0.066	0.044	0.023	0.010	8329.6

Simulación de calentamiento, incremento de energía interna y
flujo de calor sobre la madera

U ₀ (BTU)	U ₁ (BTU)	U ₂ (BTU)	U ₃ (BTU)	U ₄ (BTU)	QM BTU/hr
0.026	0.053	0.051	0.047	0.044	801268.0
0.021	0.044	0.045	0.046	0.046	778256.1
0.021	0.044	0.045	0.045	0.046	774615.6
0.021	0.043	0.044	0.045	0.046	770840.4
0.021	0.043	0.044	0.045	0.045	767825.1
0.021	0.043	0.044	0.045	0.045	765486.5
0.021	0.043	0.044	0.045	0.045	762756.4
0.021	0.043	0.044	0.044	0.045	759859.9
0.021	0.043	0.044	0.044	0.045	756483.3
0.020	0.042	0.043	0.044	0.044	752648.4
0.020	0.042	0.043	0.044	0.044	748263.5
0.020	0.042	0.043	0.044	0.044	743119.0
0.020	0.041	0.043	0.043	0.043	737279.8
0.020	0.041	0.042	0.043	0.043	729269.5
0.019	0.041	0.042	0.042	0.043	718676.2
0.019	0.040	0.041	0.042	0.042	706864.1
0.019	0.039	0.040	0.041	0.041	693569.3
0.018	0.038	0.039	0.040	0.040	679014.2
0.018	0.037	0.039	0.039	0.040	662846.2
0.018	0.037	0.038	0.038	0.039	645435.0
0.017	0.035	0.036	0.037	0.037	625049.0
0.016	0.034	0.035	0.036	0.036	603427.0
0.016	0.033	0.034	0.035	0.035	580664.5
0.015	0.032	0.033	0.033	0.034	556877.6
0.015	0.030	0.031	0.032	0.032	532554.6

Simulación de calentamiento, distribución de temperatura
en la pared entre 4.4' y 5.5'

TP0 (°F)	TP2 (°F)	TP4 (°F)	TP6 (°F)	TP8 (°F)	TP10 (°F)
66.20	66.20	66.20	66.20	66.20	66.20
66.22	66.20	66.20	66.20	66.20	66.21
67.07	66.21	66.20	66.20	66.20	66.25
68.47	66.28	66.20	66.20	66.20	66.26
70.12	66.44	66.21	66.20	66.21	66.27
71.91	66.72	66.23	66.20	66.21	66.27
73.82	67.11	66.26	66.20	66.22	66.27
75.79	67.60	66.33	66.21	66.22	66.27
77.83	68.19	66.42	66.22	66.22	66.27
79.92	68.86	66.55	66.24	66.23	66.28
82.04	69.61	66.72	66.26	66.23	66.28
84.19	70.43	66.92	66.30	66.24	66.28
86.36	71.32	67.17	66.34	66.25	66.28
88.54	72.26	67.45	66.41	66.26	66.28
90.72	73.26	67.77	66.48	66.27	66.28
92.88	74.30	68.13	66.57	66.29	66.29
95.02	75.38	68.53	68.68	66.31	66.29
97.14	76.50	68.96	66.81	66.34	66.29
99.23	77.64	69.43	66.95	66.38	66.30
101.27	78.81	69.93	67.12	66.42	66.31
103.28	80.00	70.45	67.30	66.47	66.32
105.28	81.21	71.01	67.50	66.53	66.33
107.12	82.42	71.59	67.72	66.59	66.34
108.95	83.64	72.20	67.95	66.67	66.35
110.71	84.86	72.83	68.21	66.75	66.37
112.41	86.07	73.47	68.48	66.84	66.39

Simulación de calentamiento, incremento de energía interna y flujo de calor hacia la pared entre 4.4' y 5.5'

UPo (BTU)	UP1 (BTU)	UP3 (BTU)	UP7 (BTU)	UP9 (BTU)	QW BTU/hr
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	419.0
0.046	0.010	0.000	0.000	0.001	2526.3
0.073	0.037	0.001	0.000	0.001	4068.3
0.085	0.061	0.004	0.000	0.001	5377.5
0.093	0.081	0.008	0.000	0.001	6568.5
0.098	0.096	0.013	0.000	0.000	7660.7
0.102	0.109	0.019	0.000	0.000	8672.6
0.105	0.119	0.026	0.000	0.000	9618.8
0.107	0.128	0.032	0.001	0.000	10506.7
0.109	0.136	0.038	0.001	0.000	11343.0
0.110	0.142	0.044	0.001	0.000	12133.5
0.111	0.148	0.049	0.002	0.000	12873.6
0.112	0.152	0.055	0.003	0.000	13575.3
0.112	0.156	0.060	0.003	0.001	14201.4
0.111	0.159	0.065	0.004	0.001	14777.4
0.110	0.161	0.069	0.005	0.001	15312.1
0.109	0.163	0.073	0.006	0.001	15794.4
0.108	0.163	0.077	0.007	0.002	16234.2
0.106	0.163	0.080	0.009	0.002	16972.1
0.104	0.163	0.083	0.010	0.002	17244.3
0.099	0.160	0.086	0.011	0.003	17475.5
0.095	0.158	0.088	0.012	0.003	17665.1
0.092	0.155	0.000	0.015	0.004	17807.3
0.089	0.152	0.093	0.017	0.005	17909.5

Simulación de calentamiento, distribución de temperatura
en la pared entre 5.5' y 6.6'

TPo (°F)	TP2 (°F)	TP4 (°F)	TP6 (°F)	TP8 (°F)	TP10 (°F)
66.20	66.20	66.20	66.20	66.20	66.20
66.22	66.20	66.20	66.20	66.20	66.21
67.06	66.21	66.20	66.20	66.20	66.25
68.44	66.28	66.20	66.20	66.20	66.26
70.07	66.44	66.21	66.20	66.21	66.27
71.85	66.71	66.23	66.20	66.21	66.27
73.74	67.10	66.26	66.20	66.22	66.27
75.71	67.58	66.33	66.21	66.22	66.27
77.73	68.16	66.42	66.22	66.22	66.27
79.80	68.83	66.55	66.24	66.23	66.28
81.91	69.58	66.71	66.26	66.23	66.28
84.05	70.39	66.92	66.30	66.24	66.28
86.21	71.27	67.16	66.34	66.25	66.28
88.38	72.21	67.44	66.40	66.26	66.28
90.55	73.20	67.76	66.48	66.27	66.28
92.70	74.24	68.12	66.57	66.29	66.29
94.83	75.31	68.51	66.68	66.31	66.29
96.94	76.42	68.94	66.80	66.34	66.29
99.02	77.56	69.40	66.95	66.38	66.30
101.07	78.73	69.90	67.11	66.42	66.31
103.07	79.81	70.42	67.29	66.47	66.32
105.02	81.11	70.97	67.49	66.52	66.33
106.90	82.32	71.55	67.71	66.59	66.34
108.73	83.53	72.16	67.94	66.66	66.35
110.49	84.75	72.78	68.20	66.75	66.37
112.18	85.96	73.42	68.47	66.84	66.39

Simulación de calentamiento, distribución de temperatura
en el techo entre 5.5' y 6.6'

TT0 (°F)	TT2 (°F)	TT4 (°F)	TT6 (°F)	TT8 (°F)	TT10 (°F)
66.20	66.20	66.20	66.20	66.20	66.20
66.20	66.24	66.24	66.24	66.24	66.20
67.06	66.52	66.51	66.50	66.49	66.29
68.47	66.90	66.78	66.77	66.72	66.38
70.10	67.45	67.07	67.03	66.94	66.47
71.87	68.14	67.41	67.29	67.14	66.55
73.74	68.96	67.79	67.55	67.33	66.63
75.69	69.89	68.24	67.83	67.51	66.70
77.71	70.91	68.74	68.12	67.69	66.77
79.77	72.03	69.30	68.43	67.88	66.83
81.87	73.21	69.91	68.76	68.06	66.90
84.00	74.46	70.58	69.12	68.25	66.96
86.14	75.77	71.30	69.51	68.45	67.03
88.31	77.13	72.07	69.92	68.66	67.10
90.47	78.52	72.88	70.36	68.89	67.18
92.62	79.96	73.73	70.83	69.12	67.25
94.75	81.42	74.62	71.33	69.37	67.34
96.86	82.91	75.55	71.86	69.64	67.42
98.95	84.41	75.51	72.41	69.92	67.52
101.00	85.93	77.49	72.99	70.22	67.01
103.02	87.45	78.50	73.59	70.53	67.72
104.97	88.97	79.54	74.22	70.86	67.83
106.88	90.49	80.59	74.86	71.20	67.94
108.72	92.00	81.65	75.53	71.56	68.06
110.51	93.50	82.73	76.22	71.93	68.19
112.23	94.98	83.82	76.92	72.32	68.32

Simulación de calentamiento, incremento de energía interna y flujo de calor hacia el techo entre 5.5' y 6.6'

UT ₀ (BTU)	UT1 (BTU)	UT3 (BTU)	UT7 (BTU)	UT10 (BTU)	QR (BTU/hr)
0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	269.7
0.024	0.017	0.013	0.013	0.002	1548.1
0.036	0.034	0.014	0.013	0.002	2488.2
0.041	0.046	0.018	0.012	0.002	3300.3
0.044	0.055	0.022	0.012	0.002	4043.2
0.047	0.062	0.027	0.011	0.002	4726.9
0.049	0.068	0.031	0.011	0.002	5361.2
0.050	0.072	0.035	0.011	0.002	5955.2
0.052	0.076	0.039	0.012	0.002	6512.7
0.052	0.079	0.042	0.012	0.002	7038.1
0.053	0.082	0.045	0.013	0.002	7534.6
0.054	0.084	0.048	0.014	0.002	7998.2
0.054	0.086	0.051	0.015	0.002	8438.8
0.054	0.087	0.053	0.016	0.002	8832.6
0.054	0.088	0.055	0.017	0.002	9193.4
0.053	0.089	0.057	0.018	0.002	9527.8
0.053	0.089	0.058	0.019	0.002	9827.7
0.052	0.089	0.060	0.020	0.002	10099.9
0.052	0.089	0.061	0.021	0.002	10340.5
0.051	0.088	0.062	0.022	0.003	10552.9
0.050	0.087	0.063	0.023	0.003	10717.0
0.048	0.086	0.063	0.024	0.003	10853.3
0.047	0.084	0.063	0.025	0.003	10961.8
0.046	0.082	0.064	0.026	0.003	11039.0
0.044	0.008	0.063	0.026	0.003	11098.6

4.5 Caída de presión a través del circuito.

A partir del esquema de sección transversal de la cámara, consideramos dos tramos a través del circuito para el cálculo de la pérdida de presión; entre las secciones 1-1' a 3-3' y 4-4' a 6-6' la masa de aire húmedo circula por un ducto rectangular cuya superficie es enlucido de cemento, siendo las pérdidas por cambio de dirección y fricción; entre los tramos 3-3' y 4-4' el aire pasa por la pila de madera produciéndose pérdida de presión por contracción, expansión y fricción. Además, consideraremos la pérdida de presión a través del intercambiador que fue evaluado durante la simulación del mismo.

Las variables y parámetros involucrados son los siguientes.

- A ; ancho del ducto entre 1-1' y 3-3', 32 pies.
- A_1 ; ancho de la sección de flujo a través de la madera, 1.875 pies.
- A_p ; área de flujo promedio entre 1-1' y 3-3', 8 pie²
- D_f ; diámetro equivalente entre 1-1' y 3-3', 8.79 pies.
- D_e ; diámetro equivalente entre 3-3' y 4-4', 0.289 pies.
- ΔP_1 ; pérdida de presión de 1-1' a 3-3' y 4-4' a 6-6', pulg H₂O.
- ΔP_2 ; pérdida de presión de 3-3' a 4-4', pulg H₂O.
- ΔP_3 ; Pérdida de presión de máxima a través del intercambiador, 0.202 pulg H₂O.
- f_1 ; factor de fricción considerando madera aserrada según BIEL, 0.04
- f_s ; factor de fricción consideando enlucido de cemento.
- g ; aceleración de la gravedad, 322.17 pies/seg².
- H_1 · Altura de la sección de flujo entre 3-3' y 4-4', 0.75/12 pies.
- H · Altura promedio de la sección entre 1-1' y 3-3', 2.75 pies
- K_1 ; factor por cambio de dirección entre 1-1' y 3-3'

- K_2 ; factor de contracción o expansión entre 3-3' y 4-4'
 L ; longitud entre las secciones 1-1' y 3-3', 4-4' y 6-6',
 31.7 pies
 L_1 longitud de peso entre 3-3' y 4-4', 8 pies.
 m_1 ; flujo de masa entre 3-3' y 4-4, lb/hr.
 ; peso específico del aire a 75% HR y 180°F, 0.0531
 lb/pie³.
 V ; velocidad promedio del aire entre 1-1' y 3-3',
 pies/seg.
 V_1 ; velocidad promedio del aire entre 3-3' y 4-4',
 pies/seg.
 Q ; caudal total que circula a condiciones normales,
 pies³/min.

Pérdida de presión de 1-1' a 3-3' y 4-4' a 6-6'.

Los factores que influyen en la caída de presión en un fluido circulando por un ducto o tuberías son; forma de sección, condición de superficie, viscosidad, densidad, temperatura, presión de fluido, transferencia de calor hacia o desde el fluido y tipo de flujo en lo posible estas variables son relacionadas de manera simple; la pérdida por fricción es determinada a partir del factor de fricción que involucra tipo de flujo, forma de sección, y condición de superficie, particularmente para cámaras de secado de mampostería con superficie enlucida de cemento u hormigón fue estudiado por BIEL, que graficó el caudal a condiciones normales contra el factor de fricción, mostrado a continuación.

FACTOR DE FRICCIÓN VS. CAUDAL

Q pie ³ / min	Costra de laminación ε = 1 mm	Hormigón ε = 0.5mm	Enlucido ε = 0.1 mm
5,889.3	0.0158	0.0198	0.0235
11,778.6	0.0150	0.0185	0.0215
17,667.8	0.0142	0.0174	0.0205
23,557.1	0.0139	0.0170	0.0199
29,446.4	0.0135	0.0165	0.0193
35,335.7	0.0133	0.0163	0.0189
41,225.0	0.0131	0.0160	0.0184
47,114.3	0.0130	0.0158	0.0181
53,003.5	0.0128	0.0155	0.0180
58,892.8	0.0127	0.0154	0.0178
88,339.2	0.0123	0.0148	0.0170

La relación para calcular la caída de presión por fricción, involucra la presión dinámica porque el fenómeno ocurre por efecto de la velocidad de circulación el fluido, en ductos de sección rectangular se producen mayores pérdidas comparado con un ducto de sección circular de la misma área y longitud, si las pérdidas son iguales para el ducto circular y rectangular, las expresiones fundamentales para el cálculo de caída de presión son iguales, HUEBSCHER desarrolla una expresión para el diámetro equivalente de acuerdo a las consideraciones anteriores, siendo las relaciones.

$$D_f = 130 \frac{(A \times H)^{0.625}}{(A + H)^{0.250}} \quad (138)$$

$$\Delta P_1 = \left(2K_1 + f_s \frac{L}{D_f} \right) \frac{\gamma}{2g} \times V^2 \quad (139)$$

Dimensiones y parámetros.

Altura promedio de sección de flujo entre 1-1' y 3-3', de acuerdo al intercambiador seleccionado y el espacio entre pila y pared.

$$H = \frac{3 + 2.5}{2} = 2.75 \text{ pies.}$$

Area promedio de flujo entre 1-1' y 3-3'

$$A_p = 32 \times 2.75 = 88 \text{ pie}^2$$

Diámetro equivalente entre 1-1' y 3-3'

$$D_f = 1.30 \times \frac{(32 \times 2.75)^{0.625}}{(32 + 2.75)^{0.250}}$$

$$D_f = 8.79 \text{ pies.}$$

Velocidad promedio del aire 1-1' y 3-3'

La mayor pérdida por fricción se obtiene cuando se alcanza la máxima velocidad y ello ocurre a mayor flujo de masa y máxima temperatura por esto, el ventilador debe garantizar esta condición de operación. La densidad del aire a 180 °F y 75% HR de humedad relativa es 0.0531 lb/pie³.

$$V = \frac{m_a}{A_p} = \frac{188,820 \text{ lb/hr}}{0.0531 \text{ lb/pie}^3 \times 88 \text{ pie}^2}$$

$$V = 673.47 \text{ pies/min}$$

Caudal que circula por el ducto.

$$Q = VA_p = 673.47 \times 88 \text{ pie}^3/\text{min}$$

$$Q = 59,265.4 \text{ pie}^3/\text{min}$$

Factor de fricción considerando enlucido de cemento, de acuerdo al caudal calculado y la tabla líneas arriba, es 0.01779.

Factor por cambio de dirección entre 1-1' y 3-3', estimado en 1.5 por cambio, en el tramo existen dos cambios.

Longitud entre las secciones 1-1' y 3-3', 4-4' y 6-6'.

Entre 1-1' y 3-3' : $9.1 + 1.5 + 4 + 1.25 = 15.85$ pies

Entre 4-4' y 6-6' : 15.85 pies.

Pérdida de presión.

$$\Delta P_1 = \left[2 \times 1.5 + 0.01779 \times \frac{31.7}{8.79} \right] \times \frac{0.0531}{2 \times 32.17} \times \left[\frac{673.47}{60} \right]^2$$

$$\Delta P_1 = 0.319 \text{ lb/pie}^2 \quad \text{ó} \quad 0.061 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

Pérdida de presión de 3-3' a 4-4'.

La pérdida de presión en este tramo es por fricción, contracción y expansión, la relación de cálculo es.

$$\Delta P_2 = (K_2 + f_1 \frac{L_1}{D_1}) \frac{\gamma}{2g} \cdot V_1^2 \quad \dots \dots \dots (140)$$

Diámetro equivalente entre 3-3' y 4-4'.

$$D_1 = 1.30 \times \frac{(1.875 \times 0.75/12)^{0.625}}{(1.875 + 0.75/12)^{0.250}}$$

$$D_1 = 0.289 \text{ pies}$$

Flujo de masa entre 3-3' y 4-4', por cada conducto.

$$m_1 = \frac{141,750}{56 \times 16} = 158.2 \text{ lb/hr.}$$

Velocidad promedio máxima entre 3-3' y 4-4'

$$V_1 = \frac{158.2 \text{ lb/hr}}{0.0531 \text{ lb/pie}^3 \times 1.875 \times 0.75/12 \text{ pie}^2}$$

$$V_1 = 423.7 \text{ pies/min}$$

El factor de contracción y ensanchamiento de acuerdo a CRANE Co. para contracción brusca 0.5 y ensanchamiento brusco 1.0 y la pérdida de presión entre 3-3' y 4-4'.

$$\Delta P_2 = (1.5 + 0.04 \times \frac{8}{0.289}) \times \frac{0.0531}{2 \times 32.17} \times \left(\frac{423.7}{60} \right)^2$$

$$\Delta P_2 = 0.107 \text{ lb/pie}^2 \quad \text{ó} \quad 0.021 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

. Pérdida de presión total en el circuito.

Es la pérdida compuesta por la caída en el tramo 1-1' a 3-3' y 4-4' a 6-6'; tramo 3-3' a 4-4' y la caída de presión a través del intercambiador. La pérdida en el intercambiador se toma 200°F de temperatura a la salida, si queremos alcanzar 180°F de temperatura promedio entre las secciones 3-3' a 4-4'; de acuerdo a la simulación del intercambiador seleccionado esta pérdida es 0.202 pulg H₂O. Entonces, la pérdida total del circuito .

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 \quad (141)$$

$$\Delta P = 0.061 + 0.021 + 0.202$$

$$\Delta P = 0.284 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

4.6 Selección de los ventiladores.

Los requerimientos de gran caudal, presión baja, tipo de ducto y simplicidad para ubicar los ventiladores por la dirección del flujo en el circuito, inducen al uso de ventiladores axiales de hélice. Los ventiladores deben estar ubicados delante del intercambiador sobre el eje de la cámara, la máxima temperatura de operación es 180°F y 90% de humedad relativa a estas condiciones el motor seleccionado será uno especial, la transmisión más eficiente y práctica es por acoplamiento directo, debido al gran caudal, presión baja y tipo de ducto ubicaremos varios ventiladores en paralelo montado sobre paneles cuadrados funcionando a la misma capacidad y presión estática repartiéndose el caudal total entre el número de ventiladores, las condiciones y variables para la selección se listan a continuación.

ρ_1 ; densidad del aire a través del ventilador a condiciones normales, 0.0750 lb/pie³

ρ_2 ; densidad del aire a través del ventilador a 180°F de operación, 0.0531 lb/pie³

HR ; humedad relativa promedio, 75%.

P ; presión estática corregida a 180°F, pulgadas agua.

Q ; Caudal máximo que circula por la cámara, 59265 pie³/min.

W ; potencia corregida a 180°F, HP

T ; temperatura máxima de operación, 180°F.

. Caudal máximo que circula por la cámara.

Este se produce a la máxima temperatura de operación de 180°F y la densidad a esta condición es 0.0531 lb/pie³, el flujo de masa máximo es 3147 lb/min.

$$Q = \frac{3147 \text{ lb/min}}{0.0531 \text{ lb/pie}^3}$$

$$Q = 59,265 \text{ pie}^3/\text{min}$$

. Presión estática máxima.

De acuerdo a lo determinado en la sección anterior, la resistencia del sistema es 0.284 pulg de agua.

. Tipo de transmisión de potencia.

La transmisión por faja con motor interno se debe descartar debido a la humedad excesiva y temperatura elevada, así mismo la extensión del eje fuera de la cámara para accionar el ventilador no es factible porque implica ampliar la longitud del eje aproximadamente 8 pies, entonces la transmisión motor ventilador será por acoplamiento directo con motor montado sobre el panel del ventilador.

. Disposición de los ventiladores.

Los ventiladores se ubicarán en paralelo y el número es función de la economía de explotación, eficiencia del sistema motor ventilador, distribución

uniforme el aire sobre el intercambiador y la pila de madera; estos factores se consideran en la selección de los ventiladores.

. Ruido producido por los ventiladores.

Este factor no es determinante porque la cámara trabaja herméticamente.

. Consideración de funcionamiento.

El ventilador trabajará a presión del sistema variable por tanto la capacidad variable durante el proceso de calentamiento. La resistencia del sistema aumenta progresivamente lo cual implica disminución del caudal llegando a estabilizarse durante el proceso de secado, a estas condiciones el consumo de potencia aumenta por la característica de funcionamiento de un ventilador axial de hélice; al inicio del proceso se tendrá resistencia mínima y máximo caudal y al final resistencia máxima y caudal nominal de selección a 180°F y eficiencia máxima de funcionamiento porque la cámara mantiene temperaturas próximas a 180°F durante todo el proceso de secado.

Las características de funcionamiento con rendimientos óptimos respecto a la presión estática están entre 50% y 80%, la presión estática, caudal y potencia al freno son mostrados a condiciones normales de 70 °F y 760 mm Hg por el fabricante, siendo la densidad 0.075 lb/pie³, estas características fueron corregidas a la temperatura de 180°F y 0.0531 lb/pie³ de densidad, de acuerdo a una ley para ventiladores cuyo enunciado dice "a velocidad y capacidad constantes, la presión y potencia son inversamente proporcionales a la masa específica del aire", usando ésta ley para la presión estática de catálogo cuyo valor es 1/8 pulgadas de agua, la presión corregida por temperatura es.

$$p = 0.125 \times \frac{0.0531}{0.0750}$$

$$p = 0.089 \text{ pulg de agua}$$

Para la potencia al freno de 1.582 HP la potencia corregida por temperatura a 180°F es.

$$W = 1.582 \times \frac{0.0531}{0.0750}$$

$$W = 1.12 \text{ HP.}$$

De acuerdo a las consideraciones anteriores formamos la tabla siguiente; para rendimiento de ventiladores axiales de hélice teniendo en cuenta el caudal de selección y presión de operación

La tabla de rango de operación de ventiladores para rendimiento máximo; se construyó considerando la caída de presión del sistema dentro del intervalo de presión estática para máxima eficiencia del ventilador. A continuación realizamos un breve análisis de funcionamiento de cada ventilador para seleccionar uno; para la caída de presión del sistema de 0.284 pulgadas de agua, los modelos CD30-3N12-J y CD36-3N12-I funcionan a eficiencia máxima de 58% usando 8 ventilador en paralelo y consumiendo 8 HP aproximadamente; los modelos CD30-4C18-J y CD30-4D12-J funcionarían a 54% de eficiencia usando 6 ventiladores en paralelo consumiendo 9 HP; el modelo CD36-3D12-J funcionaría a 57% de eficiencia usando 5 ventiladores consumiendo 7.5 HP el modelo CD36-4C18-K funcionaría a 55% de eficiencia con 5 ventiladores consumiendo 10 HP; los otros se descartan por excesivo consumo de potencia o ineficientes para operarlos a la presión y caudal del sistema. La mejor selección será para el que consume menor potencia porque los costos de adquisición y eficiencia son aproximadamente los mismos, entonces la selección óptima es en base al costo de explotación por esto el modelo escogido es CD36-3D12-J que funciona a 57%

Tabla de rendimiento de Ventiladores												
Dimensión	Modelo	Descarga Libre	C a u d a l (pie3/min)									
			0.089	0.177	0.266	0.354	0.443	0.531	0.708	0.885	Presión estática (pulgadas de agua)	
30" Area de salida 4.91 pie2	CD30-3N12-I	12380	11390	10290	9080	7600	3620	2500				
	CD30-4C18-J	13690	12710	11630	10300	8350	6800	4000	1750			
	CD30-4O12-J	13970	13040	11850	10550	9000						
	CD30-6C18-K	14290	13600	12800	11850	10790	9550	8320	4600	2900		
	CD30-6C42-K	15560	14800	13970	13000	11920	10550					
	CD30-3D18-L	17810	17120	16400	15600	14750	13820	12800	10250			
	CD30-4D18-N	21540	20900	20250	19570	18850	18100	17300	15500	13200		
36" Area de salida 7.07 pie2	CD36-3N12-I	15620	13940	12170	9700	6050						
	CD36-2C18-I	15780	13520	10190	7700	3750						
	CD36-3D12-J	17230	15750	14150	11850	9500	6700	2300				
	CD36-4C18-K	18950	17350	15650	13810	11650	10100	7600	3950			
	CD36-4C18-L	20800	19700	18400	16980	15400	14200	12400	8600	5200		

de eficiencia con 5 ventiladores en paralelo, entregando 57,000 pie³/min y consumo de potencia 7.5 HP máximo. Las características de construcción de este ventilador son; sistema motor de ventilador de acoplamiento directo que se soporta en una estructura de acero cuya forma tabular está soldada a la base del motor y al panel del ventilador formando una estructura rígida evitando la vibración y turbulencia del aire al ingreso del ventilador mejorando la eficiencia del sistema; los álabes de aluminio extruido de sección variable minimizan pérdidas, evitan la corrosión, el motor totalmente cerrado con rodamientos internos de bolas trabaja a la temperatura máxima de operación, para evitar la corrosión de la carcasa panel y estructura de soporte se debe aplicar dos capas de revestimiento del sistema de protección anticorrosivo EYSEN HEISS 320 de PHILIPS INDUSTRIES Inc; las pruebas sobre ruido fueron de acuerdo al boletín 300 test Nº 2 y prueba de rendimiento en base al estándar 210 de AMCA; el ventilador seleccionado es de BAYLEY GROUP/LAU division de PHILIPS INDUSTRIES INC.

Rango de operación de ventiladores para eficiencia máxima									
Dimensión	Modelo	Rendimiento				B H P		RPM	MOTOR(HP)
		P(pulgH O)	Q(pie ³ /min)	P(pulgH O)	Q(pie/min)	Libre	Max		
30"	CD30-3N12-J	0.354	6300	0.266	8750	0.92	1.12	1140	1
		0.443	6750	0.310	8590	1.37	1.50	1752	1 1/2
4.91 pie ²	CD30-4D12-J	0.456	7000	0.310	9800	1.27	1.49	1140	1 1/2
	CD30-4D18-M	0.531	7780	0.310	12448	4.65	5.43	1725	5
36"	CD36-3N12-I	0.310	7700	0.222	10800	0.97	1.16	1140	1
	CD36-3D12-J	0.381	8615	0.244	12405	1.21	1.48	1140	1 1/2
7.07 pie ²	CD36-4C18-K	0.463	9475	0.293	13075	2.08	2.23	1725	2
	CD36-4C18-L	0.624	10400	0.336	15780	2.59	2.95	1725	3

CAPITULO V

5.0 Selección y disposición de accesorios y equipos de regulación.

5.1 Accesorios, corrosión y pintado de la cámara.

5.1.1 Vía y rieles para el carro porta madera.

La parte interior de la cámara debe tener una vía sobre la cual se desplaza el carro porta madera, debido a que el apilado y descarga de madera se realiza fuera de cámara, las vías deben prolongarse externamente para desplazar el carro hacia el exterior y realizar el apilado y descarga manualmente o mediante el monta carga; el carro porta madera se desplaza sobre rieles que a su vez están anclados sobre cimientos soportando el peso de la madera seca y contenido de agua, estos son los siguientes:

Peso de madera seca; 32,773.6 lb

Peso del agua que contiene la madera; 39,327.9 lb

Peso total del agua y madera; 72,101.5 lb

Peso por cada riel; 36,050.8 lb

Peso por pie lineal de riel o cimiento; 1,126.6 lb/pie.

Para la carga de 1,126.6 lb/pie es suficiente cimiento de 1 pie de ancho por 1 pie de profundidad este soporta cargas hasta de 1,500 lb/pie.

Rieles para el interior de la cámara, pueden usarse de acero o aluminio pero cada tipo tiene limitaciones; usar rieles de acero tiene la ventaja de tener mayor resistencia a la tracción, compresión y soldado mas fácil, la desventaja es que la corrosión es mayor. Los rieles de aluminio soportan bien la corrosión no pueden ser soldados fácilmente; menor resistencia a la tracción y compresión mayor costo; en conclusión usaremos rieles de acero cubierto con pintura anticorrosiva, la longitud de riel necesaria será:

Vía interna de dos rieles; 64 pies.

Vía externa de dos rieles; 64 pies.

Vía por apertura de puerta; 18 pies.

Longitud total necesaria de riel; 150 pies.

De acuerdo a la carga por pie lineal se emplea normalmente rieles de 10 lb/pie de peso; siendo la longitud comercial de cada riel de 30 pies, usaremos 5 rieles; el anclaje de riel al cimiento y otras dimensiones se detallará en el esquema respectivo del apéndice.

5.1.2 Cálculo del carro porta-madera.

Por el volumen de madera manipulado el apilado y descarga se realiza usando carros porta madera que estan sobre rieles, esto para minimizar el tiempo entre una carga y descarga del secador los carros son construidos con vigas de acero, ruedas de hierro maleable y ejes de acero, las vigas de soporte de madera generalmente estan soldados al chasis del carro, las dimensiones son de 8 pies de ancho por 8 pies de largo o 16 pies; si usamos 16 pies de largo será suficiente dos carros. A continuación calculamos las dimensiones de los perfiles de acero estructural, rodamientos y eje de rueda.

. Cálculo de los ejes de ruedas.

Determinado por el criterio de resistencia a la tensión máxima; considerando un extremo empotrado sobre la rueda y el otro en voladizo, el esfuerzo máximo de trabajo no deberá superar el esfuerzo límite o sea el esfuerzo de fluencia; fijando el factor de seguridad podemos determinar el esfuerzo admisible; entonces el esfuerzo de trabajo debe ser menor o igual al esfuerzo admisible. Usando dos carros para toda la carga; el peso por carro es 36,050.8 lb, con 4 ruedas por carro el peso concentrado sobre cada rueda 9,012.7 lb sobre eje a cada lado de la rueda 4,506.4 lb; la relación de variables, parámetros y ecuaciones se detallan a continuación para luego efectuar los cálculos.

- C ; distancia del eje neutro a la fibra que soporta el máximo esfuerzo; $d/2$ pulg.
- d ; diámetro del eje de la rueda; pulg.
- I ; momento rectangular de inercia con respecto al eje neutro, pulg⁴.
- I/C ; módulo de sección, pulg⁴/pulg.
- L ; longitud del eje hacia un lado de las ruedas, pulg.
- M ; momento de flexión, lb-pulg.
- M_{max}; momento de flexión máximo, lb-pulg.
- n ; factor de seguridad, 1.5
- σ ; esfuerzo de flexión que actúa a una distancia del eje neutro, lb/pulg².
- σ_{max}; esfuerzo máximo de trabajo, lb/pulg²
- σ_f ; esfuerzo de fluencia para acero, 70,000 lb/pulg².
- W ; peso concentrado en el extremo del eje, 4,506.4 lb. material; acero al carbono para ejes de 0.45%

Ecuaciones necesarias para el cálculo.

$$\sigma = \frac{M}{I/c} \quad (142)$$

$$M_{\max} = WL \quad (143)$$

$$\frac{I}{C} = \frac{\pi}{32} d^3 \quad (144)$$

Reemplazando relaciones para obtener σ_{max}.

$$\sigma_{\max} = \frac{32}{\pi} \times \frac{WL}{d^3} \quad (145)$$

La relación entre esfuerzo de trabajo y esfuerzo admisible

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_f}{n} \quad (146)$$

Finalmente la expresión para calcular el diámetro.

$$d^3 = \frac{32}{\pi} \times \frac{W L n}{\sigma_f} \quad (147)$$

Asumiendo que la longitud sea 1 3/4", para luego recalcularlo al obtener las dimensiones exactas del perfil estructural del chasis y caja de soporte del rodamiento.

$$d = \frac{32}{\pi} \times \left[\frac{4,506.4 \times 1.75 \times 1.5}{70,000} \right]^{1/3}$$

$$d = 1.198 \text{ pulg.}$$

. Cálculos de perfiles estructurales del chasis.

El chasis está compuesto por cuatro canales estándar de acero estructural, cada uno con la longitud de 16 pies la misma que la longitud del carro, la carga se considera uniformemente distribuida sobre la viga y esta apoyada sobre el eje de la rueda del carro, de acuerdo a esta consideración cada perfil está cargado con 9012.7 lb. para seleccionar la viga, calculamos el momento máximo, dividimos entre el esfuerzo admisible del perfil y de tablas obtenemos el módulo de sección que debe ser mayor o igual que el valor calculado, también debe considerarse un margen en el alma de la viga por efectos de corrosión, a continuación mostramos los parámetros, gráfico de carga sobre la viga y cálculos para determinar las dimensiones del canal.

C ; distancia del eje de la rueda del extremo del carro, 3 pies.

L ; longitud total de viga, 16 pies

Mmax; momento de flexión máximo, lb-pulg

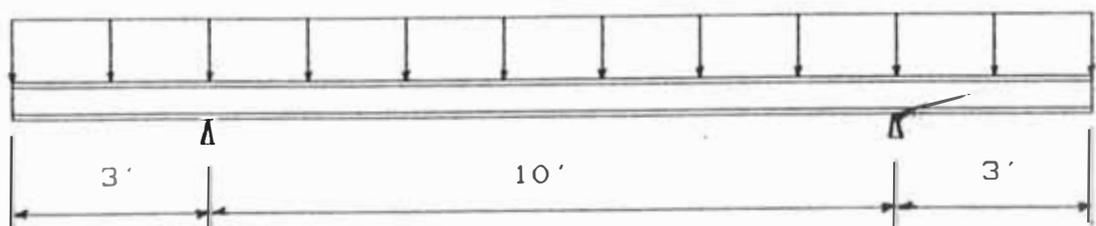
S ; módulo de sección del canal pulg³

σ_a ; esfuerzo admisible del perfil, 22,000 lb/pulg²

W ; carga total sobre el canal, 9012.7 lb.

Material; viga de acero estructural.A36.

563.3 lb/pie



El momento de flexión máximo se produce al centro de la viga y será determinado por.

$$M_{\max} = \frac{WL}{4}(1/2 - 2C/L) \quad (148)$$

para $C \leq ((\sqrt{2} - 1) / 2)L$

Remplazando datos calculamos, máximo momento igual a

$$M_{\max} = 54076.2 \text{ lb-pulg}$$

El módulo de sección es

$$S = \frac{54076.2}{22,000}$$

$$S = 2.46 \text{ pulg}^3$$

De acuerdo a la tabla el módulo mas próximo es 3.0 pulg³ con el espesor de alma 0.19 pulg; pero si consideramos la corrosión este debe ser un poco mayor, en consecuencia el siguiente modulo es 3.5 pulg³ que soportaría una carga de 12,833.3 lb sin considerar efectos de corrosión, las dimensiones del perfil estructural son.

Tipo de perfil : canal estandar.

Peso por pie lineal: 9.0 lb/pie.

Ancho del canal : 5 pulgadas

Ancho del patín : 1.885 pulgadas

Espesor del alma : 0.325 pulgadas

. Cálculo de soportes para la madera.

Los canales de soporte se ubicarán lo más próximo el uno del otro, porque la falla es más probable que ocurra en la madera que en el perfil, la ubicación ideal es que los canales de soporte esten en el mismo plano vertical que los listones separadores y de acuerdo a ésto necesitamos 11 perfiles a lo largo del carro, entonces la carga por perfil será 3,277.3 lb; las dimensiones y características se determinan mediante el mismo análisis para el chasis, a continuación mostramos los parámetros, gráfico de carga, y cálculos.

C ; distancia del eje de riel hacia el extremo; 1 pie.

L ; ancho del carro porta madera; 8 pies

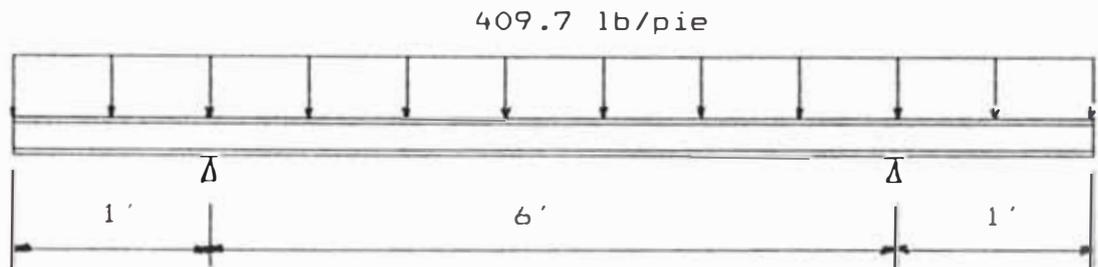
M_{\max} ; momento máximo de flexión; lb-pulg.

S ; módulo de sección del canal, pulg³

σ_a ; esfuerzo admisible del perfil, 22,000 lb/pulg²

W ; carga total sobre el canal, 3,277.3 lb.

Material; canal de acero estructural A36.



Máximo momento de flexión.

$$M_{\max} = \frac{3,277 \times 8}{4} \left(\frac{1}{2} - 2 \times \frac{1}{8} \right)$$

$$M_{\max} = 19,663.8 \text{ lb-pulg}$$

El módulo de sección necesario

$$S = \frac{19,663.8}{22,000}$$

$$S = 0.893 \text{ pulg}^3$$

De acuerdo a la tabla, el módulo más próximo es 1.1 pulg³, tiene las siguientes características y dimensiones.

Tipo de perfil : canal de estandar

Ancho de canal : 3 pulgadas

Peso por pie lineal : 4.1 lb/pie

Area de la sección : 1.19 pulg²

Ancho de patín : 1.410 pulgadas

Espesor del alma : 0.170 pulgadas

. Cálculo de los rodamientos para soportar los ejes de ruedas.

La carga sobre los cojinetes se transmiten a través

de la estructura del carro considerada rígida, por tanto la carga sobre el cojinete es radial y una mínima parte axial, el 99% del tiempo de uso del cojinete está sometido a la carga radial estática sin movimiento del cojinete y de acuerdo a esto, aparentemente es conveniente el uso de un cojinete de rodillos pero esto no es una solución económica, por lo tanto seleccionaremos cojinete de bolas tipo conrad; por la aplicación que se da al cojinete, la selección la efectuamos verificando si ocurre o no la deformación permanente en los elementos rodantes, descontando el criterio de selección de falla por fatiga.

Entonces, verificamos si la carga estática equivalente es menor que la capacidad de carga estática, no ocurre deformación permanente, donde P_0 es calculado y C_0 obtenido de tablas.

La carga que soportan los ocho cojinetes será el peso de la madera húmeda más el peso del carro, esto suma 36,987.6 lb, la carga por cojinete 4,623.5 lb; a continuación mostramos los parámetros, relaciones y selección del cojinete.

C_0 ; capacidad de carga estática ,lb

P_0 ; carga estática equivalente, lb

R ; carga radial sobre el cojinete, 4623.5 lb

T ; carga axial estimado en 10% carga radial, 462.4 lb.

X_0 ; factor de carga radial para cojinetes de bolas de una hilera, 0.6.

Y_0 ; factor de carga axial para cojinetes de bolas de una hilera, 0.5

Calculando la carga estática equivalente.

$$P_0 = X_0 R + Y_0 T \quad (149)$$

$$P_0 = 0.6 \times 4,623.5 + 0.5 \times 462.4$$

$$P_0 = 3,005.3 \text{ lb.}$$

De acuerdo a las tablas para cojinetes de bolas de

una hilera serie 200, la capacidad de carga estática para un diámetro interior de 35mm es 3,070 lb. mayor que 3,005 lb.

5.1.3 Cálculo de la puerta de cámara.

La puerta para funcionar eficientemente debe cubrir los parámetros siguientes; ser suficientemente aislada, resistente a la máxima temperatura del secador, evitar fugas de aire húmedo, cierre hermético, resistente a la corrosión por el lado interno, resistente al uso por el exterior, cerrado y abertura fácil.

Los materiales que podrán usarse son aluminio, o acero; las puertas de chapas y marco de aluminio solucionan el problema de la corrosión pero respecto a los costos de adquisición y mantenimiento tienen desventajas comparado con planchas de acero y de perfiles estructurales, por economía se fabricará de acero cubierto con pintura anticorrosiva internamente, la máxima temperatura que se alcanza dentro del secador no afectará el acero, para evitar fugas de aire húmedo la puerta debe ir provista de juntas de goma especiales a la vez de aprisionarla contra el marco formado por la estructura de la cámara, para abertura y cerrado fácil el diseño considera la puerta engoznada a un marco soporte en una línea de eje vertical con abertura hacia el exterior. Las dimensiones deben proporcionar ingreso de la carga de madera hacia el secador sin interferencias y en el momento de la carga pueda ingresar un operador a la cámara; el ancho de pila es de 8 pies dejando 1.5 pies a cada lado el ancho de la puerta será 11 pies, la altura de la pila de madera 9.07 pies entonces una altura de puerta de 9.5 pies es suficiente, sobre los valores anteriores existirá pequeña variación.

Si la puerta no fuera aislada la pérdida de calor será considerable porque la superficie de la puerta es

104.5 pie², por tanto, es necesario seleccionar el aislamiento.

. Cálculo de aislamiento de la puerta.

Los aislantes usados en la construcción de secadores por paneles prefabricados son la fibra de vidrio y espuma de uretano, al usar fibra de vidrio tenemos la ventaja que no perderá rápidamente su capacidad de aislamiento como sería con la espuma cuando penetre aire húmedo y se condensa sobre el aislante, lo cual es una condición anormal de operación del secador, pero mantener el aislante sin ninguna humedad es imposible, por tanto usamos fibra de vidrio con espesor de 3 pulgadas; el espesor de la plancha galvanizada será función del efecto de la corrosión la cual vería de acuerdo a las condiciones de operación y tipos de madera a secar, entonces usamos el espesor promedio de 0.0934 pulgadas de la misma forma para el ducto donde se calienta el aire, a continuación la lista de parámetros, relaciones y cálculo de la pérdida del calor máxima a través de la puerta.

- A ; área de transferencia de calor, 104.5 pie².
 e_a ; espesor de aislamiento considerando fibra de vidrio AF110, 2.5 pulg.
 e_f ; espesor de la plancha galvanizada calibre 13 o 3.9062 lb/pie², 0.0934 pulg.
 h_i ; coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de la cámara, 2.459 BTU/hr pie² °F.
 h_o ; coeficiente de transferencia de calor por convección externamente, 4.098 BTU/hr pie² °F.
 K_a ; conductividad para la fibra de vidrio, 0.022 BTU/hr pie °F
 K_p ; conductividad para la lámina galvanizada, 26.2 BTU/hr pie °F.
Q ; pérdida máxima de calor a través de la puerta, BTU/hr

R ; resistencia total al flujo de calor, hr pie² °F/BTU

T_i ; temperatura máxima en el secador, 180°F

T_o ; temperatura promedio del medio ambiente, 66.2°F

La resistencia térmica está determinada por

$$R = \frac{1}{h_i} + 2 \frac{e_p}{K_p} + \frac{e_a}{K_a} + \frac{1}{h_o} \quad (150)$$

Remplazando datos en la relación anterior obtenemos

$$R = 10.12 \text{ hr pie}^2 \text{ °F/BTU.}$$

El valor anterior proporciona un coeficiente global de transferencia 0.099 BTU/hr pie² °F valor muy próximo al que se usa en secadores prefabricados que son de 0.080 BTU/hr pie² °F

La pérdida máxima de calor será

$$Q = UA(T_i - T_o) \quad (151)$$

Reemplazando datos obtenemos, 1,177.3 BTU/hr.

. Cálculo de rodamientos y soporte de la puerta.

La puerta es metálica aislada por dimensiones y peso la estructura es de perfil laminado, para proporcionarle rigidez y duración así como soportar el peso de las planchas galvanizadas, para el marco usamos canales de 3 pulgadas y refuerzo de perfiles I de 3 pulgadas, las planchas irán soldadas hacia el marco y refuerzo. A continuación se detallan variables, características de perfiles y los cálculos.

b ; ancho de anclaje de la puerta, pulg

M_m ; momento flector máximo en el empotramiento lb-pulg.

n ; factor de seguridad, 2.5

P_o ; carga estática equivalente, lb

R_{x1} ; reacción sobre el cojinete dirección x punto A, lb.

R_{x2} ; reacción sobre el cojinete dirección x punto B, lb.

R_{y1} ; reacción sobre el cojinete dirección y punto A, lb.
 R_{y2} ; reacción sobre el cojinete dirección y punto B, lb
 S_m ; esfuerzo por flexión máximo, lb/pulg².
 σ_p ; esfuerzo permisible, 12000 lb/ pulg².
 W_m ; peso del marco de puerta, 172.2 lb.
 W_p ; peso de las planchas, 856.9 lb.
 W_r ; peso del refuerzo de la puerta, 172.4 lb
 W_t ; peso total de la puerta, 1,201.5 lb.

Características de los perfiles.

Canal

ancho : 3 pulg.
 peso por pie lineal : 4.1 lb/pie
 área de sección transversal : 1.19 pulg²
 ancho del patín : 1.41 pulg
 espesor del alma : 0.17 pulg

Perfil

ancho de perfil : 3 pulg.
 peso por pie lineal : 5.7 lb/pie
 área de sección transversal : 1.64 pulg²
 ancho del patín : 2.33 pulg
 espesor del alma : 0.17 pulg

. Selección del cojinete.

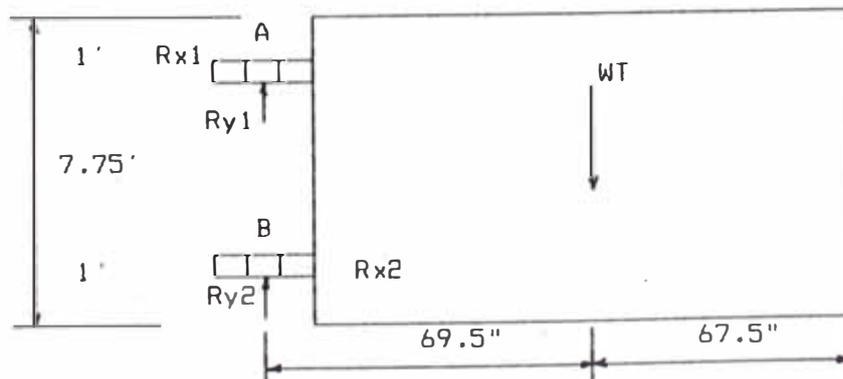
Peso total de la puerta

$$W_t = W_p + W_m + W_r \quad (152)$$

$$W_t = 856.9 + 172.2 + 172.4$$

$$W_t = 1,201.5 \text{ lb}$$

Diagrama de equilibrio estático de fuerzas sobre el cojinete.



La fuerza R_{x2} de acuerdo a las condiciones de estática es mínima cuando la distancia entre los ejes del cojinete sea máxima por esta consideración escojemos las dimensiones indicadas y por equilibrio estático.

$$\Sigma F_x = 0, R_{x1} + R_{x2} = 0; \quad R_{x1} = -R_{x2} \dots \dots \dots (153)$$

$$\Sigma F_y = 0, R_{y1} + R_{y2} = W_t; \quad R_{y1} + R_{y2} = 1201.5 \dots (154)$$

$$\Sigma M_a = 0, 69.5 W_t = 93 R_{x2}; \quad R_{x2} = 879.9 \text{ lb}$$

Para determinar R_{y1} y R_{y2} debemos formar la ecuación de la deformada del sistema la cual lleva a un análisis complejo; suponiendo que el sistema es rígido $R_{y1} = R_{y2}$ ó $R_{y1} = 600.8 \text{ lb}$.

El tipo de cojinete a seleccionar debe ser de bolas tipo Conrad, el cual está sometido a carga radial y axial permanente, entonces determinamos la carga estática equivalente y la comparamos con la capacidad de carga básico estática obtenida de tablas, para la serie 200.

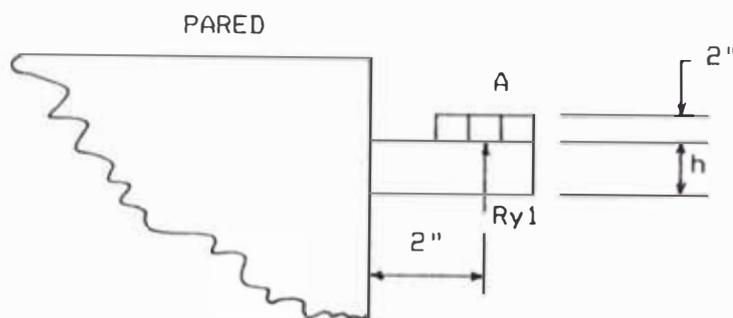
$$P_0 = 0.6 \times 897.9 + 0.5 \times 600.8$$

$$P_0 = 839.14 \text{ lb.}$$

De tablas el valor próximo para la capacidad de carga básica estática es $C_0 = 1000 \text{ lb}$ con diámetro interno 17 mm.

. Cálculo de anclaje de la puerta.

El momento de flexión máximo sobre el anclaje de la puerta ocurre en el empotramiento y cuando ésta forma un ángulo recto con la pared donde está anclado, el anclaje será una barra rectangular sobre el que se instale los cojinetes, el diagrama siguiente muestra el anclaje y las fuerzas sobre él.



De acuerdo a la distancia el esfuerzo de flexión máximo sobre el anclaje se calcula a continuación.

$$S_m = \frac{M_m}{I/C} \quad (155)$$

$$S_m = \frac{2 \times 600.8 + 897.8 \times (1 + h/2)}{bh^2/6}$$

$$S_m = \sigma_D = 12,000 \text{ lb / pulg}^2.$$

Remplazando y efectuando operaciones.

$$h^2 - 0.082h - 0.832 = 0, \quad h = 0.661 \text{ pulg.}$$

Usamos $h = 3/4$ pulg.

5.1.4 Deflectores para orientar el flujo de aire.

El secado eficiente también es función de la orientación adecuada de la masa de aire a través de la pila de madera, evitando la formación de vórtices y pérdida de aire caliente que no circularía entre las capas de madera apilada; por esta razón se instala deflectores en el piso, parte superior de la pila, al inicio y fin. Las razones de uso, diseño y construcción son.

Deflectores en el piso.

- Prevenir el flujo de aire entre el piso y base de la pila;
- evitar la formación de vórtices de aire en la cámara de pleno antes del ingreso del aire a la pila.
- construcción económica y simple de concreto reforzado.

Deflectores en la parte superior de la pila.

Prevenir el flujo de aire entre la parte superior de la pila y base del ducto;
 el mejor diseño de los deflectores superiores son articulados;
 se construyen de planchas galvanizadas reforzadas;
 se accionan mediante cable de acero inoxidable y poleas de bronce.

Deflectores al inicio y fin de la pila.

Prevenir el flujo de aire entre pila y paredes;
 minimizar el efecto de apilamiento defectuoso;
 se construyen de planchas galvanizadas reforzadas;
 engoznadas al marco de la puerta o estructura de acero.

El diseño considera los deflectores en el piso y superiores, los finales no se pondrán porque su uso no es crítico.

5.1.5 La corrosión y sus efectos en la cámara.

La exposición se limita a los efectos de la corrosión por acción de los ácidos extraídos de la madera al momento del secado y el ambiente húmedo de la atmósfera del secador, la corrosión ocurrirá siempre por las características de operación pero ésta debe evitarse o minimizarse durante el diseño y construcción de la cámara, por investigaciones efectuadas, se ha establecido que el fenómeno de la corrosión dentro de la cámara es función de varios factores, pero se ha determinado aproximadamente que el 90% de los daños causados provienen de los ácidos extraídos de la madera en el secado; brevemente enunciammos los efectos de ácidos de algunas madera sobre la cámara, accesorios y equipos.

Secando **pino** se observó que las materias extraídas, producen el efecto de barnizado, secando cedro

en algunos casos el secador tuvo tiempo de vida largo, en otros los efectos de la corrosión fueron considerables, secando roble las materias extraídas atacaron las partes de aluminio. Otro factor importante son los aditivos usados en el agua de alimentación de la caldera que mejora la resistencia a la corrosión de las partes metálicas, un tipo de aditivo combinado con alguna especie de madera de algunos casos proporcionó excelente resistencia a la corrosión y en otros falló, es una conclusión que el fenómeno de corrosión dependerá mayormente del pH del ambiente del secador que proviene de los ácidos de la madera, si el agua de alimentación a la caldera tiene aditivos que minimizan la corrosión, por tanto, la corrosión dentro de la cámara es función de varios factores, por esta razón no es posible recomendar y fabricar secadores usando materiales y pinturas o protectores anticorrosivos para todos los casos, en la selección debe primar la experiencia, economía de construcción y operación.

5.1.6 Pintado de la cámara, accesorios y equipos.

La aplicación de pintura anticorrosiva es obligatoria por el análisis efectuado en la sección anterior, lo inmediato sería recomendar el sistema del pintado más costoso, de acuerdo a las investigaciones se ha logrado obtener información de las diversas especificaciones que existen para el pintado de la estructura, equipos y cámara; los sistemas que se enuncian a continuación se usan para ataques de corrosión medio alto.

Primer sistema; es una barrera tapaporo de metal para acero, usado para ambientes corrosivos bajos en secadores que pueden alcanzar hasta 300°F; procedimiento de aplicación, aplicar el tapaporo metálico de 1 a 5 milipulgadas, luego pintar con un recubierta bituminoso que es el más económico, o esmalte de resina sintética de economía media, o recubrimiento sintético el más costoso;

debe usarse las recomendaciones del fabricante para aplicar el tapaporo en general se obtiene mejores resultados limpiando las superficies con un chorro de arena las partes o estructura de acero.

Segundo sistema; es una barrera tapaporo de resina sintética para acero donde se requiere buena resistencia a la corrosión, cuando se secan maderas que proporcionan un ambiente promedio de acidez y temperatura en la cámara sobre los 350°F; procedimiento de aplicación, aplicar el tapaporo con un espesor de 4 a 6 milipulgadas, luego pasar una capa de pintura epóxica; las partes a pintarse deben limpiarse con un chorro de arena, es más costoso que el primer sistema.

Tercer sistema; es un recubrimiento sintético para acero de acabado superior al sistema anterior, usado para instalaciones con ambientes de alta acidez rociador de vapor y temperaturas hasta 250°F, procedimiento de aplicación, suministrar una capa tapaporo azul BAPCO #60-235 de 5 milipulgadas, una capa sintética verde BAPCO #80 de 2 milipulgadas, las partes a pintarse deben limpiarse con chorro de arena o aire a presión luego del montaje.

Cuarto sistema; protector de esmalte de resina sintética para acero, usado para la puerta y partes de maquinaria proporcionando un acabado de alto grado, procedimiento de aplicación, usar tapaporo igual al primer sistema, pintar con una capa de esmalte de resina "General Paint" #16 u otro equivalente de 1.5 milipulgadas.

El secador trabajará a temperatura moderada secando diversas variedades de maderas, no existen estudios de acidez para nuestras maderas y por esto no podemos recomendar un sistema de pintado específico, lo razonable será usar el primer sistema para las estructuras de acero, planchas del ducto y accesorios; el cuarto sistema

para la puerta y equipos. Posteriormente de acuerdo a los estudios de corrosión pueden corregirse o no los sistemas de pintado.

Pintado del interior de la cámara.

Primer sistema; consiste de un recubrimiento bituminoso proporcionando buen acabado, usado para temperaturas en la cámara hasta 240°F, procedimiento de aplicación, uniformizar la superficie con un recubrimiento asfáltico de "Irvington Moore" especificación 9805 (IME #9805), pintar con un tapaporo negro IME #9811 permitir secarse, proporcionar una capa de 1/16" con revestimiento negro IME #9812 permitir vulcanizarse, opcionalmente aplicar una capa de asfalto de aluminio IME #9813.

Segundo sistema; consiste de asfalto y recubrimiento de fibra de vidrio, usado para construcción de concreto y albañilería donde se prevee altas humedades, más costoso que el primer sistema, procedimiento de aplicación, uniformizar la superficie con recubrimiento asfáltico IME #9805, pintar con un tapaporo negro IME #9811 dejar secar, suministrar con bomba de pintar una capa de 1/16" IME #9812, aplicar fibra de vidrio moteado 10 x 20 que mejora la adhesión entre capas; suministrar otra capa IME #9812 de 1/16", calentar la cámara de 5 a 7 días de 100°F a 125°F, aplicar una capa de recubrimiento de aluminio asfáltico IME #9813 y calentar la cámara 2 días de 100°F a 125°F.

La cámara en diseño, trabaja a temperatura moderada, la humedad en la cámara no es excesiva porque no existe condensación sobre las paredes internas, por estas consideraciones el primer sistema es adecuado y económico, "Irvington Moore" es una empresa dedicada a la industria de maquinaria forestal con amplia experiencia, entonces es razonable, tomar sus recomendaciones;

finalmente en todos los sistemas debe seguirse las instrucciones del fabricante de pintura para mejor acabado.

5.2 Instrumentos y equipos para control y registro.

Antiguamente los elementos básicos de control del proceso de secado fueron un termómetro de bulbo seco y otro de bulbo húmedo o un psicrómetro, con esto un operador experimentado debía ajustar la válvula de vapor para el suministro adecuado de energía hacia el intercambiador y así producir en la cámara temperaturas adecuadas de proceso; el método anterior fue perfeccionado para obtener temperaturas suficientes exactas y registrarlas pero esto no tendrá influencia sobre un programa de secado a usarse, entonces es tener un sistema de control, de manera que se obtenga un controlador registrador que influirá sobre los programas de secado en uso mediante el censo de las temperaturas de bulbo seco y húmedo y así controlar el flujo de vapor hacia el intercambiador y abertura de las válvulas de admisión y descarga de aire.

5.2.1 Controlador y registrador

Los controladores y registradores tienen componentes básicos de construcción similares entre sí, donde el componente fundamental es un termómetro de bulbo y capilar de acero inoxidable u otro material adecuado; este termómetro de bulbo llenado con líquido vapor a gas está unido a un tubo bourdon y cuando la temperatura aumenta el líquido se dilata; el vapor a gas origina sobrepresión causando un movimiento del tubo bourdon que a través de un mecanismo adecuado cierra o abre una tobera de salida de aire la cual a través de un circuito neumático abre o cierra una válvula de diafragma de la línea de vapor hacia el intercambiador, este proceso de control se cumple para una temperatura previamente

establecida, simultáneamente el proceso de control se registra la temperatura mediante la creación de un gráfico, la manufactura de diversos controladores-registradores neumáticos están concebidos en base al principio descrito anteriormente, la diferencia radica en el método de construcción el mismo que debe considerarse en el proceso de selección que nos interesa; para esto debemos considerar los siguientes parámetros, sistema de llenado del bulbo y capilar, mecanismo de articulación, rango de temperatura, forma de lectura, rápida reacción de control y funcionamiento confiable; a continuación se discuten los sistemas más usados.

Sistema de presión o tensión de vapor.

El bulbo contiene generalmente un líquido volátil, éter, este sistema es ampliamente usado cuando el ventilador es de acción reversible, porque con un solo tubo bourdon se puede controlar eficientemente la temperatura del lado izquierdo o derecho de la pila debido a una unión en te a través del cual tenemos dos tubos capilares y bulbos, la lectura de la temperatura siempre será la del bulbo más caliente; las ventajas de este sistema son, menor costo de adquisición, un sólo tubo bourdon para dos bulbos, el bulbo más caliente controla el proceso y con reacción rápida, desventajas, si el capilar constantemente está más caliente que el bulbo causará control erróneo, tiempo de reacción lento si el bulbo se hace más grande para compensar el problema anterior, el gráfico de registro es logarítmico mostrando rangos pequeños para temperaturas menores y magnificado para temperaturas altas.

Sistemas de mercurio y gas.

Dependiendo de los materiales y mecanismos la escala que muestran puede ser la misma, bajo esta suposición los trataremos conjuntamente, las ventajas que presentan son, control de temperatura rápida y precisa, casi no existe la condición de herbido en cabeza, la escala de registro

es equidistante y no existe la unión en te porque su uso en sistemas que no tienen ventiladores reversibles es eficiente; desventajas, proporciona lectura promedio de temperaturas y para sistemas con ventiladores reversibles deben haber dos bulbos y tubos bourdon resultando antieconómico.

Respecto al rango de temperatura, para el presente caso seleccionaremos uno que controle hasta 200°F; los mecanismos de articulación son función de las cualidades de fabricación y garantías que brindan las diversas empresas. La temperatura de bulbo húmedo es controlada idénticamente a la temperatura de bulbo seco ya discutido, la diferencia está en que el proceso de control es más lento, debe cuidarse de ubicar adecuadamente el bulbo húmedo en lo posible en zonas donde la velocidad del aire esté entre 400 y 500 pies/min; para el caso que seleccionemos un termómetro de bulbo seco de gas o mercurio el bulbo húmedo debe ser el mismo porque de lo contrario necesitaremos dos registradores diferentes para cada temperatura, en la cámara existirá un sólo termómetro de bulbo húmedo; las válvulas de admisión y descarga de aire serán controladas en base a los termómetros.

Fabricantes de controladores y registradores.

Las marcas que a continuación se describen son todas de primera calidad y los controladores registradores que fabrican tienen aplicaciones en todo tipo de secadores en cámaras

. Taylor Instruments Co.

Estos controladores registradores son de acción reversible, alcanzando la temperatura de bulbo seco establecida en el controlador, éste corta el suministro de aire comprimido hacia el diafragma de la válvula de vapor cerrándola y cuando existe flujo de aire a 15 psi la válvula está completamente abierta, este instrumento

es plenamente reversible mediante un simple cambio de posición del mecanismo se transforma en una acción directa y reversible; vienen con éter, mercurio o gas.

. The Foxboro Company.

Es un controlador registrador neumático cuya configuración básica es similar en principio al instrumento anterior sin tener partes intercambiables, vienen con éter, proporcionando una escala logarítmica en el registro de las temperaturas.

. Honeywell International Industrial Division.

Estos instrumentos para secadores usan termómetros de resistencia y controles electrónicos, el empleo de control electrónico tiene la ventaja de tener el instrumento a 100 pies o más del sensor de temperatura.

Selección del controlador registrador.

Las condiciones de operación y funcionamiento de la cámara en diseño son, secador convencional con circulación de aire en un solo sentido, máxima temperatura de **180°F**, control de flujo de vapor y admisión-descarga del aire.

En base a estos parámetros y lo expuesto anteriormente, seleccionamos, un controlador-registrador neumático Taylor, con tres funciones, bulbo lleno de mercurio, máxima longitud de capilar de 15 pies, manómetros indicadores de presión de aire comprimido para el control de la temperatura de bulbo seco y húmedo y apertura de válvulas de admisión-descarga de aire, rango máximo de temperatura de 200°F, suministro de aire comprimido al instrumento de 20 psi, registrador de las temperaturas en un sólo gráfico y un sólo bulbo seco y húmedo.

5.2.2 Equipo de accionamiento de válvulas para admisión y descarga de aire.

El fin de instalar válvulas de admisión y descarga es variar la humedad relativa dentro de la cámara, al descargar aire húmedo a la atmósfera y admitir aire fresco disminuimos la humedad relativa hasta alcanzar el valor establecido en el controlador a través del bulbo húmedo, en este instante las válvulas se cierran; se abren o cierran las válvulas mediante motores o cilindros neumáticos. Mediante el control de la temperatura de bulbo seco y húmedo o humedad relativa podemos efectuar el secado de la madera bajo un programa de secado establecido, que considera temperaturas de bulbo seco y húmedo; para seleccionar el tipo de accionamiento de estas válvulas calculamos el área de flujo y número de válvulas de admisión y descarga para la condición crítica de secado a velocidad constante donde se presenta la mayor carga.

. Cálculo de área de flujo total.

La humedad removida para secar el cumala desde 120% a 15% es de 35,395 lb de agua, el tiempo aproximado de 144 hr, flujo de vapor de agua promedio 4.1 lb agua/min, de acuerdo a la práctica, el flujo de diseño es aproximadamente el doble o sea 8.2 lb/agua min; el programa de secado comenzó a 125 °F y 88% de humedad relativa a estas condiciones la humedad en la mezcla aire-vapor es 0.0051 lb/agua pie³, las condiciones del medio ambiente son 66.2°F y 75% de humedad relativa, proporcionando la humedad de 0.0008 lb agua/pie³, entonces la pérdida de humedad será 0.0043 lb/pie³, a partir de los valores anteriores calculamos el caudal a través de las válvulas siendo.

$$0.0043 = \frac{\text{lb agua}}{\text{pie}^3} \times Q \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} = 8.2 \frac{\text{lb agua}}{\text{min}}$$

$$Q = 1907 \text{ pie}^3 / \text{min}.$$

El área total y por cada válvula es determinada asumiendo la velocidad de mezcla a través de las válvulas a la velocidad del ducto, instalamos válvulas de sección cuadrada, una por ventilador a lo largo del eje de la cámara y a continuación resumimos en una tabla los cálculos.

V(pies/min)	A(pie ²)	AxVentilador(pie ²)	Lado(pie)
300	6.34	1.268	1.13
400	4.77	0.954	0.98

Por razones prácticas de construcción usamos 1.0 pie de lado por válvula, cinco válvulas de admisión y cinco válvulas por descarga.

Accionamiento de válvulas.

- . Mediante motor neumático de palanca.

Este procedimiento es normalmente usado para activar la abertura o cierre de las válvulas en secadores de hasta 100 pies de longitud, el conjunto de válvulas de admisión están conectados a un eje común, así mismo las de descarga, éstos a su vez se unen por un mecanismo de transmisión hacia la palanca del motor neumático, el principio de funcionamiento es que en ausencia de aire del controlador hacia el motor, un resorte trabaja sobre la palanca manteniendo las válvulas abiertas y con suministro de aire entre 3-8 psi que ingresa al motor, éste estira el resorte y cierra las válvulas.

- . Mediante cilindro neumático.

Cuando los secadores son pequeños, las válvulas se accionan con un motor neumático de cilindro, el principio es que un relé neumático permite el cambio de presión, cuando el nivel de humedad se reduce hacia el valor establecido por el bulbo húmedo en el controlador, la presión del aire sobre el pistón es aproximadamente cero,

cuando se alcanza el valor fijado, la presión de aire sube aproximadamente a 3 psi y el piston origina el cierre de las válvulas, a continuación mostramos el funcionamiento del controlador accionando las válvulas.

Controlador (psi)	Acción
00-03	válvulas abiertas, rociador humedad cerrado
03-10	válvulas cerradas, rociador humedad cerrado
10-15	válvulas cerradas, rociador humedad abierto

. Selección del sistema.

La cámara convencional está considerada de capacidad media, se necesita accionar diez válvulas a la vez, que puede ser mediante cualquiera de los métodos expuestos; si seleccionamos el motor con palanca, el sistema de transmisión para abrir o cerrar las válvulas es relativamente complejo, el accionamiento por cilindro es más adecuado por el tamaño de cámara, simplicidad de transmisión y costo de adquisición.

Entonces, usamos un motor neumático de cilindro para 20 psi de aire, marca Taylor.

5.2.3 Equipo de aire comprimido.

El **aire** comprimido por necesidad de control y regulación es aproximadamente $0.75 \text{ pie}^3/\text{min}$ a 20 psi, para las diversas marcas de controladores; estas funciones son, flujo de vapor hacia el intercambiador, la apertura de las válvulas de admisión-descarga de aire y el rociador de humedad. Entonces, tenemos tres funciones necesitando $2.25 \text{ pie}^3/\text{min}$ a 20 psi de aire, además de existir pequeñas fugas de aire, se tiene entendido que el aire comprimido se pierde constantemente cuando en el controlador la tobera no está en contacto con el deflector, en caso contrario se origina una sobrepresión en el sistema de control cerrando las diversas válvulas

independientemente. Para no hacer funcionar constantemente el equipo de compresión es conveniente sobredimensionar el compresor y tener un tanque de almacenamiento, así evitamos el desgaste prematuro del compresor que podía traer como consecuencia el arrastre de aceite hacia la línea de suministro de aire y deteriorar rápidamente filtros y el equipo de control.

5.2.4 Válvulas y trampa para vapor.

El condensado es un subproducto del sistema de vapor, se forma en el sistema de distribución por efectos de la radiación que es inevitable y en el intercambiador de calor por el calor cedido al aire, una vez que el vapor se condensa debe removerse inmediatamente para ser recirculado, porque el vapor en contacto con el condensado no removido puede originar el golpe de ariete deteriorando el intercambiador, tubo y accesorios; otra razón es porque el condensado llenaría parte del intercambiador reduciendo la eficiencia del mismo, además, de eliminar el aire y **CO₂ que** circula con el vapor en el sistema para prevenir la formación del ácido carbónico, el efecto aislante en el intercambiador por presencia del aire y la corrosión que origina el condensado al enfriarse por debajo de la temperatura de vapor mezclado con el CO₂ gaseoso, se origina ácido carbónico. Entonces, es necesario eliminar tan rápido como se pueda eliminar el condensado, el CO₂ y el oxígeno esto se consigue con una trampa de vapor la trampa debe proporcionar pérdida de vapor mínima, vida útil larga, servicio confiable eliminación del aire, del CO₂, operación a contrapresión y eliminación de suciedades, una trampa que cumple con los requisitos es factor importante para conseguir calentamiento rápido, temperatura y capacidad máxima del intercambiador, economía de combustible, mantención mínima y vida larga sin problemas; las trampas usadas satisfactoriamente en esta aplicación son los de balde invertido y las

termostáticas.

. Selección de la trampa de vapor.

De acuerdo a catálogo M-S-101 de Armstrong "Guías de Conservación de Vapor para Drenado de Condensación", los calentadores de aire para procesos industriales de secado, recomiendan para la presión de 15 psig de vapor una trampa de balde invertido alternativamente podría usarse una trampa termostática. La tabla siguiente proporciona mejores elementos de juicio.

CARACTERISTICA	BALDE INVERTIDO	TERMOSTATICA
. Método de operación	Intermitente	Intermitente *
. Conservación de energía.	Excelente	Pasable
. Venteo de aire y CO ₂ a la temperatura de vapor.	Si	No
. Operación con contra-presión.	Excelente	Excelente
. Habilidad para purgar el sistema.	Excelente	Buena
. Respuesta a golpes de condensado.	Inmediata	Demorada

* Puede ser continuo con carga baja.

En la selección intervienen la carga de condensado máxima que es 1,744 lb vapor/hr usando el factor de seguridad dos cuando se trabaja a presión constante y tres cuando el servicio es modulado a 0.5 de la presión diferencial máxima a través de la trampa.

De acuerdo al catálogo S-107-A de Armstrong "Catálogo de trampas de Vapor" y la capacidad de 5232 lb vapor/hr, construimos la siguiente tabla.

CAPACIDAD DE TRAMPAS lb/hr

Presión Diferencial (bar)	Serie - 814,214
0.50	5512
0.75	5954
1.00	6505
1.50	5954
2.00	6659

La serie 814T es de hierro fundido, con entrada y salida lateral, filtro integral y venteador térmico; la 214T es de hierro fundido y venteador térmico con entrada y salida superior e inferior. Seleccionamos la 814T por facilidad de instalación y mantenimiento; ésta debe montarse 12 pulgadas bajo el cabezal de colección de condensado. La tabla siguiente muestra dimensiones geométricas.

DIMENSIONES	SERIE : 814
. Tamaño conexión tubería (pulg)	1 ó 1¼
. Diámetro de la brida (mm)	203
. Altura	346
. Cara a cara	229
. Fondo a L/C entrada	198
. Número de pernos	8
. Peso (Kg)	20.4
. Presión operación máx. (bar)	18
. Presión diferencial máx. (bar)	17

. Selección de válvula de control de flujo vapor

Para controlar el flujo de vapor hacia el intercambiador y humidificación se usan válvulas de diafragma y los cierres o aperturas totales a través de válvulas de compuerta.

Las válvulas de compuerta son las más simples y comunes en el control de flujo de vapor; principalmente se usan como válvulas de cierre, permitiendo al vapor fluir plenamente o cortar el suministro, no se usa en el control automático porque no puede ser estrangulada efectivamente y el flujo de vapor no está en proporción al recorrido porque la compuerta tiene la forma de cuña.

Las válvulas de diafragma se usan para el control automático de flujo de vapor. Generalmente éstos se construyen de asiento simple en cuyo caso un disco presiona sobre el orificio de venida de vapor. El funcionamiento en el secador con el controlador-registrador es que cuando se alcanza la temperatura deseada la válvula se cierra en ausencia de aire comprimido sobre el diafragma de válvula; el montaje íntegro de diafragma y vástago normalmente usa aire para abrir. La secuencia de control se muestra en la siguiente tabla.

SECUENCIA DE CONTROL NEUMATICO

Presión Aire (psi)	Vapor	Humedad	Válvulas Adm.-descarga
0	cerrada	cerrada	abierta
3	abriéndose	cerrada	cerrándose
3-9	-----	cerrada	cerrada
10	-----	abriéndose	cerrada
15	abierta	-----	cerrada
18	abierta	abierta	cerrada

. Selección de la válvula.

Se seleccionará una válvula de diafragma por las consideraciones expuestas con las siguientes variables:

m_v ; flujo de vapor máximo, 1744 lb/hr

x ; calidad del vapor , 90%

P_1 ; presión del vapor antes válvula , 20 psig

P_2 : presión del vapor después válvula , 15 psig

C_s : factor de flujo de vapor , 74

Usando el monograma de TAYLOR INSTRUMENTS Co. USA, para determinar el factor para flujo de vapor, definimos a 74. Reproducimos la tabla, para apertura de válvula de acuerdo al recorrido y seleccionamos una cuyo tamaño de tubería es 2 pulgadas, con guarnición de bronce.

APERTURA DE VALVULA RELACIONADO CON RECORRIDO (C_s)

Tubería (pulg)	Recorrido (pulg)	C_s Abertura válvula (%) recorrido total						
		10	25	40	55	70	85	100
1/2	5/16	1.37	2.99	4.91	7.04	8.98	10.36	11.20
3/4	7/16	2.09	4.54	7.93	11.76	15.70	17.95	18.80
1	1/2	3.17	7.02	12.36	18.80	26.48	29.59	29.70
1 1/4	9/16	4.50	9.16	16.85	29.10	44.78	42.60	44.40
1 1/2	5/8	6.37	11.93	20.00	33.00	45.70	53.40	56.40
2	3/4	8.16	16.50	26.65	47.30	70.50	83.80	88.40

CONCLUSIONES

1. La mayoría de secadores instalados en el país están sobredimensionados, la capacidad correcta para seleccionar un secador es función de optimizar el proceso de extracción, transformación y política adecuada de comercialización, un gran aserradero produce 120,000 pt/semana, el mediano 60,000 pt/semana de lo cual es recomendable secar el 25%.
2. Los mayores volúmenes de madera aserrada son eucalipto, tornillo, cedro, roble, caoba, mohena, cumala. La mayor producción de madera seca se exporta, prefiriendo caoba, cedro, cumala para ebanistería; asumiendo C_p aproximadamente igual y de programas de secado, la mayor carga térmica se produce secando cumala.
3. El secador convencional seca madera dura y suave usando una sola pila, velocidad de aire promedio 300 a 400 pies/min, altura de pila para buena distribución de aire 8 a 12 pies y vapor de 15 psig suficiente para alcanzar máxima temperatura en la cámara de 160° a 190°F y excelente para humidificación.
4. El país no tiene climas extremos, por economía es suficiente construir secadores de manpostería con buena capacidad de aislamiento, por que la pérdida de energía será determinante durante el tiempo de explotación.
5. La condición crítica por demanda de energía del proceso de secado se produce durante el inicio porque necesitamos calor para calentar el aire, agua de la madera, madera, cámara, accesorios, equipos y

compensar la pérdida de calor; la aproximación a la realidad fue simular, este proceso en estado inestable y seleccionar el intercambiador N° 7 que alcanzó la temperatura de 114.7°F a 3 hr 32 min, 120.4°F a 4 hr y 125.8°F a 4 hr 29 min; tiempos alcanzados en la práctica en la planta de Industrial Maderera del Oriente S.A.

6. El ventilador se seleccionó considerando economía de explotación o consumo de energía, caída de presión en el sistema de 0.284" de igual; este consume 1.5 HP a 57% de eficiencia y entrega 11,400 pie³/min usando cinco ventiladores PHILIPS CD36-3D12-J.
7. Uso de deflectores de aire en la cámara es necesario para orientar el flujo de aire adecuadamente y minimizar formación de vórtices y corregir apilamiento defectuoso.
8. La generación y efectos de la corrosión en la cámara es complejo, porque se produce no solo por el ambiente húmedo sino por las materias extraídas a la madera que producen aproximadamente el 90% de daños.
Por esto, no será tan preciso establecer el tipo de pintado.
9. El sistema de control y registro es mediante el censo de temperaturas de bulbo seco y húmedo, con el fin de proporcionar flujo de vapor adecuado y apertura del cierre de válvulas a través de temperaturas previamente establecidas de acuerdo al programa de secado. Se seleccionó un controlador registrador Taylor neumático de tres funciones con mercurio y 20 psi de aire para su funcionamiento.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- BACHRICH, J.L., "Dry Kiln Handbook", H.A. Simons International Ltd., Canada, 1981.
- 2.- FOUST, A.S. WENZEL, L.A., "Operaciones Unitarias Básicas", Compañía Editora Continental S.A., México, 1980.
- 3.- HILDEBRANT, Robert, "Secado de la Madera", Editorial Hildebrant, Alemania, 1962.
- 4.- JENNINGS-LEWIS, "Aire Acondicionado y Refrigeración", Compañía Editora Continental S.A., México, 1954.
- 5.- HOLLMAN, J.P., "Transferencia de Calor", Compañía Editora Continental, México, 1977.
- 6.- KLEITH, Frank, "Principios de Transferencia de Calor", Herrero Hermanos Sucesores S.A., México, 1970.
- 7.- WELTY, James, "Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería", Editorial Limusa, México, 1978.
- 8.- BAUMEISTER, Theodore, "Manual del Ingeniero Mecánico", Mac Graw-Hill, México, 1984.