



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

**Implementación técnica de un sistema térmico para una
industria de Bebidas Carbonatadas"**

TESIS DE GRADO

Previo la obtención del Título de:

INGENIERA MECÁNICA

Presentada por:

G. Elizabeth Aguirre Tejada

GUAYAQUIL – ECUADOR

AÑO

2000





ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

**Implementación técnica de un sistema térmico para una
industria de Bebidas Carbonatadas"**

TESIS DE GRADO

Previo la obtención del Título de:

INGENIERA MECÁNICA

Presentada por:

G. Elizabeth Aguirre Tejada

GUAYAQUIL – ECUADOR

AÑO

2000



RESUMEN

Esta tesis de grado presenta una auditoría energética realizada a la Sala de Jarabes de CONGASEOSA S.A. DE ECUADOR BOTLING C. Compañía de Embotelladora de Bebidas Carbonatadas; con el móvil de introducir "Mejoras" a esta área térmica, en investigación.

Dado que me encuentro ofreciendo mis servicios en el área de Ingeniería Mecánica a esta prestigiosa empresa, considero que las mejoras de la Sala de Jarabes y sus instalaciones; se logrará, si se implementa un sistema que sirva para incrementar la optimización de su producción.

En virtud de la importancia de este proceso, fue preciso comprender, cuantificar y analizar sus operaciones unitarias antes de desarrollar una metodología para el diseño y optimización de estos componentes, como se observa en el capítulo 1 y 2.

Esta industria posee en la actualidad cinco líneas de embotellado de bebidas gaseosas. Para la obtención de éstas bebidas se requiere de jarabes los que se procesan en tanques de acero inoxidable que se conocen con el nombre de marmitas. En nuestro caso: marmita #1 y marmita #2.

Estas marmitas están en operación desde hace más de veinte años y su mantenimiento mecánico durante este período de tiempo ha demandado una serie de reparaciones constantes. Por: Golpe de Ariete, falta de trampas eliminadoras de aire, mal uso del sistema de recolección de condensados, sus entradas de vapor deficientes; debido a que el diseño de la marmita #2 tiene una sola chaqueta para la parte cilíndrica y cónica. Obtenemos pues, como resultado de esta auditoría energética, una deficiencia de tiempos en lo que respecta al calentamiento del agua que debe alcanzar la temperatura de 80°C para el inicio de la preparación del Jarabe Simple.

La baja eficiencia de la transferencia de calor, obliga, a que cada preparación, utilice un tiempo de 130 minutos a 150 minutos.

Después de analizar las causas del problema se establecen varias alternativas:

- ◆ Reemplazar el equipo en su totalidad, considerando a la vez la opción de adquirir un intercambiador de calor diseñado para el efecto, de tal forma que se establezcan nuevos parámetros de trabajo.
- ◆ O realizar pequeñas reparaciones a las zonas afectadas de las marmitas, considerando nuevamente, la opción de adquirir un intercambiador de calor, reutilizando de esta manera el sistema.

De éstas disyuntivas se establece que:

- ◆ La mejor, es comprar e instalar un intercambiador de calor y utilizar las marmitas como tanques de mezcla. Esto lo encontramos en el capítulo 3.
- ◆ Instauro nuevos parámetros operacionales que redundan en organizar una nueva estructura técnica de trabajo para esta fase del calentamiento del agua a 80°C y su respectivo período de cocción. Esto lo encontramos en el capítulo 4.
- ◆ Se establecen eficientes valores convectivos en lo que respecta a la disciplina de Transferencia de Calor, introduciendo a éste sistema de calefacción, eficientes datos de velocidades de transferencia de energía calórica, estimando para ello, propiedades termofísicas, temperaturas asociadas, rangoabilidad de presiones y el movimiento hidrodinámico de los fluidos involucrados. De esta forma se implanta en ésta Sala de Jarabe, consumos de agua y vapor que serán solo los necesarios. Estos parámetros están definidos en el Cap. 4.
- ◆ Se planificó, la distribución de los equipos de la Sala de Jarabes, en función de la implementación de accesorios mecánicos, para la optimización de la misma. Esto lo hallaremos en el capítulo 5 y en los planos respectivos, que adjunto.
- ◆ Se presenta un Análisis de Costos, en el cual se puede observar que el proyecto es viable y se recupera la inversión en poco tiempo. Esta información reside en el capítulo 5.

Una vez que han sido conceptuadas, éstas alternativas, agrego los lineamientos y directrices, conexos al proceso de embotellamiento de Bebidas Carbonatadas de Congaseosa y al proceso de elaboración del Jarabe Simple, teniendo presente que el producto terminado tenga el aspecto organoléptico deseado.

Al finalizar el presente trabajo y dejar establecidas las respectivas "Mejoras", este proyecto de la sala de cocción ha sido presentado en Gerencia de Proyectos de Congaseosas, para su aprobación y autorización respectiva a fin de llevarlo a cabo.

ABREVIATURAS

ASME	American Society of Mechanical Engineers.
Fig	Figura
Kg.	Kilogramo
m	metro
m ²	metro cuadrado.
p.s.i.	libra por pulgada cuadrada.
Re	Número de Reynolds.
A(marmita)	Area de la marmita
D	Diámetro
L	Longitud
q	Rapidez de flujo de calor
cp	Calor específico
ΔT	Diferencial de temperatura
m(agua)	Masa de agua circulante
U	Coefficiente Convectivo Total
Tm	Temperatura media
ΔT Logarítmico	Media logarítmica de la diferencia de temperatura total.
At	Area de transferencia.
hi	Conductancia promedio por unidad de superficie del fluido, en el lado interior de la tubería
ho	Conductancia promedio por unidad de superficie del fluido en el lado exterior de la tubería.
A(tubo)	Area del tubo.
m(tubo)	Masa de agua por tubo.
N	Número de tubos.

V(tubo)	Velocidad del agua por tubo.
ρ (agua)	Densidad del agua.
μ	Viscosidad del Fluido.
Nu	Número de Nusselt.
Pr	Número de Prandlt.
k	Conductividad térmica.
m(vapor)	Masa de vapor
hfg	Entalpía de evaporación.
ΔP	Caída de presión.
f	Factor de fricción.
SP	Pérdidas para el Circuito Hidráulico.
SP(accesorios)	Pérdidas en los accesorios.
SP(tuberías)	Pérdidas en las tuberías.
SP(marmitas)	Pérdidas en las marmitas.
Leq.	Longitud equivalente.
Δ Delta P	Total de pérdidas por caídas de presión.
$^{\circ}C$	Grados Centígrados.
$^{\circ}F$	Grados Fahrenheit.

25	Distribución de temperaturas en el Intercambiador de calor.....	71
26	Características técnicas y convectivas generales.....	101
27	Características en detalle del intercambiador elegido.....	102
28	Intercambiador de calor de tubo y coraza con sus accesorios.....	103
29	Tabla de elección de tuberías del sistema hidráulico.....	109
30	Tabla de pérdida en válvulas por pie de tubería.....	111
31	Tabla de pérdida en codos por pie de tubería.....	111
32	Tabla de elección de bombas.....	114
33	Gráfico de elección de bombas.....	115
34	Bomba con su respectivo sello sanitario.....	115
35	Gráfica de temperatura (°C) vs. Viscosidad (cst.) para solución de azúcar.....	118
36	Tabla de gravedad específica para jarabe de azúcar.....	119
37	Tabla de SSU seg. Saibolt Universal.....	119
38(a)	Viscosidad vs. Porcentaje máximo de velocidad.....	120
38(b)	Viscosidad vs. Factor de potencia a multiplicar.....	120
39	Gráfica de fluido Newtoniano.....	140
40	Gráfica de curvas para encontrar la tubería de vapor.....	126
41	Caída de presión psi/100 vs. Flujo de vapor lbs/hr.....	127
42	Vapor Flash.....	128
43	Porcentaje de vapor flash.....	130
44	Flujo de Masa (lbs/hr) para retornos secos y cerrados.....	131
45	Software para obtener diámetros de tubería.....	132
46	Formación de ondas de choque.....	134
47	Reductores de transferencia de calor.....	135
48(a)	Accesorios del circuito de vapor.....	137
48(b)	Accesorios del intercambiador de tubos.....	137
49	Trampa de Balde invertido.....	156
50	Funcionamiento de intercambiador de placas.....	167

INDICE GENERAL

RESUMEN	Pág. II
INDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS	VIII
INDICE DE FIGURAS	XIV
INDICE DE TABLAS	XVI
INDICE DE PLANOS	XVIII
ANTECEDENTES	1
I. Definición del problema.....	5
1.1. Etapas del Proceso de Embotellado	5
1.2. Obtención de los Jarabes.....	13
1.3. Proceso de tratamiento y ablandamiento del agua.....	15
II. IMPORTANCIA DEL JARABE EN LA INDUSTRIA Y SUS	

DIFERENTES APLICACIONES.....	17
2.1. Secuencia operacional para la cocción del jarabe simple. Etapa A.....	20
2.1. Secuencia operacional para la cocción del jarabe simple. Etapa B.....	21
2.2. Secuencia operacional para la cocción del jarabe terminado.....	23
3. OPCIONES DE SOLUCION.....	24
3.1. Usar las marmitas como tanques de mezcla.....	24
3.2. Adquirir intercambiadores de calor.....	29
3.2.1 Clasificación de los tipos de intercambiadores de calor de tubo y coraza.....	31
3.2.2 Intercambiadores de calor tipo placas.....	42
3.2.3 Intercambiador de tipo compacto.....	49
IV CÁLCULO Y SELECCIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	56
4.1. Cálculo de la carga térmica requerida para el diseño del Intercambiador de agua – vapor de casco y tubos.....	68
4.2 Cálculo del área de transferencia o de diseño	

para el intercambiador de calor de tubo y coraza.....	73
4.3. Cálculo del Coeficiente Global de Conductancia Total U.....	82
4.4 Cálculo de la potencia de la bomba del Intercambiador de calor de tubos.....	84
4.5. Selección del intercambiador de calor de tubo y coraza.....	85
V. PERSPECTIVAS DE LA INSTALACIÓN.....	107
5.1 Dimensionamiento del Circuito Hidráulico.....	107
5.2 Accesorios para el circuito de vapor y condensados.....	133
5.3 Programa de Preparación del Jarabe.....	138
5.4 Análisis económico.....	140
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	149
ANEXOS.....	159
BIBLIOGRAFÍA.....	172
PLANOS	

ANTECEDENTES

Esta tesis de grado presenta un estudio técnico evaluativo en lo que respecta a eficiencias de Sistemas Térmicos. Actualmente me encuentro ofreciendo mis servicios como Egresada de Ingeniería Mecánica a CONGASEOSA, Compañía Embotelladora de Bebidas carbonatadas. Esta empresa posee en la actualidad cinco líneas de embotellamiento. Estas bebidas gaseosas cada una con un sabor identificable dados por los jarabes y saborizantes respectivos se procesan en tanques de acero inoxidable que se conocen con el nombre de marmitas.

Para ello fue necesario, hacer una inspección visual de la instalación en general, considerando todo el sistema, es decir: el circuito hidráulico, el circuito de vapor y el circuito de retorno de los condensados, poniendo énfasis especialmente en los procesos de cocimiento del jarabe simple y del jarabe terminado, que se realizan en dichos tanques de acero inoxidables o marmitas, estableciendo, de esta manera, las pérdidas de calor más sobresalientes, que nos lleven a encontrar las alternativas de solución más convenientes y como minimizarlas, de tal forma que se obtenga una correcta transferencia de calor, que debe llevarse a cabo eficientemente. En otras palabras, recuperar y reciclar todas las fuentes de calor desperdiciado.

Para determinar las mejoras o alternativas de solución más inmediatas, enunciaremos a breves rasgos algunas de las causas más importantes de las fallas técnicas de este sistema, a saber:

- Que estas marmitas están en funcionamiento desde hace más de veinte años y que su mantenimiento mecánico durante este período de tiempo ha demandado una serie de reparaciones constantes, ya sea por golpe de ariete, vejez del acero, un inadecuado sistema de recolección de condensado, etc.
- Las entradas de vapor a las respectivas marmitas no asegura un tiempo eficiente de calentamiento del agua
- Los imprevistos que se suscitan diariamente en lo que concierne al vaciado del azúcar, determinan también demoras y atrasos que son de real consideración y que ameritan un verdadero estudio técnico para asegurar mejores formas de vaciado.

Estas son algunas de las razones por las que decido como más adelante se verá, la compra de un intercambiador de calor diseñado para el efecto, como una de las alternativas más inmediatas.

Teniendo en cuenta estos antecedentes anotados y considerando la información de que dispongo otorgada por CONGASEOSA, concluyo:

Reemplazar la marmita #1 y considerar la opción de adquirir un intercambiador de calor, de tal forma que se establezcan nuevos parámetros de trabajo en nuestro sistema a considerar; o realizar nuevas reparaciones a las zonas afectadas de las marmitas y estimar nuevamente la opción de adquirir un intercambiador de calor, reutilizando de ésta manera el sistema. Siguiendo estos lineamientos, ya sea que se reemplace el equipo, o se repare el sistema, la decisión que se tome, implicará un acertado dimensionamiento de tuberías y demás consideraciones técnicas tanto, para el circuito hidráulico como para los circuitos de vapor y recolección de condensados.

Este es el propósito o la meta de esta investigación, adjuntando también los respectivos cálculos, presupuestos y recursos humanos que sean necesarios y convenientes. Obteniéndose así:

- Tiempos de calentamiento más eficientes,
- Resguardo de la calidad del producto.
- Planificación de la producción
- Economía de los materiales,

- Una correcta transferencia de calor,
- Mejor calidad de vapor.
- Reducir los costos de energía
- Prevenir costosos daños
- Un manejo efectivo de recolección de condensados
- Disminuirá el riesgo de accidentes y paros por reparaciones, etc.



CAPITULO 1

1. DEFINICION DEL PROBLEMA

En el presente capítulo veremos esquemáticamente, los diferentes procesos que intervienen en la obtención de los jarabes, y como se realizan en la actualidad, por CONGASEOSA S. A. COMPAÑÍA EMBOTELLADORA DE BEBIDAS CARBONATADAS.

1.1 Etapas del proceso de embotellado.

Las cajas provenientes del mercado son ubicadas en pallets y puestas en un despaletizador mecánico y luego siguiendo una línea de proceso, son desencajonadas y conducidas por medio de cadenas de acero inoxidable, lubricadas, llevándolas hasta la mesa de carga de la lavadora. Ver fig. # 1.

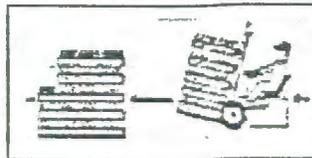


Fig. # 1- Apilamiento de botellas vacías.

Una vez que están en la mesa de carga, las botellas están listas para entrar a la máquina lavadora, en donde comienza el proceso de lavado propiamente dicho.

◆ **Proceso de Lavado de Botellas.-**

En una lavadora común, con varios compartimentos, las botellas pasan por una sección de preenjuague, usualmente por 2 tanques de remojo con soda cáustica, dos secciones de lavado de chorro y un enjuague final. Ver fig. # 2.

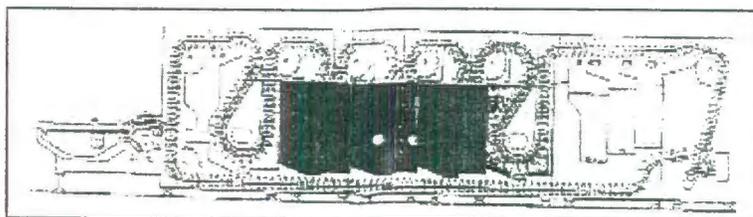


Fig. # 2 - Vista Interior De Una Lavadora De Botellas

◆ **Preenjuague.-**

En la sección de preenjuague, se utiliza agua recirculada de la etapa de enjuague final, esta agua

contiene normalmente una pequeña dosis de soda cáustica que es útil en el preenjuague.

El agua se calienta hasta una temperatura de 25°C a 30°C, mientras pasa por un intercambiador de calor.

Con esta temperatura se impide que la botella sufra un choque térmico, al entrar al primer tanque de remojo.

◆ **Acción de los tanques de remojo.-**

Después de pasar por la sección de preenjuague donde se retira de la botella toda suciedad suelta, tanto por su interior, como de su exterior, entran al primero de los tanques de remojo con cáustica. En el primer tanque, la temperatura de la solución debe de ser de 55°C aproximadamente y la concentración de cáustica de 2 %.

Las botellas pasan, al segundo tanque de cáustica, el cual debe estar más caliente. Aquí la temperatura es de 65°C y la concentración de la cáustica debe ser de 2.5%.

◆ **Lavado por chorro.-**

Las botellas entran a las secciones de lavado por chorro, donde comienza su enfriamiento. En cada sección de enjuague la temperatura de la solución se va tomando

sucesivamente más fría. Con el fin de que las botellas se limpien satisfactoriamente tanto en su interior como en su exterior, las boquillas del lavado por chorro trabajan, correctamente alineadas.

◆ **Enjuage Final.-**

Las botellas se lavan por última vez con agua blanda fresca clorada, con una concentración de 3 a 5 mg/lt. La presión del agua no debe ser inferior a 2,8 kg/cm², ni superior a 4,5 kg/cm². Una presión superior a estas, podría sacar las botellas de sus portabotellas y causar obstrucción.

Después del enjuague final se deja que el agua escurra de las botellas, mientras pasan a la sección de descarga. Unas guías de descarga las mantiene en el portabotellas. Estas guías llevan las botellas poco a poco de la posición invertida a la horizontal.

Entonces las botellas caen o son empujadas suavemente desde los portabotellas hasta los dedos expulsores o levas rotativas.

Una vez enderezadas, las botellas son desplazadas a una placa fija, de donde se transfieren a la sección de descarga.

Ya lavadas, las botellas deben ser de nuevo, cuidadosamente inspeccionadas, antes de proceder a llenarlas, con el producto. Dicha inspección se realiza, en algunas pantallas diseminadas a lo largo del transportador, antes de llegar a la llenadora. Las botellas pasan por dichas pantallas a un promedio de 200 rpm.

- **Proceso de Llenado.-**

Al llegar a la llenadora por intermedio de un sin fin, es posesionada en la estrella de entrada, la cual por intermedio de un posesionador de botella, es puesta debajo del tubo de venteo por medio del cual se introduce bebida dentro de la botella, hasta un determinado nivel, que lo da el orificio en el tubo de venteo.

- **Requisitos del Proceso de Llenado.-**

En el proceso de llenado se deben cumplir 4 pasos básicos que son:

1. Contrapresionar la botella

2. Adición del producto carbonatado.
3. Controlar el nivel de llenado y
4. Alivio de la presión.

Después, la botella es tapada en el coronador (tapa corona) o tapada en la roscadora (tapa rosca) y por medio de transportadores, se dirige a la encajonadora en donde llega correctamente agrupadas y es ahí donde las botellas quedan encajonadas para dirigirse hacia el paletizador y su destino final. Como se observa en la fig. 3.

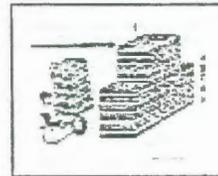


Fig.# 3A - Apilamiento de botella llenas

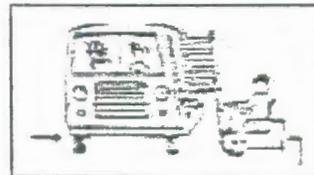


Fig. #3B - Camiones para la entrega

En la fig. 4, se muestran las etapas simultáneas que se llevan a cabo en el proceso de fabricación de las bebidas carbonatadas Coca Cola, Fanta y Sprite. Fig. # 4 y 5.

11

PROCESO DE ELABORACION DE LAS BEBIDAS EN ENVASE DE VIDRIO

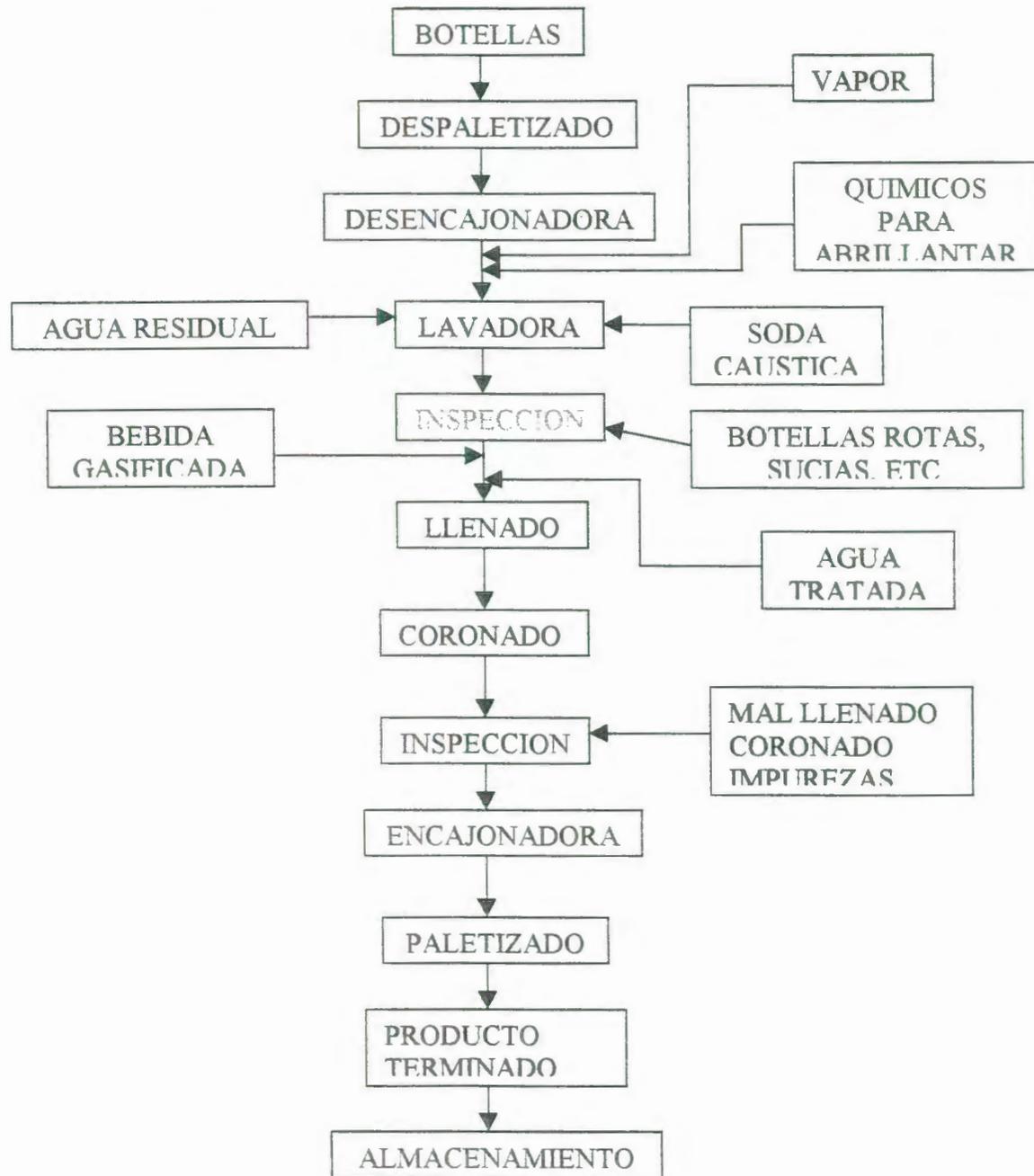


Fig.# 4 Proceso de elaboración de las bebidas en envase de vidrio

PROCESO DE ELABORACION EN BOTELLA PET

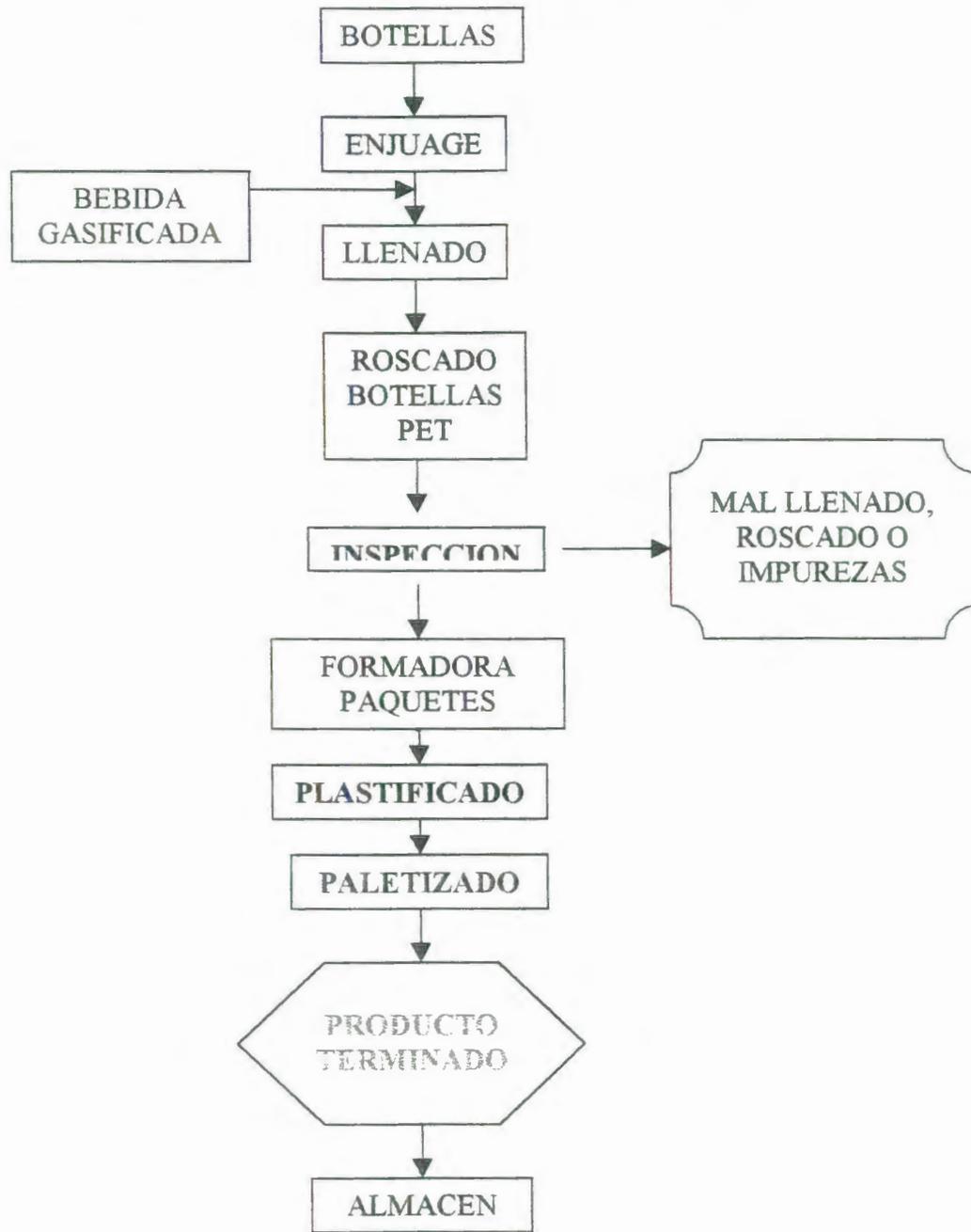


Fig. #5 Proceso de elaboración de las bebidas en botellas pet.

1.2 Obtención de los jarabes.

En el proceso de elaboración de los jarabes tenemos que destacar en síntesis el proceso de tratamiento de agua del cual se puede observar en la figura # 8. Y del que hablaremos al final de la descripción de los procesos de elaboración de los jarabes.

Obtención del Jarabe Simple.-

El jarabe simple es preparado en una de las marmitas y cargado con agua tratada, azúcar, carbón activado y polvo filtrante. Una vez realizada la cocción esta mezcla pasa a ser filtrada en un filtro Klocner, para luego que cumpla con las normas estipuladas por el proceso, se recogen muestras y se evalúa color y apariencia. Si hay partículas de carbón se vuelve a recircular por el tiempo que sea necesario.

Una vez aprobado por el laboratorio de control de calidad se almacena temporalmente en el tanque pulmón para posteriormente pasarlo por el intercambiador de calor y enfriarlo de 80°C a 20°C, para finalmente ir a uno a los

tanques donde se va a preparar el jarabe final o jarabe terminado. Ver figura # 6.

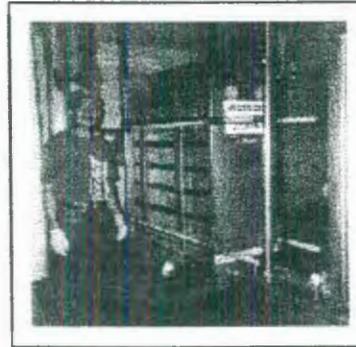


Fig. # 6 - Intercambiador de calor de 3 etapas donde se enfría el jarabe simple de 80°C a 20°C

Obtención del jarabe terminado

El jarabe simple una vez obtenido ingresa a un tanque esterilizado y se toman muestras respectivas del Brix y con estos valores, de Brix 58°, recurrimos a la tabla de densidad y calculamos cuantos litros de jarabe simple se requieren para cada unidad de concentrado a preparar.

Luego, esta mezcla de jarabe simple, conservantes y concentrado según el sabor solicitado se almacena en tanques, obteniéndose así, el jarabe terminado. Ver figura # 7.

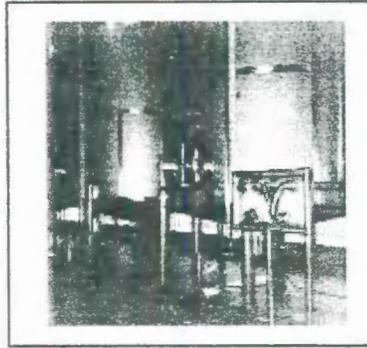


Fig. # 7 -Tanques de jarabe terminado

1.3 Proceso de tratamiento y ablandamiento del agua.-

El agua potable es suministrada por la EPAP-G, donde es recibida en cisternas, para luego ser bombeada a las diferentes áreas de la planta. Así:

- * Para el jarabe simple (Agua tratada).
- * Para la lavadora de botellas, calderos, condensadores, evaporadores, torres de enfriamiento (Agua ablandada).
- * Para la limpieza general de la planta.

En el proceso de tratamiento de agua para el jarabe simple, el agua potable pura entra a un tanque de clorinación, luego pasa por un filtro de arena, más tarde a un filtro de carbón y por último al de pulido, teniendo así agua pura o tratada para el tanque de cocimiento y todo el equipo de preparación de estos jarabes.

A continuación se tiene el diagrama correspondiente:
FLUJOGRAMA DEL PROCESO DE REPOTABILIZACION Y

ABLANDAMIENTO DEL AGUA

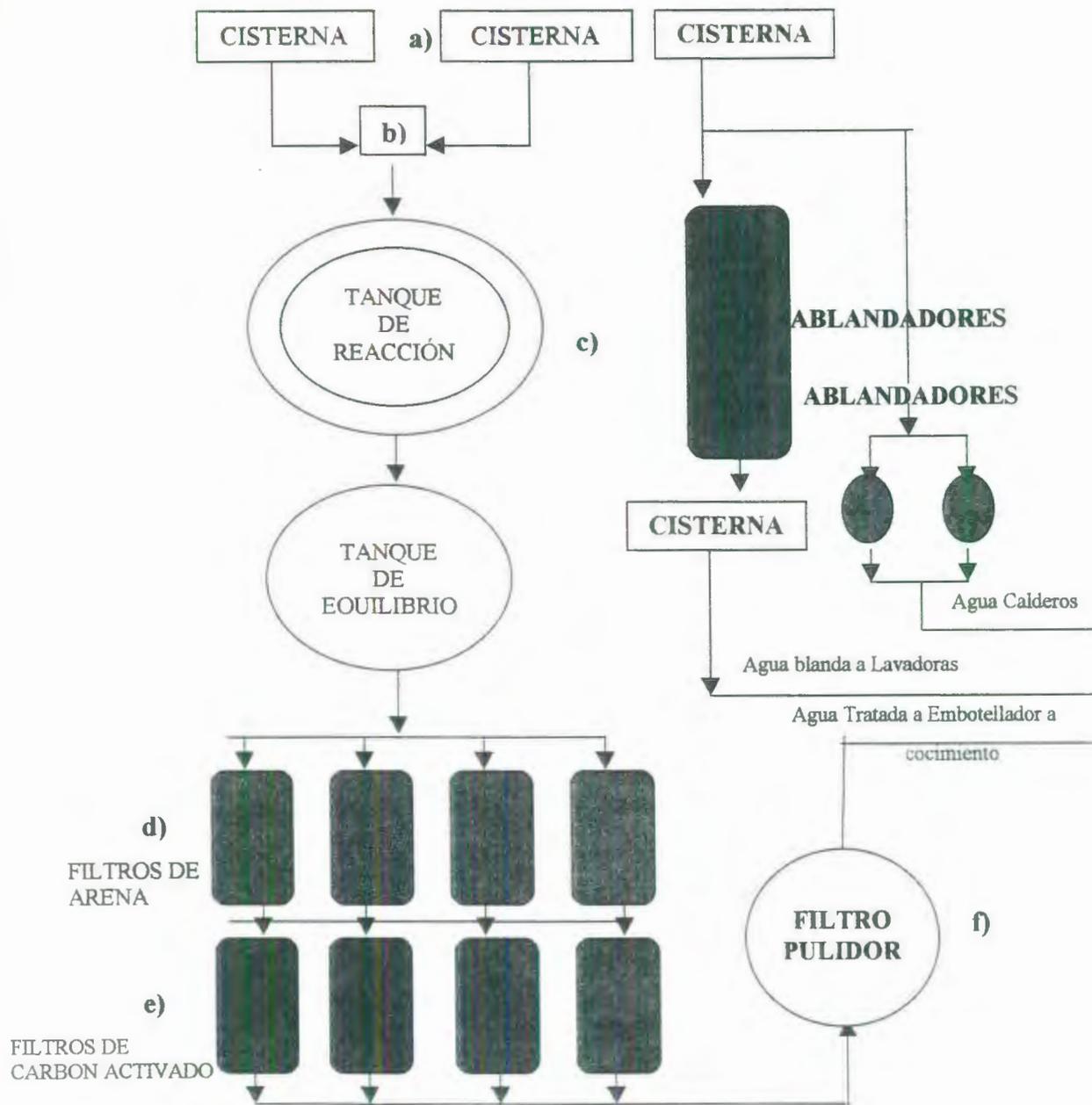


Fig. #8 - Flujoograma del proceso de repotabilización y ablandamiento del agua.

Capitulo 2

2. IMPORTANCIA DEL JARABE EN LA INDUSTRIA Y SUS DIFERENTES APLICACIONES.

Importancia del Jarabe Base ó Jarabe Simple en la industria y su aplicación en la Ingeniería Mecánica.-

En virtud de la importancia del proceso de elaboración del jarabe base ó jarabe simple en la industria, ya sea para aplicaciones farmacéuticas, como por ejemplo: bebidas infantiles ó para una variedad de usos en la línea alimenticia como son: mermeladas, jugos, caramelos, etc., se hace imprescindible que el Ingeniero Mecánico, conozca, comprenda y cuantifique este proceso, antes de desarrollar una metodología para optimizar este sistema.

La optimización de este sistema, está en función de algo que ya existe, como es el caso de la Sala de Jarabes y sus instalaciones y extraerle al mismo, una alta eficiencia, implementándolo técnica y eficientemente, para que incremente su producción. Es de relevante importancia, que para llevar a cabo este objetivo, sus operaciones unitarias como son: el vaciado del azúcar y su respectiva humedad y otras operaciones, deban ejecutarse con un alto grado de efectividad, para que el producto terminado, tenga el aspecto organoléptico deseado; es decir una bebida fluida, fresca, no untuosa al tacto, etc.

Esto exige que para mantener ahorros de energía, vapor y agua, se estabilice el jarabe simple ó jarabe base, a partir de un control de calidad eficaz de sus principios activos calculados, hasta lograr una mezcla homogénea.

Es trascendente destacar, la procedencia y humedad del azúcar, ya que la adición de calor ó la transferencia de calor convectiva está relacionada directamente con la densidad del jarabe, que se refleja, cuando se realiza la medición de los grados Brix (Bri x 58°). Pues si el azúcar comprada, tiene un alto grado de humedad, se necesitará introducir al sistema, mayores tazas de velocidad de masas de vapor, aumentando los consumos de energía y costos de

operación. La garantía de calidad de la materia prima, en lo que refiere al azúcar, como principio activo, tiene que ser eficiente y constante y con relación a una curva de calibración de parámetros de humedad. De esta forma nos aseguramos, de que no se presenten problemas como por ejemplo: un jarabe simple, caramelizado con separación de fases, que determinen retardos térmicos.

Por último, una vez obtenido el Jarabe Simple, es significativo estimar las propiedades termofísicas y el comportamiento hidrodinámico de los fluidos involucrados. Ver en Anexos, normas INEN 1101 para bebidas gaseosas carbonatadas.

Definición de Jarabe Base ó Jarabe Simple.-

Se entiende por Jarabe Base o Simple a la disolución en agua potable de azúcares, miel o melaza, con o sin adición de extractos aromáticos de uso permitido, alcohol y ácidos cítrico, tartárico, láctico, fosfórico o glucónico. Estos jarabes, como también los productos sólidos destinados a preparar bebidas refrescantes constituidos por zumos vegetales deshidratados o por otras sustancias que respondan a las exigencias del Código Latinoamericano de Alimentos, tiene que poseer una determinada densidad que se refleja en los grados Brix. El Jarabe Base ó Jarabe

Simple constituye el ingrediente principal ó vehículo, en el cual se disuelven sus principios activos. También es la materia prima base, de muchas industrias, como las alimenticias, farmacéuticas, etc.

Principio activo.- Es el que tiene una actividad básica en el producto. Ejemplo: El producto es el jarabe simple y el principio activo: El azúcar. Luego, considero el azúcar como principio activo para la elaboración del jarabe base ó jarabe simple.

2.1 Secuencia operacional para la cocción del jarabe simple.-

Etapas A.-

- Verificar o contar el stock de azúcar.
- Cargar de agua tratada la MARMITA con 6000 Lts; la presión es de 60 PSI y a una temperatura de 55 °C. Aprovechando la primera etapa del intercambiador de calor.
- Prender el agitador de la marmita.
- Abrir las válvulas de condensado, tanto del distribuidor de vapor, y de la marmita que se va a introducir vapor.

- Una vez abiertas las válvulas de condensado se espera aproximadamente un minuto hasta que llegue el vapor al distribuidor.
- Abrir válvulas de vapor de la chaqueta intermedia de la marmita que se quiera utilizar; la presión debe estar entre 40 –60 PSI.
- Vaciar el azúcar previamente pesándola en la balanza (12.000 Kg) de piso de acuerdo al programa de elaboración del jarabe simple. (El tiempo es de 1 a 1,5 horas).
- Agregar carbón activado.
- Agregar polvo filtrante.
- Llevarlo a temperatura de 80° C por 80 minutos.
- Total tiempo de procesamiento de cocción del jarabe simple de 2 a 2,5 horas.

2.2 Secuencia operacional para la cocción del jarabe simple.-

Etapas B.

- Antes de iniciar la filtración se debe revisar que el filtro Klocner esté limpio, para preparar la precapa en un tiempo promedio de 60 minutos. (25 Kg tierra filtrante)

Ver figura # 9.



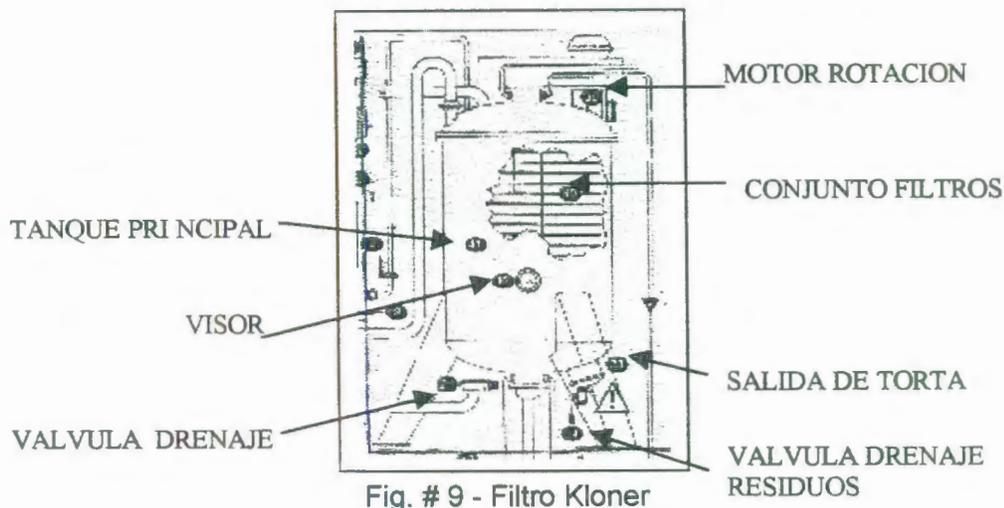


Fig. # 9 - Filtro Kloner

- Se abre la válvula de las marmitas 1 o 2 para transferir el jarabe al filtro, haciéndolo recircular aproximadamente de 50 a 80 minutos.
- Una vez filtrada se recoge una muestra de la válvula y se evalúa el color y la apariencia. Si hay presencia de partículas de carbón se vuelve a recircular por el tiempo que sea necesario. (No más de 90 minutos).
- Una vez aprobado por el laboratorio de control de calidad se almacena temporalmente en el tanque pulmón para posteriormente pasarlo por el intercambiador de calor a uno de los tanques donde se vaya a preparar el jarabe final programado, cuidando siempre que el jarabe no pase a temperaturas superiores a 21° C. Ver fig. # 10

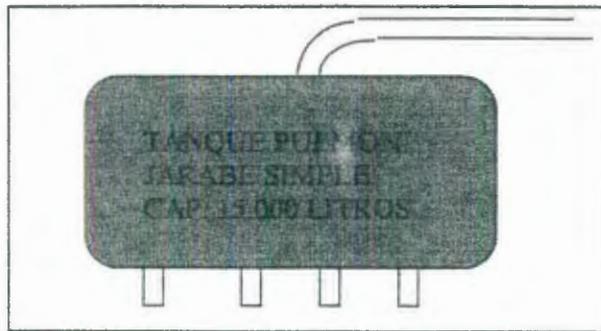


Fig. # 10 – Tanque Pulmón

- El jarabe filtrado es transferido a los tanques previa medición en el medidor de flujo.

2.3 Secuencia operacional para la obtención del jarabe terminado.

- Se esteriliza con agua tratada y vapor por un tiempo de 60 minutos, se lo deja enfriar por 15 más; se enjuaga con agua tratada.
- Luego se ingresa el jarabe simple al tanque esterilizado. (14.000 Lts.)
- Tomar muestra para determinar el BRIX (58° BRIX)
- Con el BRIX recurrimos a la tabla de densidad y determinamos cuantos litros jarabe simple se requiere para cada unidad de concentrado a preparar $55 \times 275 = 15.125$ Lts. de Jarabe simple.

CAPITULO 3

3. OPCIONES DE SOLUCION.

Conociendo la importancia del ahorro energético en nuestra Sala de Jarabes, mi trabajo como Ing. Mecánico, consiste en definir las necesidades técnicas que presenta éste Sistema Térmico, y considerar las Alternativas de solución más convehientes, requeridas para establecer, nuevos parámetros de operación más eficientes, como veremos en éste capítulo.

3.1 Usar las marmitas como tanques de mezcla.-

Después de inspeccionar visualmente a las marmita #1 y marmita #2 instaladas en la planta, y revisar los distintos informes de la vida técnica de ellas, observo que: Ver fig. #11, 12 y planos.

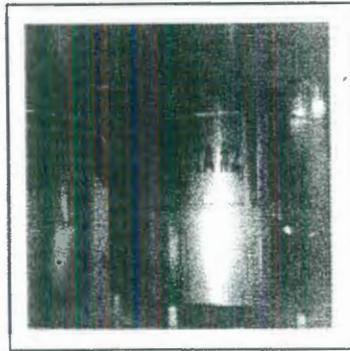


Fig.# 11 - Marmita 2

1. La marmita #2 se estima que tiene operando más de 25 años, no así la marmita #1 que entró a operar el mes de Diciembre 2 de 1976.
2. Se nota que la marmita #2 debió haber tenido múltiples problemas en la chaqueta de vapor, por sus reparaciones, soldaduras y partes nuevas cambiadas.
3. El diseño de este tanque cilíndrico vertical no es confiable puesto que tiene una sola chaqueta para la parte cilíndrica y cónica, a diferencia de la marmita #1 en que las chaquetas son subdivididas en tres, una totalmente independiente para la parte superior, otra independiente para la parte inferior y otra para el cono, motivo por el cual la marmita #1 es más eficiente que la marmita #2. Ver Fig. # 12.

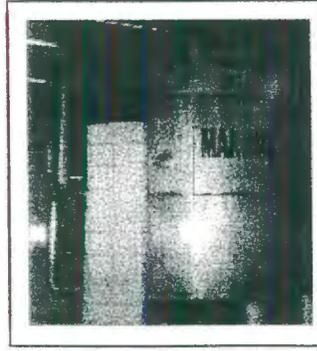


Fig # 12 - Marmita 1

4. No existe en archivo plano de construcción de este tanque cilíndrico vertical enchaquetado con agitador, en lo que respecta a la marmita #2, pero como resultado de la inspección ocular, se nota la vejez del acero, lo cual determina que no se puede predecir su durabilidad por lo tanto es importante el cuidado en lo que concierne a su mantenimiento mecánico.
5. Las condiciones de operación actuales de la marmita #2, no aseguran una adecuada evacuación del condensado, favoreciendo la aparición de golpe de ariete y otras fallas mecánicas por las siguientes razones:
 - ✓ Existen varias tuberías de retorno de condensado, una empotrada en el piso, otra elevada sobre la pared, y la última que también está al pie del piso. Ninguna de

éstas tuberías se encuentra conectada a la descarga de condensado del equipo.

- ✓ El sistema de válvula, filtro, y trampa de vapor para evacuación del condensado no está trabajando apropiadamente.

6.- La marmita #2 presenta deformaciones plásticas en forma de hundimientos en las siguientes zonas:

Recipiente interno:

- ✓ Deformación de la pared interna del tanque dirigida hacia el interior del mismo en una zona de 2700 mm de altura por 1500 mm de ancho, en esta zona existe evidencia de que el material sobrepasó su límite de resistencia a tracción produciéndose fisuras en la envolvente. Estas fisuras al momento se encuentran reparadas con soldaduras.

Exterior de la camisa:

- ✓ Hundimiento en la zona superior de la envolvente de la camisa. El área afectada es de 1500 mm de altura por 2000 mm de ancho aproximadamente.

- ✓ Hundimiento en la zona inferior de la envolvente de la camisa. El área afectada es de 1000 mm de ancho y 3000 mm de altura.
- ✓ Existe desprendimiento de los plug welds que conforman la camisa las zonas afectadas por deformaciones.

7.- La marmita #2, no tiene sistema de venteo o por lo menos ha sido suspendido.

8.- Y como conclusión podemos decir, que la marmita #2 debe ser reemplazada y cotizar en el mercado una nueva. Sin embargo es importante que hasta que se decida efectuar esta adquisición, mantener una política de operación del equipo que permita parámetros técnicos de trabajo basados en un constante mantenimiento que nos otorguen, consumos de energía, agua y vapor que sean solo los necesarios. Con esto se evitará el riesgo de accidentes y paros por reparaciones que luego repercuten en la producción.

9.- Debe considerarse a parte de la compra de la marmita, la alternativa de adquirir, un intercambiador de calor, diseñado

para el efecto, con el fin de obtener un eficiente calentamiento del agua que se va utilizar para la preparación del jarabe simple, estableciéndose que las marmitas funcionen como tanques de mezcla.

3.2. Adquirir intercambiadores de calor.-

La opción de adquirir un intercambiador de calor, como medio para satisfacer las demandas de una mejor solución, que involucre eficiencia de tiempos y costos que justifiquen la inversión y que a la vez determinen en el sistema térmico en mención, satisfacciones técnicas para lo que es imprescindible, la adición de calor en el preparado del jarabe simple, es lo que considero, desde el punto de vista implementado, como otra de las "mejoras técnicas", para la modificación de este sistema de cocción.

Daré pues, paso a definir los términos y principios básicos de un INTERCAMBIADOR DE CALOR.

- **Definición.-** Es un dispositivo que facilita la transferencia de calor de una corriente de fluido a otra. También podemos decir que recuperan calor entre dos flujos.

- **Clasificación.-** Una importante clasificación de los intercambiadores de calor los divide en: Intercambiadores de Calor de una sola corriente e Intercambiadores de Calor de dos corrientes.
- **Intercambiadores de una sola corriente.-** Un intercambiador de una sola corriente es aquel en el que solo varía la temperatura de un fluido. Ver Fig. #13

DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE UNA SOLA CORRIENTE, DONDE m_H SE MANTIENE A TEMPERATURA CONSTANTE Y m_C VARIA.

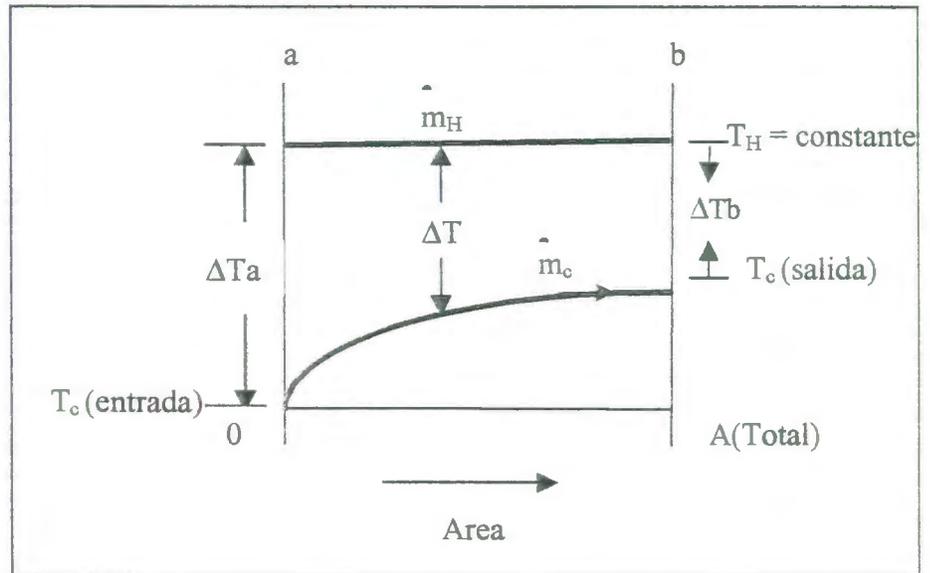


Fig. # 13 Distribución de temperaturas de un intercambiador de calor de una sola corriente

T_H = Temperatura del fluido H que se mantiene constante

T_C = Temperatura del fluido C

\dot{m}_H = Velocidad de masa del flujo H

\dot{m}_C = Velocidad de masa del flujo C

- **Intercambiadores de dos corrientes.-** Un intercambiador de dos corrientes es aquel en el que cambia la temperatura de ambos fluidos.

Clasificación de los intercambiadores por su configuración técnica.-

- Intercambiadores de calor de tubo y coraza.
- Intercambiadores de calor de placas.
- Intercambiador de calor de tipo compacto

Analizaré a continuación, detalladamente cada uno de los intercambiadores mencionados:

3.2.1 Clasificación de los tipos de intercambiadores de calor de tubo y coraza. Ver Fig. # 14

Encontramos los siguientes tipos:



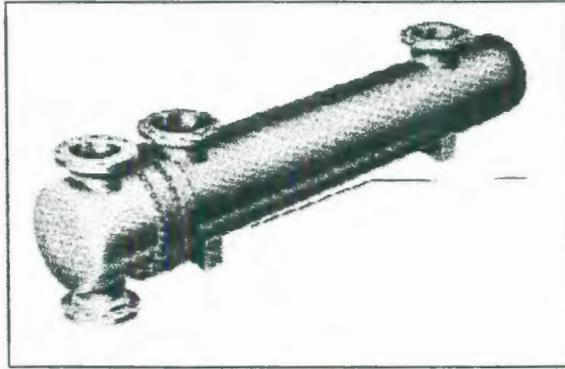


Fig. # 14 - Intercambiador de tubo y coraza

- **Intercambiadores de un solo paso.-** Son aquellos en que ambos fluidos recorren el intercambiador de una sola vez, este tipo de mecanismo se lo conoce también como Intercambiador de Paso Unico.
- **Intercambiador de pasos múltiples.-** Es aquel intercambiador en el cual sus tubos están dispuestos en uno o más pasos en su interior. Ver Fig. # 15.

De una manera general se puede decir que ha mayor número de pasos mayor recuperación de calor que puede obtenerse. Sin embargo, diseñar mecánicamente este tipo de intercambiador termohidráulico obedece a un estudio determinado que implica consideraciones que hay que tener presente de acuerdo al proceso en el cual va a trabajar.

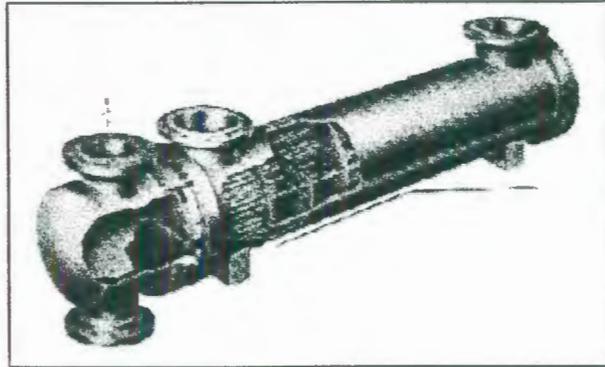


Fig. # 15 - Intercambiador de dos pasos

- **Intercambiadores de flujo paralelo.-** Cuando en el intercambiador ambos fluidos se desplazan en la misma dirección. Ver figura # 16.

Este tipo de intercambiadores con flujo en paralelo se usan para fluidos viscosos y fríos, puesto que pueden permitir un mayor coeficiente convectivo.

DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO PARALELO DE UN SOLO PASO.

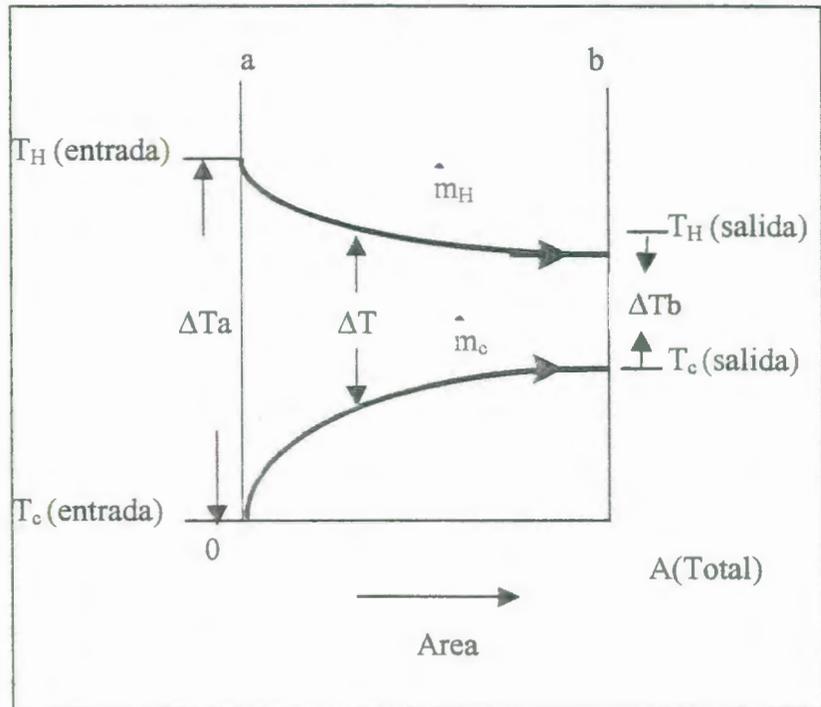


Fig. # 16 Distribución de temperaturas para un intercambiador de flujo en paralelo.

- **Intercambiadores de tipo contraflujo.-** Cuando en un intercambiador los fluidos transitan en direcciones opuestas. Se lo conoce también como

Intercambiador de Contracorriente y son los más eficientes dentro del grupo de intercambiadores de Tubo y Coraza. Ver Fig. # 17

DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CONTRAFLUJO Y DE UN SOLO PASO

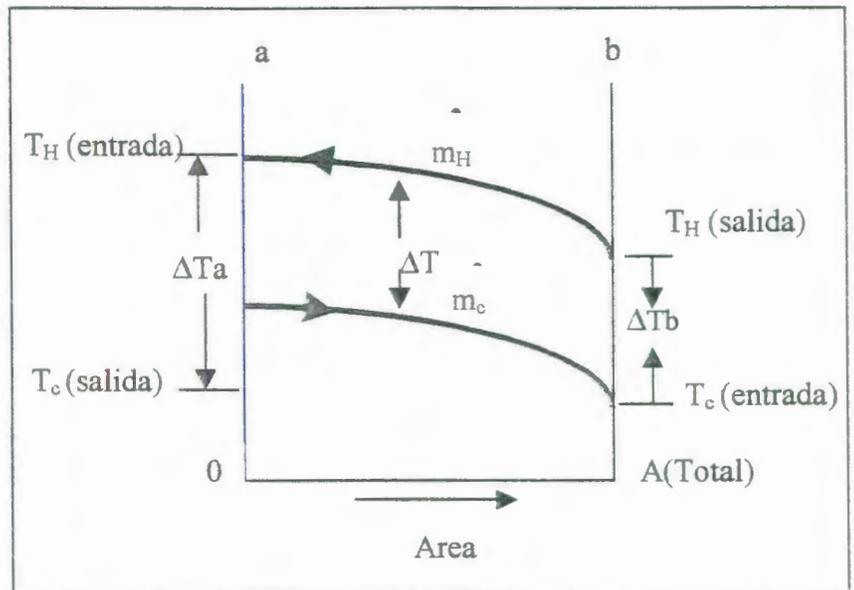


Fig. # 17 Distribución de temperaturas de un intercambiador en contraflujo

- **Características, ventajas, desventajas y generalidades de los intercambiadores de calor de tipo tubo y coraza.**

La satisfacción de muchas demandas industriales requiere el uso de un gran número de intercambiadores de calor de tubo y coraza

extremadamente útiles, ya que de acuerdo al diseño, al proceso, y a la función que desempeñen, se pueden ensamblar en cualquier taller a partir de partes standard, proporcionando superficies de transferencia de bajo costo y de alta eficiencia.

Sus características son las siguientes, teniendo en cuenta sus ventajas y desventajas:

- Estos presentan una baja caída de presión y son ideales para soportar la presión del vapor condensándose cuando se los utiliza para calentar fluidos de proceso.
- Dada su configuración, este intercambiador de tubo y coraza, no se presta para fugas de vapor, su sello funcionará para condiciones razonables de operación lo que determina una buena transferencia de calor y un ahorro desde el punto de vista de vapor/hora.
- Permite obtener rangos de temperatura eficientes, aunque no estrictamente exactos, como lo brindaría un intercambiador de placas, lo cual sería una desventaja del intercambiador



de tubos, si lo que se busca, es exactitud de temperaturas.

- Son versátiles.
- Pueden trabajar con tubos rectos, helicoidales y en U. Ver fig. # 18

Los tubos en U pueden dilatarse libremente, eliminando la necesidad de los tubos flotantes. Estos tubos que se doblan en U se pueden instalar con deflectores de maneras convenientes. No son recomendados para alimentos, solo para agua, pues las características de transferencia de calor del agua la supera de todos los demás fluidos. Aunque el agua es corrosiva, cuando fluye dentro de los tubos generalmente no hay problemas serios.

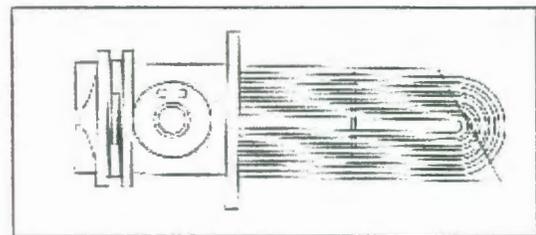


Fig. # 18(a) Intercambiador de calor de tubos en U

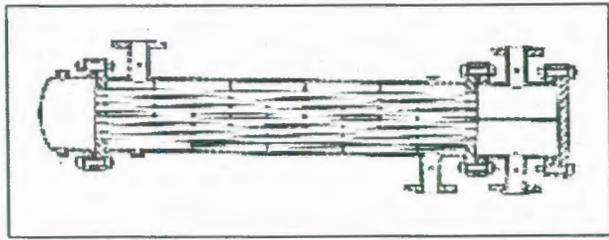


Fig. # 18(b) Intercambiador de calor de tubos rectos.

- Dependiendo de las necesidades de los sistemas a donde van a ser instalados. Pueden funcionar, verticalmente u horizontalmente. Esto es de acuerdo al lugar donde ejecuten su función, pero indudablemente que su mejor postura para trabajar, es la posición horizontal, porque favorece a la limpieza del equipo, y a la recolección de condensados. Ver fig. # 19

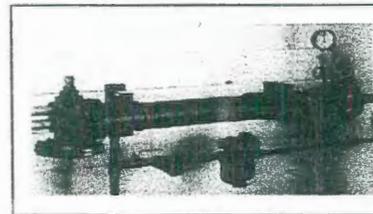


Fig. # 19 - Intercambiador de calor de tubo y coraza en posición horizontal

- Cuando los intercambiadores de calor se usan como enfriadores de fluido de proceso, el agua es el medio enfriador principal.

- Los intercambiadores de calor de tubo y coraza también pueden ser diseñados con cabezales fijos, pero la parte externa de los tubos es inaccesible para la inspección y limpieza mecánica. Los problemas de expansión son extremadamente críticos.
- Los intercambiadores de tubo pueden ser de cabezal flotante cuyo haz de tubos eliminan los problemas de expansión diferencial, moviéndose libremente.
- Estos intercambiadores de calor pueden trabajar, dividiendo el flujo a utilizarse, en varios tubos. Estos tubos tendrán que ser diseñados de acuerdo a las necesidades técnicas del proceso a seguir, es decir temperaturas asociadas y presiones a considerar, etc.
- Pueden ser, de un paso, dos pasos o pasos múltiples. Aclarando que entre menos pasos es más conveniente, cuando se trata de mantener un control bacteriológico, ya que sería menos contaminante.

- Son los más baratos del mercado, en comparación con los servicios que prestan y presentan la opción de poder fabricarse localmente, lo que es conveniente porque reduce los costos de fabricación.
- Los costos por mantenimiento son mínimos, pues solo se consideran constantes, los costos por limpieza.
- Permiten variaciones de caudales, dependiendo de las necesidades.
- Trabajan con flujo turbulento y para determinados casos lo hacen con flujo laminar especialmente cuando se va a considerar parámetros bacteriológicos.
- Poseen una vida útil de aproximadamente, 25 a 30 años, lo que permite considerar, recuperar la inversión inicial, dado que sus costos de mantenimiento son mínimos.
- Los valores de las áreas de transferencias son muy convenientes desde el punto de vista del

espacio a usar. Esto es muy importante, ya que al instalarlo habrá que considerar un espacio extra, para su limpieza, lo que podría, ser una desventaja de este intercambiador, con respecto al de placas, que es de fácil acceso. Ver Fig. # 20.

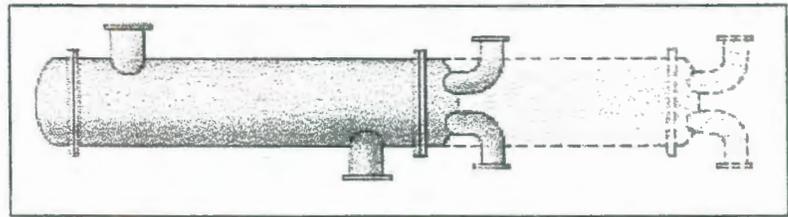


Fig. # 20 – Intercambiador de tubo y coraza; figura que considera su accesibilidad

- Termodinámicamente, el intercambiador de tubo y coraza cumple satisfactoriamente con todos los parámetros convectivos. Esto lo comprobamos en el capítulo 4.
- Se los puede utilizar en aplicaciones en las que están involucrados productos de consumo humano, como alimentos etc. Pero considerando siempre que el material de los tubos sea el más acertado.

- Su instalación es sencilla, y son de fácil mantenimiento.

Intercambiadores de calor tipo placas

Analizaremos sus características, ventajas y desventajas.- Ver Fig. # 21

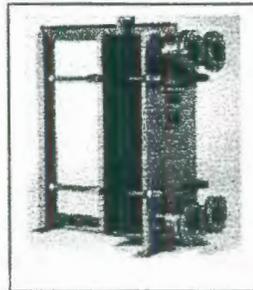


Fig. # 21 - Intercambiador de placas

- Es un equipo continuo que puede manejar elevados flujos en cortos tiempos y con un aprovechamiento elevado de la energía, por lo que estas características lo hace ser muy eficiente.
- En aplicaciones en las que están involucrados productos de consumo humano se utiliza comúnmente intercambiadores de placas, porque garantiza las condiciones higiénicas para el procesamiento de alimentos, pero esto es relativo.

- Tienen la posibilidad de tener varias secciones en el mismo equipo (calentamiento y enfriamiento).
- Gran versatilidad y flexibilidad de uso, ya que con diferentes distribuciones de las placas, se puede lograr distintos regímenes tecnológicos.
- Son incapaces de procesar flujos muy viscosos o con alto contenido de sólidos en suspensión. Ej.: puré de banano.
- Tienen tendencia a la formación de incrustaciones en las secciones de calentamiento con agua.
- La presión de operación depende fundamentalmente de la resistencia de las juntas de goma. (Esto es un limitante en cuanto a la presión).
- Se puede recuperar calor en estos intercambiadores, lo que mejora notablemente la economía del proceso. Se trata del intercambio calórico entre el líquido a esterilizarse o pasteurizarse y el mismo líquido después de esterilizado o pasteurizado de manera que el material crudo se precaliente a expensas del material esterilizado. Esta operación se llama

recuperación o regeneración en intercambiadores de placa.

- Su principal característica: son los rangos de exactitud de temperaturas que con estos intercambiadores se puede alcanzar, dadas sus ventajosas áreas de transferencias, lo que les permite llegar a obtener, eficientes parámetros convectivos, pues se fabrican de acuerdo con los requerimientos térmicos exigidos, partiendo de datos operacionales de trabajo como: capacidad, temperaturas y caídas de presión.
- Las caídas de presión son un poco más altas de las que se obtienen en un intercambiador de tubos, pero en general, no son significativas, ya que actualmente se han dado constantes mejoras en lo que a diseños e investigaciones técnicas se refiere, considerando, materiales apropiados y que determinen facilidades de servicio. Esto lo podemos comprobar consultando las diferentes líneas comerciales en las que se expenden estos intercambiadores de placas.

- Para utilizar este tipo de intercambiadores es recomendable que ambos fluidos se encuentren en estado líquido, sin embargo esto también es relativo, ya que pueden trabajar con vapor condensándose, a manera de ejemplo. Pero habría que considerar los diferentes procesos y los objetivos del mismo, que de esta forma justifiquen la inversión.
- Son muy eficientes desde el punto de vista de su área de transferencia, porque se recoge en un espacio pequeño una superficie de calor relativamente grande. Ver figura # 22.

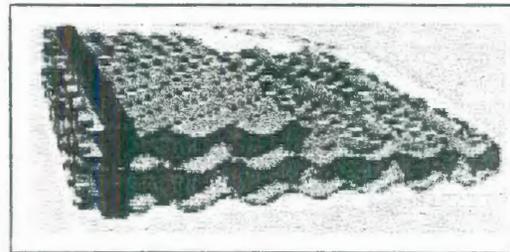


Fig. # 22 – Intercambiador de placas y su área geométrica

- En lo que se refiere a accesibilidad, las características de ahorro de espacio son importantes. Puede atenderse desde un pasillo lateral y estrecho, a lo largo del bastidor. Lo que

coraza, no se daría ya que habría que considerar un espacio extra por motivos de limpieza y mantenimiento. Ver figura # 20.

- Dependiendo del proceso en el que intervengan, estos intercambiadores de placas será muy fácil limpiarlos, siempre y cuando no se lo haga con soluciones muy fuertes y no más de 10 minutos, pues podrían dañarse las placas, pero con esto no se logra una limpieza profunda, pues a la larga, el sarro o depósitos de sedimentos se van acumulando, lo que significa una desventaja de este intercambiador de placas y una ventaja para el intercambiador de tubos, que no presenta estos inconvenientes.
- Pueden abrirse dejando al descubierto ambos lados de la superficie total de transferencia de calor, para inspección visual, reparación o limpieza profunda. Luego limpios, se presenta el problema de los empaques, lo que significa una desventaja desde el punto de vista de costos, como lo

analizaremos en los siguientes items. Ver fig. # 23.

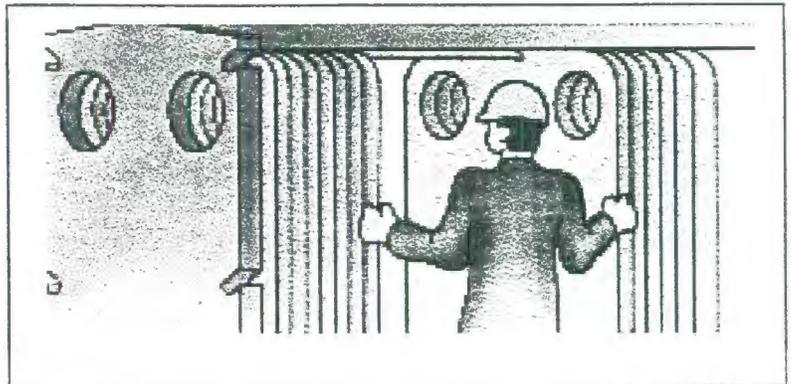


Fig. # 23 – Apertura de las placas de un intercambiador

- Su mantenimiento técnico no representa inconvenientes. Pero desde el punto de vista de costos, como ya lo había anunciado, habría que dejar claro que los empaques que llevan estos intercambiadores de placas son bastantes caros, dependiendo del trabajo o proceso que realicen y del tipo de fluidos que intervengan. Este literal es muy importante, ya que al haber un desgaste, mayor o menor, dependiendo del proceso y también de la delicadeza con que trabaje el obrero al realizar la limpieza o el mantenimiento de este intercambiado. Si se dañan los empaques se van a determinar fugas de los fluidos que intervienen,

dándose lugar a contaminaciones, lo que representaría una gran desventaja, no sólo a nivel de control de calidad, sino de costos de mantenimiento. Comparando con los intercambiadores de tubo y coraza, éstos representan una ventaja, pues no se prestan para fugas de los fluidos involucrados, ni existe el problema de empaques de alto costo. Ver Fig. # 24

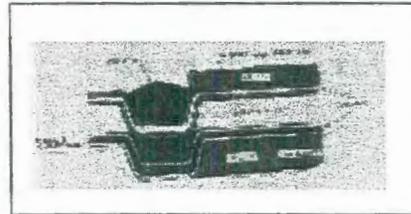


Fig. # 24 – Empaques de intercambiadores de placas

- Son los más caros del mercado.
- Su eficiencia térmica está asegurada, no sólo por su área geométrica, sino también porque trabajan con flujos turbulentos y en contracorriente. Luego la determinación del Número de Reynolds es clave en este intercambiador.

- Pueden ser de uno o dos pasos como los intercambiadores de tubo y coraza.
- Son fáciles de instalar, pues son ligeros y compactos, de fácil manipulación y automatización.
- Tienen una vida útil de 8 a 15 años, en cambio los de tubo y coraza de 25 a 30 años.

Detalles de este intercambiador de calor los podemos leer, en el anexo "Intercambiadores de placas" (acerca de su funcionamiento e instalación).

3.2.2 Intercambiador de tipo compacto.-

Es aquel intercambiador de calor cuya área de transferencia, por unidad de volumen es superior a los 700 m²/m³. Los intercambiadores de calor compactos se usan para transferir calor de un gas a

otro o de un gas a un líquido. Su limpieza es sumamente difícil, a veces imposible.

Selección de la mejor alternativa para intercambiadores de calor

Considerar, entre "las mejoras" a la Sala de Jarabes, como una de las alternativas principales, la opción de insertar, un intercambiador de calor, nos lleva a las siguientes preguntas:

- **¿Cuál de los intercambiadores de calor es el más conveniente?**
- **¿El intercambiador de tubo y coraza o el intercambiador de placas?**

La elección se centra en los objetivos técnicos que tengamos a bien obtener, como por ejemplo: rangos de presión, rangos de temperatura, consideraciones en lo que respecta a caídas de presión, áreas geométricas reales en función con las áreas de transferencia de calor, parámetros convectivos, costos de inversión inicial, costos de mantenimiento y limpieza, futuras

condiciones de operación, materiales de construcción a tener en cuenta, de acuerdo al tipo de fluidos que intervengan, al movimiento hidrodinámico que ejecuten, estimando sus propiedades termofísicas, y especialmente considerando la termosensibilidad del jarabe, etc .

Expongo las razones técnicas de esta elección, ya que he considerado que el intercambiador, más conveniente para la Sala de Jarabes, es el de tubo y coraza:

1. El problema exige el uso de vapor condensándose a una presión determinada como medio para proporcionar el calor al agua y al jarabe
2. Los intercambiadores de Tubo y Coraza, presentan una baja caída de presión y son ideales para soportar la presión del vapor condensándose. Actualmente el mercado internacional ofrece, una gran variedad de ellos.
3. Dada la configuración de este intercambiador y de acuerdo al diseño que se elija, no se presta para fugas de vapor, lo que determina una buena transferencia de calor y un ahorro desde el punto de vista del vapor/hora. También se podría incluir que según los actuales diseños, los modelos que ofrece el

mercado, favorecen al ahorro, como es el caso del modelo tipo compacto.

4. Permite obtener rangos de temperatura eficientes, aunque no estrictamente exactos, como lo brindaría un intercambiador de placas, pero para nuestro caso eso no sería técnicamente significativo.
5. Son muy versátiles.
6. Los costos por mantenimientos son mínimos, a más de considerar, los que se utilizan para la limpieza.
7. Permiten variación de caudales, dependiendo de las necesidades.
8. Trabajan con flujo turbulento, con el fin de lograr altos parámetros convectivos.
9. Poseen una vida útil de aproximadamente 25 a 30 años lo que permite recuperar la inversión inicial, dado que sus costos de mantenimiento son mínimos. Esto se comprobará en el capítulo 5, cuando se analicen los valores de inversión inicial, en función de los consumos de vapor.
10. Los valores de las Areas de Transferencias de calor, son muy convenientes, teniendo en cuenta el lugar que ocupan, desde el punto de vista del Area Geométrica de la Sala de Jarabes y también del área del intercambiador, ya que será de tipo

contraflujo, puesto que existe un gradiente favorable de temperatura a lo largo del intercambiador de calor. Otra ventaja del dispositivo en contraflujo es que para una velocidad dada del flujo de calor se necesita menos área de superficie que si fuera en paralelo.

11. Es fácil su mantenimiento y limpieza. Porque he considerado trabajar, con tubos rectos, pues no sería lo mismo si los tubos fueran en U. Ver Fig. # 18 (a/b). Esta última alternativa no resulta conveniente ya que si nuestro circuito hidráulico fuera solo de agua, no existiría ningún problema, porque se favorecería el sistema dando lugar a una mayor área de transferencia de calor y por ende se obtendría una mayor eficiencia. Pero no solamente es agua lo que va a circular sino también jarabe simple, luego habría que tener presente el hecho de las incrustaciones, los efectos de corrosión, crecimiento de hongos, etc. y estos detalles son determinantes.

12. Puede funcionar verticalmente u horizontalmente, pero decido que funcione horizontalmente dado que favorece a la limpieza de los tubos, a la recolección de condensados y al área geométrica de la sala de jarabes. Ver Figura # 19.

13. Se puede dividir el flujo en varios tubos, pero determino que sea de un solo paso, por economía y menos contaminación.
14. El mercado ofrece muchos tipos de ellos, y los intercambiadores de Tubo y Coraza son los más baratos. Y se puede elegir el más conveniente para la sala de jarabes e incluso queda la alternativa de construirlo localmente, favoreciendo los costos de inversión.
15. Este intercambiador presenta parámetros convectivos muy confiables y eficientes. Considerando este numeral muy importante, ya que los flujos con los que decidamos trabajar; serán significativos. Como vamos a laborar con alimentos, y en nuestro caso, específicamente con, Jarabe simple es fundamental, establecer parámetros de control de calidad y considerar que el material a usarse en nuestro intercambiador de calor sea de acero inoxidable y de tipo sanitario y de tubos de cabezal flotante para evitar expansiones térmicas.
16. Termodinámicamente, el intercambiador de tubo y coraza cumple con todos los parámetros convectivos, considerando el uso de flujo turbulento, sin embargo se podría considerar la alternativa de usar un intercambiador de calor que trabaje con flujo laminar, tomando en cuenta la termo-sensibilidad del

jarabe, evitando de esta manera cambios organolíticos del mismo, dado que trabajamos con alimentos.

17. Son muy fáciles de instalar, pero hay que tener presente un espacio más para su limpieza; y el área geométrica real, de la sala de jarabes, lo permite. Ver figura # 20.
18. Una vez hecha la selección y expuestas las razones de esta decisión, elaboro una Hoja de cálculo electrónica que involucra todos los factores de diseño, realizando varias simulaciones hasta obtener los valores técnicamente más acertados, para la elección del intercambiador de calor, como se verá en el siguiente capítulo. (Capítulo 4).

CAPITULO 4

4. CALCULO Y SELECCIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

El diseño mecánico del intercambiador de calor a elección, obliga a considerar: las temperaturas y presiones de operación de la Sala de Jarabes en estudio. Las características de corrosión de uno o ambos fluidos, (en este caso, vapor, agua y jarabe simple) las expansiones y los esfuerzos térmicos que los acompañan, sin olvidar la relación con los otros equipos que intervengan en el área indicada a trabajar.

El diseño para la selección, exige traducir las características y dimensiones físicas, a una unidad que pueda obtenerse a bajo costo. Es preciso hacer estudio de materiales, acabados, elegir

los dispositivos y accesorios mecánicos óptimos especificando los procedimientos de fabricación que han intervenido en la construcción del intercambiador elegido.

Teniendo en cuenta la importancia de la elección de los diferentes dispositivos y accesorios, porque garantizarán un eficiente funcionamiento en concordancia con los demás circuitos, como son: circuito hidráulico y circuitos de vapor y circuito de recolección de condensados que se encuentran instalados en la sala de cocción. Ver Capítulo 5 – Planificación de la instalación y planos.

Para ahorro de trabajos, la mayoría de los fabricantes han adoptado líneas estándares de cambiadores de calor, cuyas normas establecen los diámetros de tubos, dominios de presión, además de promover el uso de modelos también estándares; sin embargo la estandarización no significa que estos mecanismos puedan fabricarse de modelo y tipo uniformes, porque las necesidades de servicio varían demasiado.

Luego, cada intercambiador requiere cierto grado de diseño técnico especial.

La selección además exige efectuar un Análisis Térmico para establecer: Areas de Transferencias, determinación de Cargas caloríficas requeridas, etc. que puedan satisfacer el calentamiento del agua a 80°C a un tiempo considerado de 15 minutos, como este proceso de preparación del jarabe simple, lo requiere.

Esto está directamente relacionado con la obtención y medición de los grados Brix necesarios (Brix 58°), ya que una correcta y precisa adición de calor, otorgada por el intercambiador seleccionado, incidirá en la calidad del jarabe y por ende en su presentación.

Es preciso conocer y comprender sus formas de preparación en lo que al jarabe simple se refiere, para desarrollar la metodología adecuada, y con ello la implementación y optimización de este sistema térmico. Esta información acerca de la elaboración del Jarabe Simple o base, se encuentra en el capítulo 2.

En estos tipos de análisis, el costo inicial debe equilibrarse con factores tales como vida útil del equipo, facilidad de limpieza y espacio a ocupar, etc., y demás consideraciones técnicas que están expuestas en el capítulo 3.

POI
1978

BIBLIOTECA

También es importante cumplir las exigencias de los códigos de seguridad, para lo cual he consultado las normas respectivas.

Evaluación de las condiciones actuales de operación en la sala de jarabes o de cocimiento de la planta Congaseosa.

La evaluación de las condiciones actuales de operación en la Sala de Cocimiento, me lleva a establecer una matriz de datos técnicos de las marmitas, que involucra Areas Geométricas, Cargas caloríficas, parámetros convectivos y velocidad de masas de vapor, de tal manera que estos estudios de estas instalaciones térmicas me proporcionen, un potencial de detalles.

Este potencial de detalles técnicos, sobre el desarrollo de la transferencia de calor en el circuito real, obtenido de esta auditoría energética, me determina, instaurar modificaciones y recomendaciones técnicas, cuya puesta en práctica, permitirá recuperar no solo el costo de la inversión, sino otros beneficios como es la seguridad de operación.

Descripción General Del Equipo

Luego de realizar una inspección visual del sistema, he podido constatar que:

1. Los tanques que se utilizan para la preparación del jarabe, son marmitas verticales de acero inoxidable con secciones para calentamiento, con entradas de vapor y salidas de condensado. Ver figura 11, 12 y planos.
2. La capacidad útil del equipo es de 16000 litros por cada marmita. Y tienen aislamiento térmico en toda la superficie externa. (Detalles del estado de estos equipos están ilustrados en el capítulo anterior.)

**PARAMETROS TECNICOS DE LAS MARMITAS VIGENTES EN
LA SALA DE JARABES**

TABLA # 1

DIMENSIONES GEOMETRICAS GENERALES DE LA
MARMITA # 1 Y LA MARMITA # 2

DIAMETRO INTERNO	ALTURA
2620 mm	2770 mm

TABLA # 2

DATOS OPERACIONALES DE LA MARMITA # 1 Y LA
MARMITA # 2

LADO AGUA	
Volumen de llenado	6.700 Lts.
Tiempo que se demoran los 6.700 Lts. De agua en obtener la temperatura de 80° C.	40 min.
Temperatura de entrada de agua	55°C (131°F)
Temperatura de salida de agua	80°C (176°F)
LADO VAPOR	
Presión de vapor saturado	60 psi
Temperatura de vapor saturado	173°C (344° F)

Calculo Del Area Geométrica de la Marmita

$$\text{Fórmula (1)} \quad \pi \times D \times L = A_{(\text{marmita})}$$

$A_{(\text{marmita})}$ = área de la marmita.

$D_{(\text{marmita})}$ = diámetro de la marmita

L = altura de la marmita

$$A = \pi \times 2,6 \text{ m} \times 2,7 \text{ m}$$

$$A = 22,63 \text{ m}^2$$

$$A = 243,58 \text{ pie}^2$$

Calculo de la carga calorífica de la marmita ($q_{(\text{marmita})}$)

El calor ganado por el agua es igual:

$$\text{Fórmula (2)} \quad q_{(\text{marmita})} = m_{(\text{agua})} \times C_p \times \Delta T$$

$q_{(\text{marmita})}$ = rapidez de flujo de calor. de la marmita en 40 minutos.

c_p = calor específico a presión constante del agua.

$m_{\text{(agua)}} = \text{masa de agua tratada}$

$\Delta T = \text{diferencia de temperaturas de la masa de agua.}$

$$\Delta T = 80 - 55 = 25^\circ\text{C}$$

$$C_p = 1 \text{ BTU/Lb } ^\circ\text{F} - 4.183 \text{ KJ/kg. } ^\circ\text{C}$$

$$m_{\text{(agua)}} = 6\,700 \text{ Lt. de agua.}$$

Asumimos para facilidades de cálculo :

1Lt de Agua = 1 Kg. de H₂O

$$m_{\text{(agua)}} = \frac{6\,700 \text{kg} \times 1 \text{ min.}}{40 \text{min} \times 60 \text{sg}} = 2.792 \text{ kg./sg.}$$

$$\text{Masa de agua circulante} = 2.792 \text{ kg./sg.}$$

$$q_{\text{(marmita)}} = 2.792 \text{ kg./sg.} \times 4.183 \text{ J/kg. } ^\circ\text{C} \times (25^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q}_{\text{(marmita)}} = 291\,973.400 \text{ J/sg}$$

$$\dot{Q}_{\text{(marmita)}} = 291\,973.40 \text{ W.}$$

factor de conversión 0,2931 W/(BTU/hr.)

$$\dot{Q}_{\text{(marmita)}} = 996\,156.26 \text{ Btu/hr.}$$

Cálculo Del Coeficiente Convectivo Total (U) Para La Marmita

Procederemos a calcular el Coeficiente Convectivo Total de la marmita:

$$\text{Fórmula (3)} \quad q = U \times A_{(\text{marmita})} \times T_m$$

T_m = Temperatura media

$$T_m = 80^\circ\text{C} + 55^\circ\text{C} = 135^\circ\text{C}/2 = 67.5^\circ\text{C}$$

$$\text{Fórmula (2)} = \text{Fórmula (3)}$$

$$m_{(\text{agua})} \times C_p \times \Delta T = U \times A_{(\text{marmita})} \times (T_m)$$

$$\text{Fórmula (4)} \quad U = \frac{m_{(\text{agua})} \times C_p \times \Delta T}{A_{(\text{marmita})} \times (T_m)}$$

$$U = \frac{2.792 \text{ kg./sg.} \times 4183 \text{ J/kg.}^\circ\text{C} \times 25^\circ\text{C}}{22.63 \text{ m}^2 \times 67.5^\circ\text{C}}$$

$$U = 191.14 \text{ J/sg.m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$U = 191.14 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$U = 33.66 \text{ BTU/ hr. pie}^2 \text{ }^\circ\text{F.}$$

$$\text{factor de conversi3n } 5.678 \text{ W/ m}^2\text{ }^\circ\text{C} = 1 \text{ Btu/ pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

C3lculo de la masa de vapor de las Marmitas

$$\text{F3rmula (5) } - \quad q_{(\text{marmita})} = m_{(v)} \Delta h$$

$$m_{(v)} = q_{(\text{marmita})} / \Delta h$$

$$m_{(v)} = \frac{996\,156.26 \text{ Btu/ hr}}{915.5 \text{ Btu/ lb}} = 1.088.1 \text{ Lb/ hr.}$$

Concluimos, que la masa de vapor (m_v) obtenida experimentalmente, en la sala de cocimientos, determinan un consumo de vapor de 1.000 Lb. para llevar a 80°C , los 6.700 Lts. de agua en 40 minutos, en los tanques de cocci3n o marmitas. Establezco la matriz de datos obtenidos, para las marmitas en estudio.

TABLA # 3

MATRIZ DE DATOS OPERACIONALES CONVECTIVOS DE LAS MARMITAS

Area Geométrica	243.58 pie ²
Masa de agua circulante	2.792 Kg./sg.
Carga calorífica	996.156.26 Btu./hr.
Velocidad de la masa de vapor de la marmita ($m_{(v)}$)	1.088.1 Lb./hr.
Masa de agua a calentar A 80°C en 40 minutos	6.700 Lts.
Coefficiente Convectivo (U)	33.66 Btu/hr pie ² °F
Consumo real de vapor para llegar a 80° C en 40 min.	1.000 libras

ANÁLISIS DE LA MATRIZ DE DATOS CONVECTIVOS OPERACIONALES DE LAS MARMITAS.-

Con el fin de alcanzar la máxima transferencia de calor, está claro, como lo podemos ver en esta matriz de datos, que el factor determinante es el bajo "coeficiente de transferencia de calor".

Operar con este bajo coeficiente de transferencia de calor, nos lleva a establecer las siguientes fallas técnicas que justifican este bajo rendimiento, a saber:

- ◆ No existe un buen aislamiento en todo el sistema, para reducir las pérdidas de calor hasta un 95%, ni existe una regular verificación

del aislamiento, con el fin de reparar y reemplazar las partes dañadas.

- ◆ Las fugas no son reparadas inmediatamente, considerando tomar en cuenta, incluso hasta las más pequeñas, pues crecen rápidamente, erosionándose y convirtiéndose en una perforación con el uso.
- ◆ No se tiene la precaución de extraer los gases no condensables y el aire, porque al no extraerlos, actúan como aislantes del sistema y no permiten un correcto flujo de vapor, por ende la transferencia de calor se vuelve deficiente y obtenemos un bajo coeficiente convectivo, como se observa en la matriz de datos. Ver tabla # 3.
- ◆ Sabemos que cuando el vapor entra en contacto con la superficie fría de transferencia de calor, cede su entalpía de evaporación y condensa. Luego este condensado requiere un manejo efectivo de eliminación, con un dimensionamiento técnico de tuberías y trampas de vapor, que permita evitar la acumulación de condensado y generar, un vapor de óptima calidad, asegurando una correcta y eficiente transferencia de calor. Esto lo analizamos específicamente en el capítulo 5.

Esta breve lista de fallas, nos esbozan la ineficiencia de estos tanques o marmitas donde se calienta el agua a la

temperatura de 80°C, en 40 minutos. Luego, para establecer, nuevos parámetros de operación, es necesario considerar, que entre una de las mejoras más inmediatas, está la opción de insertar un intercambiador de calor, que permita no solo un ahorro energético, sino también introducir tiempos más cortos de calentamientos de agua. El insertar este intercambiador de calor, llevará a recuperar el calor y el tiempo desperdiciados.

Al final de la tesis se expondrá en detalle éstas fallas y con ello dejar etiquetado las recomendaciones más certeras. Ver capítulo 5-2 (Recomendaciones Técnicas)

4.1 Cálculo de la carga térmica, requerida para el diseño del intercambiador de agua – vapor de casco y tubos.

La determinación de la carga calorífica para el diseño del intercambiador de calor, como nuevo equipo a instalar, implica establecer nuevos parámetros convectivos y operacionales, partiendo del análisis técnico del problema, en su real dimensión.

Análisis técnico del problema, para la modificación de las nuevas condiciones de operación en la sala de jarabes.-

La política operacional vigente del equipo, y los retardos que se presentan en el proceso en sí, ya sea por problemas de vaciado del azúcar ó por tiempos de calentamiento del agua para el jarabe que son ineficientes, nos otorga parámetros técnicos, poco eficientes, dando lugar, salvo mejor criterio, a considerar la opción de insertar un intercambiador de calor, con lo que se logrará, que el agua tratada que entra a las marmitas en un tiempo de 1,5 horas, con esta nueva opción, se caliente en menos tiempo.

El tiempo considerado para elevar la temperatura de los 6700 litros de agua tratada, a 80°C, será de quince minutos, aproximadamente.

Este nuevo tiempo operacional es el que utilizaré para mis cálculos, en virtud de la importancia de determinar, nuevos parámetros, en función de temperaturas, velocidades de

transferencia de calor convectivas y propiedades termofísicas de los fluidos involucrados.

Los resultados obtenidos serán analíticamente estudiados, permitiéndome una eficiente optimización de la sala de cocción en lo que respecta a implementación de equipos y accesorios, reciclando de esta forma todas las fuentes de calor desperdiciado.

DATOS OPERACIONALES PARA DISEÑAR EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

TABLA # 4

$1 \text{ bar} = 14,7 \text{ PSI}$

LADO AGUA	
Volumen de Llenado	6700 Lts
Tiempo que se demoran los 6700 Lts de agua en alcanzar la temperatura de 80°C	15 min 30 min
Temperatura de entrada de agua	55°C (131°F)
Temperatura de salida de agua	80°C (176°F)
LADO VAPOR DE AGUA	
Presión de vapor (saturado)	60 psi $9,376 \text{ bar}$
Temperatura de vapor saturado	173°C 147 (344°F) 173°C

DIAGRAMA GRÁFICO DE LA DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

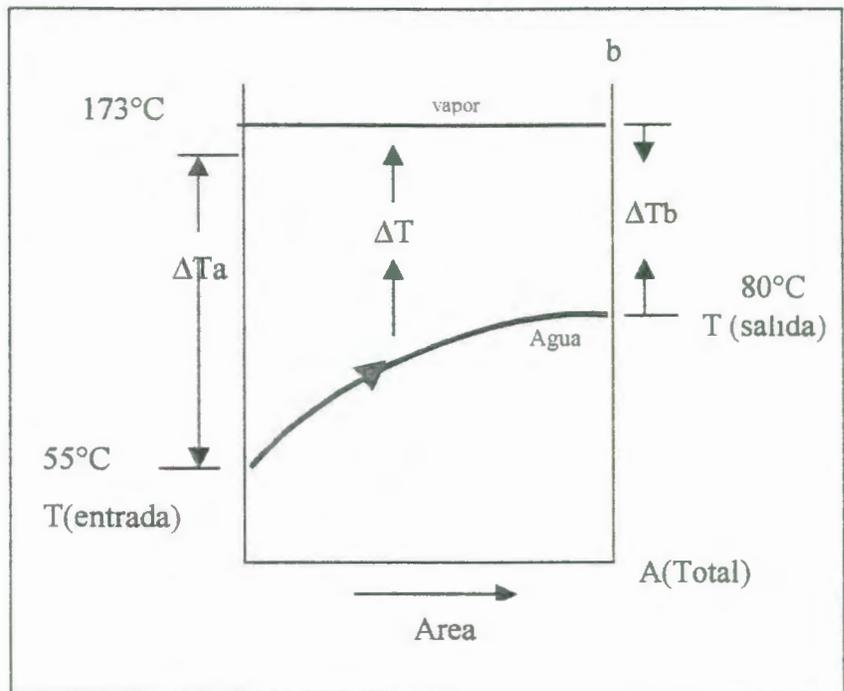


Figura #14 Distribución de temperaturas en el intercambiador de calor

Cálculo de la masa de agua circulante para el intercambiador de calor de tubos

$$\text{Volumen de agua} = \frac{6.700 \text{ Lt} \times 60 \text{ min/hr}}{15 \text{ min}}$$

$$\text{Volumen de agua} = 26\ 800 \text{ Lt/hr}$$



Asumimos para facilidades de cálculo

1 litro de agua = 1 kilo de agua (aproximadamente)

$$m_{\text{agua}} = 26\,800 \text{ kg/hr} \times 2,2 \text{ lb/kg}$$

$$m_{\text{agua}} = 59\,000 \text{ lb/hr}$$

$$m_{\text{agua}} = \frac{26\,800 \text{ kg./hr}}{3600 \text{ sg}} \times \text{hr} = 7.44 \text{ kg./sg.}$$

TABLA # 5

VOLÚMENES DE MASA DE AGUA CIRCULANTE

Volumen de agua	26800 Lt/hr
masa de agua	59000 lb/hr.
masa de agua	7,44 kg/sg
masa de agua	118 GPM

1 galón = 3,785 litros

Cálculo de la carga calorífica

Q_{agua} = Rapidez de flujo de calor del agua del intercambiador de calor para quince minutos como tiempo de calentamiento del agua.

$$\text{Fórmula (2)} = Q_{\text{agua}} = m_{\text{agua}} \times C_p_{\text{agua}} \times \Delta T_{\text{agua}}$$

$$m_{\text{agua}} = 59.000 \text{ lbs./hr}$$

$$C_p_{\text{agua}} = 1 \text{ BTU/Lb } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{\text{agua}} = 176^\circ\text{F} - 131^\circ\text{F} = 45^\circ\text{F}$$

2,076 x 10 W x 11...
0,293 W

$$Q_{(agua)} = 59.000 \text{ lb/hr} \times 1 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F} \times 45^\circ\text{F}$$

$$\frac{1 \text{ Btu}}{\text{h}} = 0,293 \text{ W}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{(agua)} &= 2' 655. 000 \text{ BTU/ hr} \\ \dot{Q}_{(agua)} &= 778. 106. 75 \text{ J/sg} \\ \dot{Q}_{(agua)} &= 778. 106. 75 \text{ W} \end{aligned}$$

4.2 Cálculo del área de transferencia o de diseño para el intercambiador de calor de tubo y coraza

Fórmula (6) $Q_{(intercambiador)} = U \times A \times \Delta T_{\text{logarítmico}}$

U = Coeficiente Convectivo Total

A = Area de Transferencia

$\Delta T_{\text{Logarítmico}}$ = Media Logarítmica de la diferencia de temperatura total.

Fórmula (7) $\Delta T_{\text{Logarítmico}} = \frac{(\Delta T_a - \Delta T_b)}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}$

$$\Delta T_a = 344^\circ\text{F} - 131^\circ\text{F} = 213^\circ\text{F}$$

$\Delta T_1 = 1,047 \text{ MW}$
 $\Delta T_2 = 2,076 \text{ MW}$

$$\Delta T_b = 344^\circ\text{F} - 176^\circ\text{F} = 168^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{\text{logarítmico}} = \frac{213^\circ\text{F} - 168^\circ\text{F}}{\ln(213^\circ\text{F}/168^\circ\text{F})}$$

$$\Delta T_{\text{logarítmico}} = 189,6^\circ\text{F} - 105,33^\circ\text{C}$$

El U con el que vamos a trabajar para la estimación preliminar de los valores de las Areas de Transferencia, lo vamos a tomar de la tabla 11-2 del libro Principios de Transferencia de Calor de Frank Kreith, que consigna los valores típicos de los Coeficientes de Transferencia de Calor Totales, evaluados bajo condiciones promedio de servicio, que me determinarán criterios convectivos.

$$U = 300\text{BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{Fórmula (8)} \quad A_{(\text{transferencia})} = q (U \times \Delta T_{\text{Logarítmico}})$$

$$A_{(\text{transferencia})} = \frac{2' 655\ 000\ \text{BTU/hr}}{300\text{BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F} \times 189,6^\circ\text{F}}$$

$$A_{(\text{transferencia})} = 46,7\ \text{pie}^2 - 4,33\ \text{m}^2$$

$$A_{\text{F}} = \frac{q}{U \times \Delta T} = \frac{2655000}{300 \times 189,6} = 46,7$$

$$A_{\text{F}} = \frac{2655000}{300 \times 189,6} = 4,33$$

Para ello presentamos la siguiente Tabla de valores donde tabulamos los diferentes valores U y las diferentes Areas de Diseño o de transferencia con el fin de elegir la más conveniente.

TABLA # 6

TABULACIÓN DE ÁREAS DE DISEÑO O DE TRANSFERENCIA

Areas de Transferencia		Coefficiente de Convectividad Total
(pie ²)	(m ²)	(BTU/ hr pie ² °F)
93.35	8.60	150
70.01	6.50	200
56.01	5.20	250
46.67	4.33	300
40.00	3.70	350
35.00	3.25	400
31.12	2.89	450
28.00	2.60	500

De acuerdo a esta tabla obtenida, tomaremos un U que podemos considerarlo como conservador, y estimarlo, para obtener, también, a partir de este U, un acertado rango de valores de áreas de transferencia de calor. Y con éstos datos tener un criterio técnico, que nos permita elegir, el

Luego, para un

$$U=300 \text{ BTU/ hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

le corresponderá una Area de Transferencia de:

$$46.67 \text{ pie}^2 \text{ o } 4.33 \text{ m}^2$$

Con estos datos obtenidos a partir de un valor de un U asumido, y su correspondiente área de transferencia me otorga ya, factores de diseño.

Procederé de aquí en adelante a certificar que grado de eficiencia me ofrece este Coeficiente Convectivo, y ésta área de transferencia, partiendo de sus respectivas fórmulas como veremos en el desarrollo de esta tesis.

Formulas a considerar para determinar parámetros convectivos.

Fórmula (9)

$$U = \frac{1}{1/h_i + 1/h_o}$$

h_o = Conductancia promedio por unidad de superficie del fluido, sobre el lado exterior de la tubería, en Btu/ hr pie² °F

h_i = Conductancia promedio por unidad de superficie del fluido, en el lado interior de la tubería en, Btu/ hr pie² °F

$$\text{Fórmula (10)} \quad A_{(\text{tubo})} = \pi \times D_{(\text{tubo})}^2 / 4$$

$A_{(\text{tubo})}$ = Area del tubo.

$D_{(\text{tubo})}$ = Diámetro del tubo.

$$\text{Fórmula (11)} \quad m_{(\text{agua/tubo})} = m_{(\text{agua})} / N$$

$m_{(\text{agua/tubo})}$ = Masa de agua por tubo.

$m_{(\text{agua})}$ = Masa de agua total.

N = Número de tubos a instalar.

$$\text{Fórmula (12)} \quad V_{(\text{tubo})} = \frac{m_{(\text{agua/tubo})}}{\rho_{(\text{agua})} \times A_{(\text{tubo})}}$$

$V_{(\text{tubo})}$ = Velocidad por tubo.

$\rho_{(\text{agua})}$ = densidad del agua = 980.3 kg/m³.

$A_{(\text{tubo})}$ = Area geométrica del tubo.

$$\text{Fórmula (13)} \quad Re = \frac{V_{(\text{tubo})} \times D_{(\text{tubo})} \times \rho_{(\text{agua})}}{\mu}$$

Re = Número de Reynolds

μ = Viscosidad del fluido = 4.3 x 10⁽⁻⁴⁾ kg/ m. sg

$$\text{Fórmula (14)} \quad Nu = 0.023 (RE)^{0.8} (Pr)^{0.4}$$

Nu = Número de Nusselt.

Pr = Número de Prandtl

$$\text{Fórmula (15)} \quad h_i = \frac{k}{D(\text{tubo})} (\text{Nu})$$

k = Conductividad Térmica = 0.659 W/m°K

CALCULO DE LA VELOCIDAD DE MASA DE VAPOR PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS

m_(vapor)

Para facilidad de los cálculos termodinámicos consideraremos una eficiencia de calor del 100%, y sus propiedades convectivas han sido consideradas a temperatura media, (T_m) de 67,5°C es decir, 340,5°K.

Propiedades del Jarabe Simple

Modelado como agua a $T_m = 67.5 \text{ °C} = 340 \text{ °K}$

$C_p = 4183 \text{ J/kg °K}$

$\mu = 4,3 \times 10^{-4} \text{ kg / m.sg}$

$k = 0.659 \text{ W / m °K}$

$Pr = 2.7$

$\rho = 980.3 \text{ Kg / m}^3$

$$\text{Fórmula (5)} \quad Q_{(\text{vapor})} = m_{(\text{vapor})} \times h_{fg}$$

m_{vapor} = Masa de vapor total del intercambiador de tubos

h_{fg} = Entalpía de evaporación.

Balance de energía

$$Q_{\text{(agua)}} = Q_{\text{(vapor)}}$$

Fórmula (2) $Q_{\text{(agua)}} = m_{\text{(agua)}} \times C_{p\text{(agua)}} \times \Delta T_{\text{(agua)}}$

Fórmula (2) = Fórmula (5)

Fórmula (16) $m_{\text{(vapor)}} = \frac{m_{\text{(agua)}} \times C_{p\text{(agua)}} \times \Delta T_{\text{(agua)}}}{h_{fg}}$

Aprovechando el Calor Latente del cambio de fase de vapor saturado a líquido saturado calculamos la masa de vapor

$m_{\text{(vapor)}}$

$$m_{\text{(agua)}} = 26.800 \text{ kg/hr}$$

$$C_p = 4.183 \text{ KJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 25^\circ\text{C}$$

$$m_{\text{(vapor)}} = \frac{26\,800 \text{ kg./hr.} \times 4.183 \text{ KJ/kg.}^\circ\text{C} \times 25^\circ\text{C}}{915.5 \text{ BTU/lbm} \times 1055.06 \text{ J/BTU} \times 2.2 \text{ lbm/kg}}$$

Handwritten notes:
hfg 112.1
Cp 4.183
Delta T 25
m_agua 26.8
m_vapor 63.4

Handwritten notes:
26,800 kg/hr - 1055.06
Delta T = 25 = 63.4 lbm/hr

$$m_{(\text{vapor})} = 1\,318.87 \text{ kg/hr}$$

$$m_{(\text{vapor})} = 0.3664 \text{ kg/sg}$$

$$m_{(\text{vapor})} = 2\,901.51 \text{ Lb./hr.}$$

O sea que, en los quince minutos, que utilizará el intercambiador, para calentar los 6700 litros de agua, se requerirán 725,25 libras de vapor.

Estos datos de consumo nos servirán para el análisis de económico, como se verá en el capítulo 5.

Cálculo de la velocidad de Masa de Agua por Tubo

$$m_{(\text{agua/tubo})}$$

Calcularemos la masa de agua por tubo, considerando 1 pulgada de diámetro (0.0254m) para cada tubo

$$N = 40 \text{ tubos}$$

$$m_{(\text{agua/tubo})} = m_{(\text{agua})} / N$$

$$m_{(\text{agua/tubo})} = \frac{26\,800 \text{ kg/hr.}}{40 \text{ tubos.}}$$

$$m_{(\text{agua/tubo})} = 670 \text{ kg./hr}$$

$$m_{(\text{agua/tubo})} = 670 \text{ kg./hr.}$$

$$m_{(\text{agua/tubo})} = 1\,476 \text{ Lb./hr.}$$

Calculo de la velocidad por tubo

$$V_{(\text{tubo})} = \frac{m_{(\text{agua/tubo})}}{\rho \times A_{(\text{tubo})}}$$

$$\text{Area por tubo} = A_{(\text{tubo})} = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$\rho_{(\text{agua})} = 980.3 \text{ kg/m}^3$$

$$V_{(\text{tubo})} = \frac{4 m_{(\text{agua/tubo})}}{(\rho \times \pi \times D^2_{(\text{tubo})})}$$

$$V_{(\text{tubo})} = \frac{4 \times 670 \text{ kg/hr.}}{\pi \times 980.3 \text{ kg/m}^3 \times 0.0254\text{m}^2}$$

$$V_{(\text{tubo})} = 1\,348.83 \text{ m/hr}$$

$$V_{(\text{tubo})} = 0.374 \text{ m/sg}$$

Cálculo del Número de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{\rho_{(\text{agua})} \times V_{(\text{tubo})} \times D_{(\text{tubo})}}{\mu}$$

$$\mu = 4.3 \times 10^{(-4)} \text{ kg/m.sg}$$

$$Re = \frac{980 \text{ kg/m}^3 \times 0.3747 \text{ m/s} \times 0.0254 \text{ m}}{4.3 \times 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s}}$$

$$Re = 21\,697.41 \text{ (turbulento)}$$

Cálculo del número de Nusselt

$$Nu = 0.023 \times Re^{(0.8)} \times Pr^{(0.4)}$$

$$Pr = 2.7$$

$$Nu = 0.023 \times (21\,697.41)^{0.8} \times (2.7)^{0.4}$$

$$Nu = 101.00 \text{ (Número adimensional)}$$

4.3 Cálculo del coeficiente global de Conductancia Total "U"

$$hi = \frac{k \times Nu}{D_{(\text{tubo})}}$$

$$k = 0.659 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$hi = \frac{0.659 \text{ W/m}\cdot\text{K} \times 101.00}{0.0254 \text{ m}}$$

$$hi = 2\,616.45 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$hi = 460.80 \text{ BTU/hr pie}^2\cdot\text{F}$$

$$\text{factor de conversión } 5.678 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} = 1 \text{ BTU/pie}^2\cdot\text{F}$$

$$U = 1 / (1/h_o + 1/h_i)$$

$$h_o = 8000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$h_o = 1408.94 \text{ BTU/ pie}^2 \text{ hr. } ^\circ\text{F}$$

$$U = 1970.65 \text{ W/ m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$U = 347.06 \text{ BTU/ pie}^2 \text{ hr. } ^\circ\text{F.}$$

Este valor de U, que he obtenido está considerado como aceptable, pues está muy cercano al rango de valores que se encuentran tabulados en la tabla # 6 asociado al número de tubos, (40 tubos) constituye una acertada posibilidad de diseño y selección.

Cálculo de la caída de presión del intercambiador en el intercambiador de tubo y coraza

La caída de presión en el intercambiador se calculó con la fórmula:

$$\text{Fórmula (17)} \quad \Delta P = \frac{\rho \times f \times L \times V^2}{2D}$$

ΔP = Caída de presión

f = coeficiente de arrastre

$$\Delta P = 0.01156 \text{ psi}$$

$$\Delta P = 79.77 \text{ Pa.}$$

La caída de presión en el intercambiador de calor de tubo y coraza, es bastante pequeña puesto que los tubos están en paralelo, por ende las caídas de presión no se suman.

4.4 Cálculo de la potencia de la bomba para el Intercambiador de calor de tubos

Selección de la bomba del intercambiador de calor de tubos

La Potencia de la bomba del intercambiador la calculamos con la fórmula:

$$\text{Fórmula (18)} \quad \text{POTENCIA} = \frac{\text{masa}_{(\text{total})} \times \Delta P}{\rho}$$

$$\text{POTENCIA} = 0.000812 \text{ HP}$$

$$\text{POTENCIA} = 0.6060 \text{ W}$$

La masa total de agua que es 118 galones por minuto que es nuestro caudal circulante de agua y las pérdidas respectivas nos determinarán la bomba a usar para este intercambiador de calor.

$\frac{kg}{m^3}$

$\frac{kg \times \Delta P}{\rho}$
 $118 \text{ GPM} \times$

$\frac{kg \times H}{\rho}$
 $H = 2.49$

4.5 Selección del intercambiador de calor de tubo y coraza.-

A continuación daremos paso a trabajar en una hoja electrónica, para diferentes valores de diámetros, que los tomamos de la Tabla #7, con diferentes números de tubos, con el fin de obtener el intercambiador más acertado y establecer, de acuerdo con lo que ofrece el mercado, el más idóneo, para la Sala de Jarabes.

Del libro de Fox&McDonald, Introduction to fluid Mechanics 2da edición de 1973, 1978 tomamos los siguientes diámetros nominales e interiores:

Tabla 8.5 Data for Commercial Wrought Steel Pipe in Standard Wall Thickness (Schedule 40)

Nominal Pipe Size (in.)	Inside Diameter (in.)
1/8	0.269
1/4	0.364
3/8	0.493
1/2	0.622
3/4	0.824
1	1.049
1-1/2	1.610
2	2.067
2-1/2	2.469
3	3.068
3-1/2	3.548
4	4.026
5	5.047
6	6.065
8	8.071
10	10.020
12	12.090

TABLA #7

DIÁMETROS A USAR

	(nominal) (in.)	(interior) (in.)
Diámetro 1 (D1)	1"	1.049"
Diámetro 2 (D2)	3/8"	0.493"
Diámetro 3 (D3)	1/2"	0.622"
Diámetro 4 (D4)	3/4"	0.824"
Diámetro 5 (D5)	5/8"	0.63"

Simulaciones

Intercambiador de CalorCONGASEOSAS**Alternativa:** Flujo dividido en 40 tubos**Jarabe Simple**

Cantidad	6700 l	
t cocinado:	0.25 h	
Capacidad:	26800 l/h	
m total=	26800 Kg/h	
T entrada=	55 C	131 F
T salida=	80 C	176 F
Delta T =	25-G	45 F

Tubo Acero Inox.

D=	0.0266 m	1.09 plg
A trans=	0.00055572 m ²	

✓ Diametros**Características del vapor:**

p=	60 psi	74.7 psia
T=	173 C	344 F

(es vapor saturado)

Propiedades Jarabe Simple

(modelado como agua a 67.5C)

Tm=	67.5 °C	340.5 °K
Cp=	4183 J/kg K	2091.5 BTU
u=	4.30E-04 N s/m ²	
k=	6.59E-01 W/m K	
Pr=	2.7	
ρ =	980 Kg/m ³	

Calor ganado por Jarabe Simple

q= 778502.778 W

Número de Tubos (seleccionado según alternativa)

N=	40	
m un tubo=	670 kg/h	
V un tubo=	1230.25623 m/h	1.12090012 pie/s

Reynolds

Re= 2.07E+04 turbulento

flujo turbulento

fe = 2.52E-02

NusseltUsando correlación Dittus-Boelter
Nud = 9.71E+01**Coefficiente convectivo interior**

h i=	2406.26239 W/m ² K	423.786965 BTU/pie ² hr °F	1.87297095
			0.17611835

Coefficiente convectivo exterior(seleccionado según valores típicos de vapor condensandose)
ho = 8000 W/m² K 1408.94681 BTU/pie² hr °F**Coefficiente global de transferencia de calor**(Se desprecia el término de resistencia térmica en la pared del tubo)
U = 1849.85717 W/m² K 325.793795 BTU/pie² hr °F**Temperatura media logarítmica**

ΔT1=	93 °C	168 °F
ΔT2=	118 °C	213 °F
ΔTln=	105.004457 °C	189.610854 °F

Área de transferencia de CalorA = 4.00787562 m² 43.1404141 pie²**Longitud de un tubo**

L= 1.1990098 m

Caida de Presión

P=	65.0241491 Pa
P=	0.0094285 psi

Potencia de Bomba

Potencia=	0.49394762 W
HP=	0.00066239 HP

Date: 11/04/2011
 357 2123 11V BTU/hr
 2.07E+04
 325.793795 BTU/hr

Intercambiador de Calor**CONGASEOSAS****Alternativa:** Flujo dividido en 60 tubos**Jarabe Simple**

Cantidad	6700 l	
t cocinado:	0.25 h	
Capacidad:	26800 l/h	
m total=	26800 Kg/h	
T entrada=	55 C	131 F
T salida=	80 C	176 F
Delta T =	25 C	45 F

Tubo Acero Inox.

D=	0.0209 m	0.824 plg
A trans=	0.00034307 m ²	

Características del vapor:

p=	60 psi	74.7 psia
T=	173 C	344 F

(es vapor saturado)

Propiedades Jarabe Simple

(modelado como agua a 67.5C)	Tm=	67.5 °C	340.5 °K
Cp=	4183 J/kg K	2091.5 BTU	
u=	4.30E-04 N s/m ²		
k=	6.59E-01 W/m K		
Pr=	2.7		
ρ =	980 Kg/m ³		

Calor ganado por Jarabe Simple

q=	778502.778 W
----	--------------

Número de Tubos (seleccionado según alternativa)

N=	60	
m un tubo=	446.666667 kg/h	
V un tubo=	1328.54116 m/h	1.21044861 pie/s

Reynolds

Re=	1.76E+04 turbulento
-----	---------------------

flujo turbulento

fe =	2.61E-02
------	----------

Nusselt

Usando correlación Dittus-Boelter

Nud =	8.52E+01
-------	----------

Coefficiente convectivo interior

hi =	2685.30491 W/m ² K	472.931474 BTU/pie ² hr °F	1.87297095
			0.17611835

Coefficiente convectivo exterior

(seleccionado según valores típicos de vapor condensándose)

ho =	8000 W/m ² K	1408.94681 BTU/pie ² hr °F
------	-------------------------	---------------------------------------

Coefficiente global de transferencia de calor

(Se desprecia el término de resistencia térmica en la pared del tubo)

U =	2010.46573 W/m ² K	354.079909 BTU/pie ² hr °F
-----	-------------------------------	---------------------------------------

Temperatura media logarítmica

ΔT1=	93 °C	168 °F
ΔT2=	118 °C	213 °F
ΔTln=	105.004457 °C	189.610854 °F

Área de transferencia de Calor

A =	3.68770149 m ²	39.6940884 pie ²
-----	---------------------------	-----------------------------

Longitud de un tubo

L=	0.93607005 m
----	--------------

Caída de Presión

P=	77.8620277 Pa
P=	0.01128999 psi

Potencia de Bomba

Potencia=	0.59146892 W
HP=	0.00079317 HP

Intercambiador de Calor**CONGASEOSAS****Alternativa:** Flujo dividido en 100 tubos**Jarabe Simple**

Cantidad	6700 l	
t cocinado:	0.25 h	
Capacidad:	26800 l/h	
m total=	26800 Kg/h	
T entrada=	55 C	131 F
T salida=	80 C	176 F
Delta T =	25 C	45 F

Tubo Acero Inox.

D=	0.0158 m	0.622 plg
A trans=	0.00019607 m ²	

Características del vapor:

p=	60 psi	74.7 psia
T=	173 C	344 F

(es vapor saturado)

Propiedades Jarabe Simple

(modelado como agua a 67.5C)	Tm=	67.5 °C	340.5 °K
Cp=	4183 J/kg K	2091.5 BTU	
u=	4.30E-04 N s/m ²		
k=	6.59E-01 W/m K		
Pr=	2.7		
ρ =	980 Kg/m ³		

Calor ganado por Jarabe Simple

q=	778502.778 W
----	--------------

Número de Tubos (seleccionado según alternativa)

N=	100	
m un tubo=	268 kg/h	
V un tubo=	1394.77663 m/h	1.27079649 pie/s

Reynolds

Re=	1.40E+04 turbulento
-----	---------------------

flujo turbulento

fe =	2.73E-02
------	----------

Nusselt

Usando correlación Dittus-Boelter	
Nud =	7.08E+01

Coefficiente convectivo interior

hi =	2952.53575 W/m ² K	519.995729 BTU/pie ² hr °F	1.87297095
			0.17611835

Coefficiente convectivo exterior

(seleccionado según valores típicos de vapor condensandose)		
ho =	8000 W/m ² K	1408.94681 BTU/pie ² hr °F

Coefficiente global de transferencia de calor

(Se desprecia el término de resistencia térmica en la pared del tubo)		
U =	2156.60433 W/m ² K	379.817599 BTU/pie ² hr °F

Temperatura media logarítmica

ΔT1=	93 °C	168 °F
ΔT2=	118 °C	213 °F
ΔTln=	105.004457 °C	189.610854 °F

Área de transferencia de Calor

A =	3.4378107 m ²	37.0042865 pie ²
-----	--------------------------	-----------------------------

Longitud de un tubo

L=	0.69258806 m
----	--------------

Caida de Presión

P=	87.9655792 Pa
P=	0.01275501 psi

Potencia de Bomba

Potencia=	0.66821925 W
HP=	0.0008961 HP

Intercambiador de Calor**CONGASEOSAS****Alternativa:** Flujo dividido en 80 tubos**Jarabe Simple**

Cantidad	6700 l	
t cocinado:	0.25 h	
Capacidad:	26800 l/h	
m total=	26800 Kg/h	
T entrada=	55 C	131 F
T salida=	80 C	176 F
Delta T =	25 C	45 F

Tubo Acero Inox.

D=	0.0158 m	0.622 plg
A trans=	0.000196067 m ²	

Características del vapor:

p=	60 psi	74.7 psia
T=	173 C	344 F

(es vapor saturado)

Propiedades Jarabe Simple

(modelado como agua a 67.5C)		Tm=	67.5 °C	340.5 °K
Cp=	4183 J/kg K		2091.5 BTU	
u=	4.30E-04 N s/m ²			
k=	6.59E-01 W/m K			
Pr=	2.7			
ρ =	980 Kg/m ³			

Calor ganado por Jarabe Simple

q=	778502.7778 W
----	---------------

Número de Tubos (seleccionado según alternativa)

N=	80	
m un tubo=	335 kg/h	
V un tubo=	1743.470792 m/h	1.58849561 pie/s

Reynolds

Re=	1.74E+04 turbulento
-----	---------------------

flujo turbulento

fe =	2.61E-02
------	----------

Nusselt

Usando correlación Dittus-Boelter

Nud =	8.46E+01
-------	----------

Coefficiente convectivo interior

hi =	3529.581181 W/m ² K	621.624019 BTU/pie ² hr °F	1.87297095
			0.17611835

Coefficiente convectivo exterior

(seleccionado según valores típicos de vapor condensándose)		
ho =	8000 W/m ² K	1408.94681 BTU/pie ² hr °F

Coefficiente global de transferencia de calor

(Se desprecia el término de resistencia térmica en la pared del tubo)

U =	2449.061159 W/m ² K	431.324614 BTU/pie ² hr °F
-----	--------------------------------	---------------------------------------

Temperatura media logarítmica

ΔT1=	93 °C	168 °F
ΔT2=	118 °C	213 °F
ΔTln=	105.0044573 °C	189.610854 °F

Área de transferencia de Calor

A =	3.027281461 m ²	32.5853865 pie ²
-----	----------------------------	-----------------------------

Longitud de un tubo

L=	0.762352545 m
----	---------------

Caída de Presión

P=	144.6877106 Pa
P=	0.020979718 psi

Potencia de Bomba

Potencia=	1.099101657 W
HP=	0.001473919 HP

Intercambiador de Calor**CONGASEOSAS****Alternativa:** Flujo dividido en 60 tubos**Jarabe Simple**

Cantidad	6700 l	
t cocinado:	0.25 h	
Capacidad:	26800 l/h	
m total=	26800 Kg/h	
T entrada=	55 C	131 F
T salida=	80 C	176 F
Delta T =	25 C	45 F

Tubo Acero Inox.

D=	0.016002 m	0.63 plg
A trans=	0.00020111 m ²	

Características del vapor:

p=	60 psi	74.7 psia
T=	173 C	344 F

(es vapor saturado)

Propiedades Jarabe Simple

(modelado como agua a 67.5C)	Tm=	67.5 °C	340.5 °K
Cp=	4183 J/kg K	2091.5 BTU	
μ=	4.30E-04 N s/m ²		
k=	6.59E-01 W/m K		
Pr=	2.7		
ρ=	980 Kg/m ³		

Calor ganado por Jarabe Simple

q=	778502.778 W
----	--------------

Número de Tubos (seleccionado según alternativa)

N=	60	
m un tubo=	446.666667 kg/h	
V un tubo=	2266.30864 m/h	2.06485898 pie/s

Reynolds

Re=	2.30E+04 turbulento
-----	---------------------

flujo turbulento

fe =	2.47E-02
------	----------

Nusselt

Usando correlación Dittus-Boelter	
Nud =	1.05E+02

Coefficiente convectivo interior

hi =	4342.53415 W/m ² K	764.799955 BTU/pie ² hr °F	1.87297095
			0.17611835

Coefficiente convectivo exterior

(seleccionado según valores típicos de vapor condensándose)		
ho =	8000 W/m ² K	1408.94681 BTU/pie ² hr °F

Coefficiente global de transferencia de calor

(Se desprecia el término de resistencia térmica en la pared del tubo)		
U =	2814.67912 W/m ² K	495.716647 BTU/pie ² hr °F

Temperatura media logarítmica

ΔT1=	93 °C	168 °F
ΔT2=	118 °C	213 °F
ΔTln=	105.004457 °C	189.610854 °F

Área de transferencia de Calor

A =	2.63404712 m ²	28.3526473 pie ²
-----	---------------------------	-----------------------------

Longitud de un tubo

L=	0.87326922 m
----	--------------

Caida de Presión

P=	261.716562 Pa
P=	0.0379489 psi

Potencia de Bomba

Potencia=	1.98809634 W
HP=	0.00266608 HP

Intercambiador de Calor**CONGASEOSAS****Alternativa:** Flujo dividido en 70 tubos**Jarabe Simple**

Cantidad	6700 l	
t cocinado:	0.25 h	
Capacidad:	26800 l/h	
m total=	26800 Kg/h	
T entrada=	55 C	131 F
T salida=	80 C	176 F
Delta T =	25 C	45 F

Tubo Acero Inox.

D=	0.016002 m	0.63 pig
A trans=	0.000201112 m ²	

Características del vapor:

p=	60 psi	74.7 psia
T=	173 C	344 F

(es vapor saturado)

Propiedades Jarabe Simple

(modelado como agua a 67.5C)		Tm=	67.5 °C	340.5 °K
Cp=	4183 J/kg K		2091.5 BTU	
u=	4.30E-04 N s/m ²			
k=	6.59E-01 W/m K			
Pr=	2.7			
ρ =	980 Kg/m ³			

Calor ganado por Jarabe Simple

q=	778502.7778 W
----	---------------

Número de Tubos (seleccionado según alternativa)

N=	70	
m un tubo=	382.8571429 kg/h	
V un tubo=	1942.550263 m/h	1.76987913 pie/s

Reynolds

Re=	1.97E+04 turbulento
-----	---------------------

flujo turbulento

fe =	2.55E-02
------	----------

Nusselt

Usando correlación Dittus-Boelter

Nud =	9.32E+01
-------	----------

Coefficiente convectivo interior

hi =	3838.714475 W/m ² K	676.068065 BTU/pie ² hr °F	1.87297095
			0.17611835

Coefficiente convectivo exterior

(seleccionado según valores típicos de vapor condensándose)

ho =	8000 W/m ² K	1408.94681 BTU/pie ² hr °F
------	-------------------------	---------------------------------------

Coefficiente global de transferencia de calor

(Se desprecia el término de resistencia térmica en la pared del tubo)

U =	2594.007641 W/m ² K	456.85235 BTU/pie ² hr °F
-----	--------------------------------	--------------------------------------

Temperatura media logarítmica

ΔT1=	93 °C	168 F
ΔT2=	118 °C	213 F
ΔTln=	105.0044573 °C	189.610854 °F

Área de transferencia de Calor

A =	2.858124751 m ²	30.7645988 pie ²
-----	----------------------------	-----------------------------

Longitud de un tubo

L=	0.812192551 m
----	---------------

Caída de Presión

P=	184.4326631 Pa
P=	0.026742736 psi

Potencia de Bomba

Potencia=	1.401019096 W
HP=	0.001878797 HP

Intercambiador de Calor**CONGASEOSAS****Alternativa:** Flujo dividido en 80 tubos**Jarabe Simple**

Cantidad	6700 l	
t cocinado:	0.25 h	
Capacidad:	26800 l/h	
m total=	26800 Kg/h	
T entrada=	55 C	131 F
T salida=	80 C	176 F
Delta T =	25 C	45 F

Tubo Acero Inox.

D=	0.016002 m	0.63 plg
A trans=	0.00020111 m ²	

Características del vapor:

p=	60 psi	74.7 psia
T=	173 C	344 F

(es vapor saturado)

Propiedades Jarabe Simple

(modelado como agua a 67.5C)	Tm=	67.5 °C	340.5 °K
Cp=	4183 J/kg K	2091.5 BTU	
u=	4.30E-04 N s/m ²		
k=	6.59E-01 W/m K		
Pr=	2.7		
p=	980 Kg/m ³		

Calor ganado por Jarabe Simple

q=	778502.778 W
----	--------------

Número de Tubos (seleccionado según alternativa)

N=	80	
m un tubo=	335 kg/h	
V un tubo=	1699.73148 m ³ /h	1.54864424 pie ³ /s

Reynolds

Re=	1.72E+04 turbulento
-----	---------------------

flujo turbulento

fe =	2.62E-02
------	----------

Nusselt

Usando correlación Dittus-Boelter

Nud =	8.38E+01
-------	----------

Coefficiente convectivo interior

hi =	3449.78677 W/m ² K	607.57076 BTU/pie ² hr °F	1.87297095
			0.17611835

Coefficiente convectivo exterior

(seleccionado según valores típicos de vapor condensándose)

ho =	8000 W/m ² K	1408.94681 BTU/pie ² hr °F
------	-------------------------	---------------------------------------

Coefficiente global de transferencia de calor

(Se desprecia el término de resistencia térmica en la pared del tubo)

U =	2410.37626 W/m ² K	424.511493 BTU/pie ² hr °F
-----	-------------------------------	---------------------------------------

Temperatura media logarítmica

ΔT1=	93 °C	168 F
ΔT2=	118 °C	213 °F
ΔTln=	105.004457 °C	189.610854 °F

Área de transferencia de Calor

A =	3.07586727 m ²	33.1083598 pie ²
-----	---------------------------	-----------------------------

Longitud de un tubo

L=	0.76480984 m
----	--------------

Caída de Presión

P=	136.567323 Pa
P=	0.01980226 psi

Potencia de Bomba

Potencia=	1.03741617 W
HP=	0.0013912 HP

Intercambiador de Calor**CONGASEOSAS****Alternativa:** Flujo dividido en 99 tubos**Jarabe Simple**

Cantidad	6700 l	
t cocinado:	0.25 h	
Capacidad:	26800 l/h	
m total=	26800 Kg/h	
T entrada=	55 C	131 F
T salida=	80 C	176 F
Delta T =	25 C	45 F

Tubo Acero Inox.

D=	0.016002 m	0.63 plg
A trans=	0.00020111 m ²	

Características del vapor:

p=	60 psi	74.7 psia
T=	173 C	344 F

(es vapor saturado)

Propiedades Jarabe Simple

(modelado como agua a 67.5C)

Cp=	4183 J/kg K	Tm=	67.5 °C	340.5 °K
u=	4.30E-04 N s/m ²		2091.5 BTU	
k=	6.59E-01 W/m K			
Pr=	2.7			
ρ =	980 Kg/m ³			

Calor ganado por Jarabe Simple

q= 778502.778 W

Número de Tubos (seleccionado según alternativa)

N=	99	
m un tubo=	270.707071 kg/h	
V un tubo=	1373.52039 m/h	1.25142969 pie/s

Reynolds

Re= 1.39E+04 turbulento

flujo turbulento

fe = 2.73E-02

Nusselt

Usando correlación Dittus-Boelter

Nud = 7.06E+01

Coefficiente convectivo interior

hi =	2909.08283 W/m ² K	512.342872 BTU/pie ² hr °F	1.87297095
			0.17611835

Coefficiente convectivo exterior

(seleccionado según valores típicos de vapor condensándose)

ho = 8000 W/m² K 1408.94681 BTU/pie² hr °F**Coefficiente global de transferencia de calor**

(Se desprecia el término de resistencia térmica en la pared del tubo)

U = 2133.32899 W/m² K 375.718385 BTU/pie² hr °F**Temperatura media logarítmica**

ΔT1=	93 °C	168 F
ΔT2=	118 °C	213 °F
ΔTln=	105.004457 °C	189.610854 °F

Área de transferencia de CalorA = 3.47531838 m² 37.4080157 pie²**Longitud de un tubo**

L= 0.6982891 m

Caída de Presión

P=	84.9664006 Pa
P=	0.01232013 psi

Potencia de Bomba

Potencia=	0.64543638 W
HP=	0.00086554 HP

Intercambiador de Calor**CONGASEOSAS****Alternativa:** Flujo dividido en 99 tubos**Jarabe Simple**

Cantidad	6700 l	
t cocinado:	0.25 h	
Capacidad:	26800 l/h	
m total=	26800 Kg/h	
T entrada=	55 C	131 F
T salida=	80 C	176 F
Delta T =	25 C	45 F

Tubo Acero Inox.

D=	0.0125 m	0.493 plg
A trans=	0.00012272 m ²	

Características del vapor:

p=	60 psi	74.7 psia
T=	173 C	344 F

(es vapor saturado)

Propiedades Jarabe Simple

(modelado como agua a 67.5C)	Tm=	67.5 °C	340.5 °K
Cp=	4183 J/kg K	2091.5 BTU	
u=	4.30E-04 N s/m ²		
k=	6.59E-01 W/m K		
Pr=	2.7		
p=	980 Kg/m ³		

Calor ganado por Jarabe Simple

q=	778502.778 W
----	--------------

Número de Tubos (seleccionado según alternativa)

N=	99	
m un tubo=	270.707071 kg/h	
V un tubo=	2250.93843 m/h	2.05085502 pie/s

Reynolds

Re=	1.78E+04 turbulento
-----	---------------------

flujo turbulento

fe =	2.60E-02
------	----------

Nusselt

Usando correlación Dittus-Boelter

Nud =	8.61E+01
-------	----------

Coefficiente convectivo interior

hi=	4537.95781 W/m ² K	799.164813 BTU/pie ² hr °F	1.87297095
			0.17611835

Coefficiente convectivo exterior

(seleccionado según valores típicos de vapor condensándose)

ho =	8000 W/m ² K	1408.94681 BTU/pie ² hr °F
------	-------------------------	---------------------------------------

Coefficiente global de transferencia de calor

(Se desprecia el término de resistencia térmica en la pared del tubo)

U =	2895.37831 W/m ² K	509.929255 BTU/pie ² hr °F
-----	-------------------------------	---------------------------------------

Temperatura media logarítmica

ΔT1=	93 °C	168 F
ΔT2=	118 °C	213 F
ΔTln=	105.004457 °C	189.610854 °F

Área de transferencia de Calor

A =	2.56063169 m ²	27.5624101 pie ²
-----	---------------------------	-----------------------------

Longitud de un tubo

L=	0.65864596 m
----	--------------

Caida de Presión

P=	262.260211 Pa
P=	0.03802773 psi

Potencia de Bomba

Potencia=	1.99222609 W
HP=	0.00267162 HP

TABLA # 8

RESUMEN DE LOS DATOS OBTENIDOS EN LA HOJA ELECTRONICA PARA ANALIZAR Y ELEGIR EL INTERCAMBIADOR MAS ACERTADO DE ACUERDO A LAS CONDICIONES QUE EXIGE ESTE SISTEMA TÉRMICO

N #de tubos	D diámetro de los tubos	V velocidad (pies/sg)	U Coeficiente de transferencia de calor total (Btu/pies ² hr °F)	P caída de presión (psi)	At Areas de transferencia pie ²	Lt longitud del tubo (m)
60	¾"	1.21	354.07	0.011	39.64	0.93
40	1"	1.12	325.79	0.094	43.14	1.19
100	½"	1.27	379.81	0.012	37.00	0.69
80	½"	1.58	431.32	0.020	32.58	0.76
60	5/8"	2.064	495.71	0.037	28.35	0.87
70	5/8"	1.76	456.85	0.026	30.76	0.81
80	5/8"	1.54	424.51	0.019	33.10	0.76
99	5/8"	1.25	375.71	0.012	37.40	0.69
100	3/8"	2.05	509.92	0.038	27.56	0.65

Análisis técnico de la tabla # 8

- ◆ Analizando la tabla # 8 obtenida, de la hoja electrónica, observamos, que las diferentes opciones asumidas, arrojan, razonables valores, que cumplen con requisitos, convectivos y termodinámicos, que para intercambiadores

de calor de tubos rectos, son aceptables y recomendados.

- ◆ Los valores de velocidad están en función del número de tubos y sus diámetros, luego a menos tubos y menos sus valores de sus diámetros, los valores de velocidad aumentan, y aumenta también el U. Aunque se podría decir que éstos valores son los más eficientes, desde el punto de vista de parámetros convectivos, hay que considerar como muy importante el tamaño de los tubos, porque determinarán el tamaño del intercambiador y por ende el espacio a ocupar de este equipo, en la sala de jarabes. Este es un parámetro, que hay que tomar mucho en cuenta, para diseñar un intercambiador de calor de tubo y coraza.
- ◆ Luego, la última opción de la tabla # 8, será la más conveniente. Y con estos datos, determino las especificaciones técnicas de diseño. (Ver tabla # 8, tabla # 9 y tabla # 10)

Especificaciones técnicas y de diseño para el intercambiador de tubo y coraza, elegido, a insertar en la sala de jarabes, de acuerdo al estudio de mercado.

TABLA # 9

CARACTERÍSTICAS DEL INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CORAZA ELEGIDO

	AGUA	VAPOR
FLUJO TOTAL	118 GPM	
FLUJO TOTAL	59 000 Lb/ hr	2 901.51Lb/ hr
TEMPERATURA DE ENTRADA	131°F	
TEMPERATURA DE SALIDA	176°F	
PRESIÓN DE VAPOR		60 PSI
VELOCIDAD	2.05 pies/sg	
CAIDA DE PRESION	0.038 PSI	

TABLA # 10

CARACTERÍSTICAS CONVECTIVAS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA ELEGIDO

CARGA CALORIFICA	2 655 000 BTU/ hr
MEDIA LOGARITMICA DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA TOTAL	189.6°F
AREA DE TRANSFERENCIA	27.56 pie ²
NUMERO DE TUBOS	100
DIAMETRO DE LOS TUBOS	3/8"
MATERIAL DE LOS TUBOS	ACERO INOXIDABLE DE TIPO SANITARIO
PRESION DE DISEÑO	150 PSIG
TEMPERATURA DE DISEÑO	375 °F
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL	509.92 BTU/hr pie ² °F

Fase de resolución técnica

Encuentro que después de hacer un estudio de mercado, en una de las casas comerciales, (Línea Ivan Bohman C.A.) la siguiente oferta, de intercambiadores de calor, para las condiciones operacionales del sistema térmico de la sala de jarabes de CONGASEOSA, con sus respectivos datos convectivos, valores de caídas de presión, número de tubos, áreas de transferencia y demás datos, que aparecen resumidos, en las tablas # 9 y # 10.

A continuación muestro la lista de modelos de intercambiadores de calor de tubo y coraza que ofrece la Línea Ivan Bohman. Ver figuras # 25

En la figura 26 y 27 encontramos las características convectivas más cercanas a las tablas 8, 9 y 10.

TYPE "OC" HEAT EXCHANGERS (Straight Tube—Channel Head Design)

DIMENSIONS

- OC Type straight tube—floating head
- outside packed lantern
- Shell diameter in inches
- Tube length in feet
- Number of tube passes

Complete sales number consists of example: OC-84*

UNIT NUMBER	HEAD CONN. (50# ANSI) FLANGES		SHELL CONN. (50# ANSI) FLANGES		OVERALL LENGTH (INCHES)		DIMENSIONS IN INCHES													
	1 & 2 PASS	1 PASS	2 PASS	SMALL	LARGE	1 PASS	2 PASS	A ₁	A _L	B ₁	B _L	C	D	E	F	G ₁	G _L	H	J	K
OC-82*	3	2-N.P.T.	2 1/2	3	47	38 1/2	14 1/2	13 1/2	5 1/2	10	5 1/2	6 1/2	10 1/2	7 1/2	12 1/2	12 1/2	19	7	17	
OC-83*	3	2-N.P.T.	2 1/2	3	59	50 1/2	26 1/2	25 1/2	9 1/2	10	5 1/2	6 1/2	10 1/2	7 1/2	12 1/2	12 1/2	19	19	29	
OC-84*	3	2-N.P.T.	2 1/2	3	71	62 1/2	38 1/2	37 1/2	9 1/2	10	5 1/2	6 1/2	10 1/2	7 1/2	12 1/2	12 1/2	19	33	43	
OC-85*	3	2-N.P.T.	2 1/2	3	83	74 1/2	50 1/2	49 1/2	9 1/2	10	5 1/2	6 1/2	10 1/2	7 1/2	12 1/2	12 1/2	19	43	53	
OC-86*	3	2-N.P.T.	2 1/2	3	95	86 1/2	62 1/2	61 1/2	9 1/2	10	5 1/2	6 1/2	10 1/2	7 1/2	12 1/2	12 1/2	19	55	65	
OC-87*	3	2-N.P.T.	2 1/2	3	107	98 1/2	74 1/2	73 1/2	9 1/2	10	5 1/2	6 1/2	10 1/2	7 1/2	12 1/2	12 1/2	19	67	77	
OC-88*	3	2-N.P.T.	2 1/2	3	119	110 1/2	86 1/2	85 1/2	9 1/2	10	5 1/2	6 1/2	10 1/2	7 1/2	12 1/2	12 1/2	19	79	89	
OC-89*	3	2-N.P.T.	2 1/2	3	131	122 1/2	98 1/2	97 1/2	9 1/2	10	5 1/2	6 1/2	10 1/2	7 1/2	12 1/2	12 1/2	19	91	101	
OC-90*	3	2-N.P.T.	2 1/2	3	143	134 1/2	110 1/2	109 1/2	9 1/2	10	5 1/2	6 1/2	10 1/2	7 1/2	12 1/2	12 1/2	19	103	113	
OC-91*	4	2 1/2	3	4	81 1/2	72 1/2	28 1/2	27 1/2	10 1/2	11 1/2	5 1/2	6 1/2	12 1/2	8 1/2	13 1/2	14	23	16	23	
OC-92*	4	2 1/2	3	4	93 1/2	84 1/2	40 1/2	39 1/2	10 1/2	11 1/2	5 1/2	6 1/2	12 1/2	8 1/2	13 1/2	14	23	28	40	
OC-93*	4	2 1/2	3	4	105 1/2	96 1/2	52 1/2	51 1/2	10 1/2	11 1/2	5 1/2	6 1/2	12 1/2	8 1/2	13 1/2	14	23	40	52	
OC-94*	4	2 1/2	3	4	117 1/2	108 1/2	64 1/2	63 1/2	10 1/2	11 1/2	5 1/2	6 1/2	12 1/2	8 1/2	13 1/2	14	23	52	64	
OC-95*	4	2 1/2	3	4	129 1/2	120 1/2	76 1/2	75 1/2	10 1/2	11 1/2	5 1/2	6 1/2	12 1/2	8 1/2	13 1/2	14	23	64	76	
OC-96*	4	2 1/2	3	4	141 1/2	132 1/2	88 1/2	87 1/2	10 1/2	11 1/2	5 1/2	6 1/2	12 1/2	8 1/2	13 1/2	14	23	76	88	
OC-97*	4	2 1/2	3	4	153 1/2	144 1/2	100 1/2	99 1/2	10 1/2	11 1/2	5 1/2	6 1/2	12 1/2	8 1/2	13 1/2	14	23	88	100	
OC-98*	4	2 1/2	3	4	165 1/2	156 1/2	112 1/2	111 1/2	10 1/2	11 1/2	5 1/2	6 1/2	12 1/2	8 1/2	13 1/2	14	23	100	112	
OC-99*	4	2 1/2	3	4	177 1/2	168 1/2	124 1/2	123 1/2	10 1/2	11 1/2	5 1/2	6 1/2	12 1/2	8 1/2	13 1/2	14	23	112	124	
OC-100*	4	2 1/2	3	4	189 1/2	180 1/2	136 1/2	135 1/2	10 1/2	11 1/2	5 1/2	6 1/2	12 1/2	8 1/2	13 1/2	14	23	124	136	
OC-101*	6	4	4	6	78 1/2	67 1/2	25 1/2	24 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	24	38	
OC-102*	6	4	4	6	90 1/2	79 1/2	37 1/2	36 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	36	50	
OC-103*	6	4	4	6	102 1/2	91 1/2	49 1/2	48 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	48	62	
OC-104*	6	4	4	6	114 1/2	103 1/2	61 1/2	60 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	60	74	
OC-105*	6	4	4	6	126 1/2	115 1/2	73 1/2	72 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	72	86	
OC-106*	6	4	4	6	138 1/2	127 1/2	85 1/2	84 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	84	98	
OC-107*	6	4	4	6	150 1/2	139 1/2	97 1/2	96 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	96	110	
OC-108*	6	4	4	6	162 1/2	151 1/2	109 1/2	108 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	108	122	
OC-109*	6	4	4	6	174 1/2	163 1/2	121 1/2	120 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	120	134	
OC-110*	6	4	4	6	186 1/2	175 1/2	133 1/2	132 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	132	146	
OC-111*	6	4	4	6	198 1/2	187 1/2	145 1/2	144 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	144	158	
OC-112*	6	4	4	6	210 1/2	199 1/2	157 1/2	156 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	156	170	
OC-113*	6	4	4	6	222 1/2	211 1/2	169 1/2	168 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	168	182	
OC-114*	6	4	4	6	234 1/2	223 1/2	181 1/2	180 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	180	194	
OC-115*	6	4	4	6	246 1/2	235 1/2	193 1/2	192 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	192	206	
OC-116*	6	4	4	6	258 1/2	247 1/2	205 1/2	204 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	204	218	
OC-117*	6	4	4	6	270 1/2	259 1/2	217 1/2	216 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	216	230	
OC-118*	6	4	4	6	282 1/2	271 1/2	229 1/2	228 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	228	242	
OC-119*	6	4	4	6	294 1/2	283 1/2	241 1/2	240 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	240	254	
OC-120*	6	4	4	6	306 1/2	295 1/2	253 1/2	252 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	252	266	
OC-121*	6	4	4	6	318 1/2	307 1/2	265 1/2	264 1/2	12 1/2	13 1/2	7 1/2	10 1/2	14 1/2	9 1/2	15 1/2	16 1/2	26	264	278	

NOTES: Hot holes straddle center lines on tapered openings. Legs available at extra cost. Removable bundle. Removable heads. Channel covers removable. Dimensions are subject to change. If exact dimensions are needed for layout, write for certified drawings. See front page for range construction materials.
 IMPORTANT: Designate 1 or 2 pass where asterisk appears. B₁, B₂, G₁ with smaller listed shell openings. A_L, B_L, G_L with larger listed shell openings.
 Different size Shell Connections available to suit flow requirements.

Fig. # 25 – Modelos de intercambiadores de calor



HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET

1	ITT STANDARD			
2	POINT OF USE HEATING EXCHANGER			
3	INDUSTRY NO.: 301883			
4				
5	ASC EST NO. 6080-1			
6	Site 64-5-111	Type BBM no	Connected in	parallel 1 series
7	Supplier 41	R2 ShellandT	1 ShellandT	41 10
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT			
9	Fluid allocation		Shell Side	Tube Side
10	Fluid name		STEAM	WATER
11	Fluid quantity, total		3275	59047
12	Vapor (in/ft)		3275	59047
13	Liquid			
14	Noncondensable			
15	Temperature (in/ft)		307.6	190
16	Out temperature point		307.6	190
17	Density		0.188	61.705
18	Viscosity		0.014	0.815
19	Molecular weight, vapor			
20	Molecular weight, noncondensable			
21	Specific heat		0.571	1.015
22	Thermal conductivity		0.017	0.388
23	Latent heat		902	0.384
24	Inlet pressure		74.7	84.7
25	Velocity		36.9	6.3
26	Pressure drop, allow/calc		5 / 0.667	10 / 1.167
27	Fouling resist. (min)		0.0008	0.0001
28	Heat exchanger Z85338		Flow MTD (assumed)	1.2 F
29	Transfer rate, service		431 dirty 697 clean	2 Blu/RT(°F)
30	CONSTRUCTION OF ONE SHELL (C or S)			
31			Shell Side	Tube Side
32	Design pressure		150 psia	150 psia
33	Design temperature		450	450
34	No. passes per shell		1	1
35	Corrosion allowance		0.0	0.0
36	Connections		3" 150# FLG	3" TR-CLAMP
37	Accessories		1" 150# FLG	3" TR-CLAMP
38	VENT/DRAIN		3/4" NPTF	
39	Tube no. 88		0.375 19-gauge	0.035 interlock 4.8
40	Tube type SEAMLESS			Material SS316L
41	Shell SS304		0.825 in	Shell cover
42	Channel or header SS316L			Channel cover
43	Tubesheet-stationary SS316L			Tubesheet-flashing
44	Floating head cover			Impingement protection
45	Baffle-ends SS304		Type SS30	Cut (D/d) 43 v. Spaci
46	Baffle-lens		Spac type	inlet 11 in
47	Supports-type		U-band	Type
48	Brazing seal			Tube-tubesheet joint
49	Expansion joint SS304			Type
50	Nho 1/2" inlet nozzle 2080		Bundle entrance 293	B. 1/2 in 2
51	Gaskets-VITON O-RINGS			Tube side
52	Gaskets-lead			
53	Code requirements ASME Code Sec VIII Div 1			T 4A class 6
54	Welding 322		Filled with water	408 B 10 9
55	Remarks			
56	2 1/2" 304/304 DOUBLE TUBESHEET/SADDLE/EXPANSION JOINT			
57	25 RA IQAS WELDED AND PASSIVATED OD			
58	ASME UMF CODE STAMPED/PAID TUBEBUNDLE			



Fig. # 26 – Características técnicas y convectivas generales

ITT Bell & Gossett; Buffalo, N.Y.

Job Name: COCA COLA
 Proposal No.:

Unit Tag:

Model: QOC 6 5-1 0
 Sq.ft. Surface: 32.5

Customer: ING. GASTON MENDOZA
 Engineer:
 Contractor:

Date: 09/15/99

* * * * * PERFORMANCE DATA * * * * *

	Tube Side	Shell Side	
Fluid Circulated:	Water	Steam	
Total Flow:	118.0	6.2	GPM
Total Flow:	57869.4	2880	PPH
Specific Gravity:	0.98	0.93	
Specific Heat:	1.00	1.02	BTU/lb-°F
Viscosity:	0.42	0.20	Centipoise
Thermal Conductivity:	0.381	0.385	BTU/hr-°F-ft ² /ft
Inlet Temperature:	131.0	307.4	°F
Outlet Temperature:	176.0	307.4	°F
Steam Pressure:		60.0	PSIG
Velocity:	3.9		Ft/sec
Pressure Drop:	0.3		PSI
Pressure Drop:	0.6		Feet Water
Nozzle Size:	2.50 NPT		Inches
Steam Inlet Nozzle Size:		4.00 Flng	Inches
Condensate Nozzle Size:		1.00 NPT	Inches

* * * * * HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS * * * * *

Heat Load:	2604989	BTU/hr
LMTD:	52.77	°F
LMTD Correction Factor:	1.00	
Shellside Film Coefficient:	1909.1	BTU/hr-ft ² -°F
Tubeside Film Coefficient:	1295.7	BTU/hr-ft ² -°F
Total Fouling - Requested:	+0.00050	Ft ² -°F-hr/BTU
Total Fouling - Actual:	+0.00069	Ft ² -°F-hr/BTU
Overall "U" Value:	581	BTU/hr-ft ² -°F
Surface Area - Required:	29.4	Ft ²

* * * * * UNIT DATA * * * * *

Design Pressure:	150.0	150.0	PSIG
Design Temperature:	375.0	375.0	°F
Front Head: Cast Iron ()		Baffles: Steel	
Tie Rods/Spacers: 1/4		Shell: Steel	
Gasket Material: Spiral Wound			
Tubeheet: 316 Stainless Steel			
Tubes: 5/8" O.D. Copper		Tube Gauge: 20.0 B.W.G.	

CODE: ASME Sec. VIII, Div. 1
 Fig. # 27 - Características en detalle

Después de analizar esta oferta y comparar sus valores con las tablas # 8, # 9 y # 10, decido la compra de este intercambiador de calor, ya que es el más cercano, a los requisitos que amerita la Sala de Cocimiento o Sala de jarabes y a los estudios que he realizado en ésta tesis de grado. Ver figura # 28 y 46b

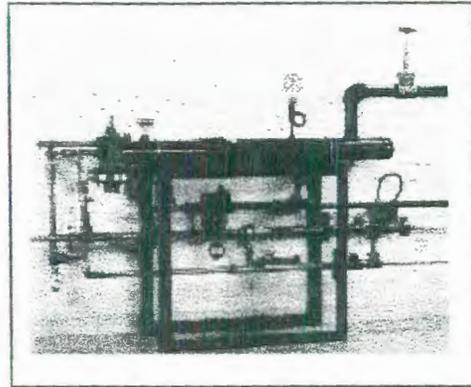


Fig. # 28 – Intercambiador de calor de tubos - Cortesía de la Casa Comercial La Ferretera

Considerando todos éstos parámetros expuestos, concluyo:

Que la mejor opción para introducir un intercambiador de calor a la sala de jarabes: es el de tubo y coraza, de 99 tubos, sin costura, para evitar el crecimiento de hongos e incrustaciones.

- ◆ De tipo contraflujo porque convectivamente es más eficiente ya que para una velocidad dada de flujo de calor

se necesita menos área de superficie que si fuera en paralelo y de una sola corriente, porque la temperatura de saturación del vapor se mantiene constante y solo varía la temperatura del agua de 55°C a 80°C.

- ◆ Estos tubos tienen que ser rectos, de diámetro de 3/8 de pulgadas, porque facilitan la limpieza y se pueden extraer con facilidad.
- ◆ De presión de vapor constante.
- ◆ De cabezal flotante, (es decir, que no está fijado al extremo del haz de tubos), lo que evita que el esfuerzo ocasionado por la expansión y contracción térmica, dañe la tubería, logrando de esta forma, menor esfuerzo sobre los tubos.
- ◆ Además consideré incluir dentro de lo que a accesorios se refiere, un sistema de ventilación para mantener una buena transferencia de calor y el desfogue del aire, CO₂ y gases no condensables, que siempre están presente en el arranque del equipo.
- ◆ En el diseño, está incluida, una trampa de vapor, de balde invertido para evacuar el condensado, evitando sus efectos dañinos, como son la corrosión, golpe de ariete, etc.

- ◆ La unidad sólo necesita ajustes sencillos, asegurando una operación eficiente, de bajos costos de mantenimiento.
- ◆ Puedo decir también que después de analizar su comportamiento, considerando los principios básicos de la teoría de la Transferencia de Calor y teniendo presente el comportamiento hidrodinámico y termofísicos de los fluidos involucrados, afirmo que cumple satisfactoriamente, con los requisitos termodinámicos y con eficientes parámetros convectivos.
- ◆ De larga vida útil, con relación a sus costos de inversión inicial,
- ◆ Su ahorro energético está también en función de que el diseño escogido de este intercambiador de tubo y coraza, favorece al uso de vapor condensándose, evitándose, no sólo las fugas de los fluidos que intervienen y el retardo térmico, aclarando que su sello funcionará para presiones establecidas por el proceso y que cualquier falla de los tubos, en el caso de las fugas puede prevenirse aplicando una prueba de presión periódica.
- ◆ Por ser un intercambiador de tubo y coraza, su precio es más económico que un intercambiador de placas.

- ◆ Este modelo permitirá recuperar los costos de inversión inicial, aunque dadas las características técnicas y convectivas que tiene un intercambiador de placas, determine superioridad sobre el de tubo,s pero en vista de las tasas inflacionarias que nuestro país adolece se presenta la opción de poder obtener un intercambiador de calor de tubos a precios más convenientes, e incluso fabricarlo localmente, lo cual garantiza la factibilidad de este proyecto.

CAPITULO 5

5. PERSPECTIVAS DE LA INSTALACIÓN

5.1 Dimensionamiento del circuito hidráulico.

Debido a los incrementos de los costos de energía, es necesario, que el Sistema Térmico en estudio, esté dimensionado correctamente. Y el propósito de ésta tesis, es precisamente optimizarlo, y obtener, la máxima eficiencia, considerando los nuevos parámetros operacionales, a partir del uso del nuevo equipo a instalar, como es, el intercambiador de tubo y coraza, y de sus diferentes accesorios.

Luego, es importante analizar, el diseño de los planos que adjunto, antes de la modificación del sistema de calefacción,

como después de la modificación del mismo, de tal forma que queden establecidas las "mejoras técnicas", que a bien he tenido a estimar, para los tres circuitos que he considerado de la sala de jarabes. A saber:

(Ver planos, antes y después de la modificación del sistema en sus diferentes perspectivas)

1. **Circuito Hidráulico.**
2. **Circuito de Vapor.**
3. **Circuito de recolección de condensados**

Dimensionamiento del Circuito Hidráulico

Primero realizo un análisis al sistema en estudio, para establecer, la magnitud del problema. Para lograr el dimensionamiento del circuito hidráulico, técnicamente correcto, para la sala de jarabes; he tomado en consideración, el caudal, o sea, el flujo de agua circulante que es de 118 GPM, y determino por medio de gráficas, el diámetro de las tuberías más convenientes.

Observando la figura # 29, de acuerdo a los datos obtenidos, la tubería resultante, es la de 3". Luego, los cálculos se determinarán en base a la tubería de 3"

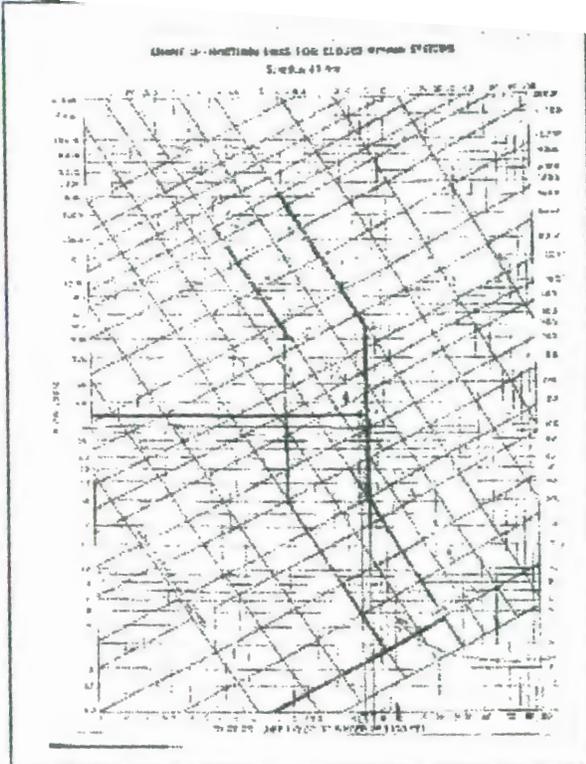


Fig. # 29 – Capacidad (GPM) vs. Pérdidas por fricción (pies de agua/100 pies)

Establezco para ello, los elementos que conforman el circuito hidráulico.

TABLA # 11

ELEMENTOS QUE CONFORMAN EL CIRCUITO HIDRAÚLICO

1.	Marmita # 1
2.	Marmita # 2
3.	5 Válvulas mariposa de 3"x 90 SS 304
4.	8 Codos de 3"x 90 SS 304
5.	4 Té de 3"
6.	100 pies de tubería de 3"

Calculo de las pérdidas del circuito hidráulico

$$SP = SP(\text{tuberías}) + SP(\text{accesorios}) + SP(\text{marmitas})$$

Usando los datos de las tablas respectivas, calculamos las pérdidas:

- (5) Válvulas de 3"x 90 de SS-304 84 x 5 = 420 pies
- (8) Codos de 3"x 90 de SS-304 12 x 8 = 48 pies
- (4) Té de 3"x 90 de SS-304. 15 x 4 = 60 pies.
- 100 pies de tubería.
- Marmitas. 4,6 x 2 = 9.2 pies

$$Leq. = 420 + 48 + 60 + 100 + 9.2 = 637.20 \text{ pies}$$

$$Leq. = 637.20 \text{ pies} \times 10/100 \text{ pies} = 63.7$$

$$\Delta \text{ DELTA P} = 63.7 \times 1.25 = 80 \text{ pies}$$

Luego las pérdidas del Sistema Hidráulico son:

80 pies.

Ver figuras 30 y 31

Fig # 31 - Tabla de pérdidas en los codos

Nominal Pipe or Tube Size (In.)	90° Elbow	90° Long Radi	Street 90° Elbow	Street 45° Elbow	Street 45° Elbow	180° Std	Flow Branch Through	No Reduction	Reduced	Reduced	Reduced
1/8	0.9	1.4	0.7	1.1	1.3	2.3	2.7	0.9	1.2	1.4	1.6
1/4	1.4	2.1	1.1	1.6	1.9	3.2	3.8	1.4	1.8	2.0	2.3
3/8	2.3	3.2	1.7	2.6	3.1	5.0	5.9	2.3	2.9	3.3	3.8
1/2	3.2	4.4	2.3	3.8	4.5	7.0	8.0	3.2	4.0	4.5	5.0
3/4	4.1	5.6	3.0	4.6	5.5	9.0	10.2	4.1	5.0	5.6	6.0
1	5.0	6.8	3.7	5.5	6.4	11.0	12.5	5.0	6.0	6.7	7.5
1 1/4	6.0	8.0	4.4	6.4	7.5	13.0	14.8	6.0	7.0	7.8	8.5
1 1/2	7.0	9.4	5.1	7.5	8.7	15.0	17.0	7.0	8.0	8.9	9.8
2	8.0	11.0	5.9	8.7	10.0	17.0	19.2	8.0	9.0	9.9	11.0
2 1/2	9.0	12.8	6.7	9.9	11.5	19.0	21.5	9.0	10.0	11.0	12.0
3	10.0	14.8	7.5	11.1	13.0	21.0	23.8	10.0	11.0	12.0	13.0
3 1/2	11.0	16.8	8.3	12.3	14.5	23.0	26.2	11.0	12.0	13.0	14.0
4	12.0	18.8	9.1	13.5	16.0	25.0	28.5	12.0	13.0	14.0	15.0
4 1/2	13.0	20.8	9.9	14.7	17.5	27.0	30.8	13.0	14.0	15.0	16.0
5	14.0	22.8	10.7	15.9	19.0	29.0	33.1	14.0	15.0	16.0	17.0
6	15.0	24.8	11.5	17.1	20.5	31.0	35.4	15.0	16.0	17.0	18.0
8	17.0	28.8	13.1	19.5	23.5	35.0	40.0	17.0	18.0	19.0	20.0
10	19.0	32.8	14.7	21.9	26.5	39.0	44.5	19.0	20.0	21.0	22.0
12	21.0	36.8	16.3	24.3	29.5	43.0	49.0	21.0	22.0	23.0	24.0
14	23.0	40.8	17.9	26.7	32.5	47.0	53.5	23.0	24.0	25.0	26.0
16	25.0	44.8	19.5	29.1	35.5	51.0	58.0	25.0	26.0	27.0	28.0
18	27.0	48.8	21.1	31.5	38.5	55.0	62.5	27.0	28.0	29.0	30.0
20	29.0	52.8	22.7	33.9	41.5	59.0	67.0	29.0	30.0	31.0	32.0
24	33.0	60.8	26.3	39.5	48.5	69.0	79.5	33.0	34.0	35.0	36.0
30	41.0	72.8	33.9	47.1	58.5	83.0	95.0	41.0	42.0	43.0	44.0
36	49.0	84.8	41.5	54.7	68.5	97.0	110.5	49.0	50.0	51.0	52.0
42	57.0	96.8	49.1	62.3	78.5	111.0	126.0	57.0	58.0	59.0	60.0
48	65.0	108.8	56.7	69.9	88.5	125.0	141.5	65.0	66.0	67.0	68.0
54	73.0	120.8	64.3	77.5	98.5	134.0	157.0	73.0	74.0	75.0	76.0
60	81.0	132.8	71.9	85.1	108.5	143.0	172.5	81.0	82.0	83.0	84.0
66	89.0	144.8	79.5	92.7	118.5	152.0	188.0	89.0	90.0	91.0	92.0
72	97.0	156.8	87.1	100.3	128.5	161.0	203.5	97.0	98.0	99.0	100.0
78	105.0	168.8	94.7	107.9	138.5	170.0	219.0	105.0	106.0	107.0	108.0
84	113.0	180.8	102.3	115.5	148.5	179.0	234.5	113.0	114.0	115.0	116.0
90	121.0	192.8	109.9	123.1	158.5	188.0	250.0	121.0	122.0	123.0	124.0
96	129.0	204.8	117.5	130.7	168.5	197.0	265.5	129.0	130.0	131.0	132.0
102	137.0	216.8	125.1	138.3	178.5	206.0	281.0	137.0	138.0	139.0	140.0
108	145.0	228.8	132.7	145.9	188.5	215.0	296.5	145.0	146.0	147.0	148.0
114	153.0	240.8	140.3	153.5	198.5	224.0	312.0	153.0	154.0	155.0	156.0
120	161.0	252.8	147.9	161.1	208.5	233.0	327.5	161.0	162.0	163.0	164.0
126	169.0	264.8	155.5	168.7	218.5	242.0	343.0	169.0	170.0	171.0	172.0
132	177.0	276.8	163.1	176.3	228.5	251.0	358.5	177.0	178.0	179.0	180.0
138	185.0	288.8	170.7	183.9	238.5	260.0	374.0	185.0	186.0	187.0	188.0
144	193.0	300.8	178.3	191.5	248.5	269.0	389.5	193.0	194.0	195.0	196.0
150	201.0	312.8	185.9	199.1	258.5	278.0	405.0	201.0	202.0	203.0	204.0
156	209.0	324.8	193.5	206.7	268.5	287.0	420.5	209.0	210.0	211.0	212.0
162	217.0	336.8	201.1	214.3	278.5	296.0	436.0	217.0	218.0	219.0	220.0
168	225.0	348.8	208.7	221.9	288.5	305.0	451.5	225.0	226.0	227.0	228.0
174	233.0	360.8	216.3	229.5	298.5	314.0	467.0	233.0	234.0	235.0	236.0
180	241.0	372.8	223.9	237.1	308.5	323.0	482.5	241.0	242.0	243.0	244.0
186	249.0	384.8	231.5	244.7	318.5	332.0	498.0	249.0	250.0	251.0	252.0
192	257.0	396.8	239.1	252.3	328.5	341.0	513.5	257.0	258.0	259.0	260.0
198	265.0	408.8	246.7	259.9	338.5	350.0	529.0	265.0	266.0	267.0	268.0
204	273.0	420.8	254.3	267.5	348.5	359.0	544.5	273.0	274.0	275.0	276.0
210	281.0	432.8	261.9	275.1	358.5	368.0	560.0	281.0	282.0	283.0	284.0
216	289.0	444.8	269.5	282.7	368.5	377.0	575.5	289.0	290.0	291.0	292.0
222	297.0	456.8	277.1	290.3	378.5	386.0	591.0	297.0	298.0	299.0	300.0
228	305.0	468.8	284.7	297.9	388.5	395.0	606.5	305.0	306.0	307.0	308.0
234	313.0	480.8	292.3	305.5	398.5	404.0	622.0	313.0	314.0	315.0	316.0
240	321.0	492.8	299.9	313.1	408.5	413.0	637.5	321.0	322.0	323.0	324.0
246	329.0	504.8	307.5	320.7	418.5	422.0	653.0	329.0	330.0	331.0	332.0
252	337.0	516.8	315.1	328.3	428.5	431.0	668.5	337.0	338.0	339.0	340.0
258	345.0	528.8	322.7	335.9	438.5	440.0	684.0	345.0	346.0	347.0	348.0
264	353.0	540.8	330.3	343.5	448.5	449.0	699.5	353.0	354.0	355.0	356.0
270	361.0	552.8	337.9	351.1	458.5	458.0	715.0	361.0	362.0	363.0	364.0
276	369.0	564.8	345.5	358.7	468.5	467.0	730.5	369.0	370.0	371.0	372.0
282	377.0	576.8	353.1	366.3	478.5	476.0	746.0	377.0	378.0	379.0	380.0
288	385.0	588.8	360.7	373.9	488.5	485.0	761.5	385.0	386.0	387.0	388.0
294	393.0	600.8	368.3	381.5	498.5	494.0	777.0	393.0	394.0	395.0	396.0
300	401.0	612.8	375.9	389.1	508.5	503.0	792.5	401.0	402.0	403.0	404.0
306	409.0	624.8	383.5	396.7	518.5	512.0	808.0	409.0	410.0	411.0	412.0
312	417.0	636.8	391.1	404.3	528.5	521.0	823.5	417.0	418.0	419.0	420.0
318	425.0	648.8	398.7	411.9	538.5	530.0	839.0	425.0	426.0	427.0	428.0
324	433.0	660.8	406.3	419.5	548.5	539.0	854.5	433.0	434.0	435.0	436.0
330	441.0	672.8	413.9	427.1	558.5	548.0	870.0	441.0	442.0	443.0	444.0
336	449.0	684.8	421.5	434.7	568.5	557.0	885.5	449.0	450.0	451.0	452.0
342	457.0	696.8	429.1	442.3	578.5	566.0	901.0	457.0	458.0	459.0	460.0
348	465.0	708.8	436.7	449.9	588.5	575.0	916.5	465.0	466.0	467.0	468.0
354	473.0	720.8	444.3	457.5	598.5	584.0	932.0	473.0	474.0	475.0	476.0
360	481.0	732.8	451.9	465.1	608.5	593.0	947.5	481.0	482.0	483.0	484.0
366	489.0	744.8	459.5	472.7	618.5	602.0	963.0	489.0	490.0	491.0	492.0
372	497.0	756.8	467.1	480.3	628.5	611.0	978.5	497.0	498.0	499.0	500.0
378	505.0	768.8	474.7	487.9	638.5	620.0	994.0	505.0	506.0	507.0	508.0
384	513.0	780.8	482.3	495.5	648.5	629.0	1009.5	513.0	514.0	515.0	516.0
390	521.0	792.8	489.9	503.1	658.5	638.0	1025.0	521.0	522.0	523.0	524.0
396	529.0	804.8	497.5	510.7	668.5	647.0	1040.5	529.0	530.0	531.0	532.0
402	537.0	816.8	505.1	518.3	678.5	656.0	1056.0	537.0	538.0	539.0	540.0
408	545.0	828.8	512.7	525.9	688.5	665.0	1071.5	545.0	546.0	547.0	548.0
414	553.0	840.8	520.3	533.5	698.5	674.0	1087.0	553.0	554.0	555.0	556.0
420	561.0	852.8	527.9	541.1	708.5	683.0	1102.5	561.0	562.0	563.0	564.0
426	569.0	864.8	535.5	548.7	718.5	692.0	1118.0	569.0	570.0	571.0	572.0
432	577.0	876.8	543.1	556.3	728.5	701.0	1133.5	577.0	578.0	579.0	580.0
438	585.0	888.8	550.7	563.9	738.5	710.0	1149.0	585.0	586.0	587.0	588.0
444	593.0	900.8	558.3	571.5	748.5	719.0	1164.5	593.0	594.0	595.0	596.0
450	601.0	912.8	565.9	579.1	758.5	728.0	1180.0	601.0	602.0	603.0	604.0

Fig. # 30 - Tabla de pérdidas en las valvulas

Nominal Pipe or Tube Size (In.)	Gate	45° Y	60° Y	Angle	Gate	Swing Check	Lift Check
1/8	0.6	1.1	1.3	1.1	0.9	1.0	1.0
1/4	0.7	1.2	1.4	1.2	1.0	1.1	1.1
3/8	0.8	1.3	1.5	1.3	1.1	1.2	1.2
1/2	0.9	1.4	1.6	1.4	1.2	1.3	1.3
3/4	1.0	1.5	1.7	1.5	1.3	1.4	1.4
1	1.1	1.6	1.8	1.6	1.4	1.5	1.5
1 1/4	1.2	1.7	1.9	1.7	1.5	1.6	1.6
1 1/2	1.3	1.8	2.0	1.8	1.6	1.7	1.7
2	1.4	1.9	2.1	1.9	1.7	1.8	1.8
2 1/2	1.5	2.0	2.2	2.0	1.8	1.9	

Selección de la bomba del sistema

Hay muchas formas de desperdiciar energía, sin saberlo en los sistemas de bombeo. Para tener mínimos costos en estos sistemas, no basta que se considere el costo inicial. Hay que evaluar todo el sistema, es decir considerar sus pérdidas por fricción, caudal circulante, de capacidad variable y de materiales.

- **La bomba** es el medio mecánico y su acción de bombeo es la adición de energía cinética a un líquido con el fin de moverlo de un punto a otro. Esta energía hará que el líquido efectúe trabajo, tal como circular por una tubería o subir a una mayor altura.

- **Las bombas se pueden clasificar** en dos tipos generales:
 - dinámicas y
 - de desplazamiento positivo.

Las bombas dinámicas: Como lo son las centrífugas, son aquellas en que se aplica la energía al líquido que se bombea con un impulsor o una hélice que gira en un eje.

Las bombas de desplazamiento positivo: Se aplica energía al líquido dentro de un volumen fijo de desplazamiento, tal como una carcasa o un cilindro, con el movimiento rotatorio de engranes, tornillos o con pistones de movimiento alternativo.

Lineamientos de la selección de bombas.

- ◆ Consideré importante la información de los fabricantes y de las distintas casas comerciales; ya que para la selección de una bomba se debe tener en cuenta la infinita variedad que hay. Luego, es de suma utilidad determinar con cual es, la que voy a trabajar. Y antes de elegir la más conveniente, analizo las propuestas más recomendadas en base a la experiencia, sentido común y también en lo que respecta a marcas e historial de servicios, cotizaciones más económicas, que me ofrece el mercado.

- ◆ Una vez que tengo el caudal de agua establecido, selecciono la bomba correspondiente. Para ello necesito:

TABLA # 12

DATOS OBTENIDOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Caudal	118 GPM
Pérdidas del Sistema Hidráulico (cabezal)	80 pies

Con la ayuda de las tablas, ubico la bomba más conveniente, y para ello presento dos alternativas expuestas en las figuras 32 y 33:

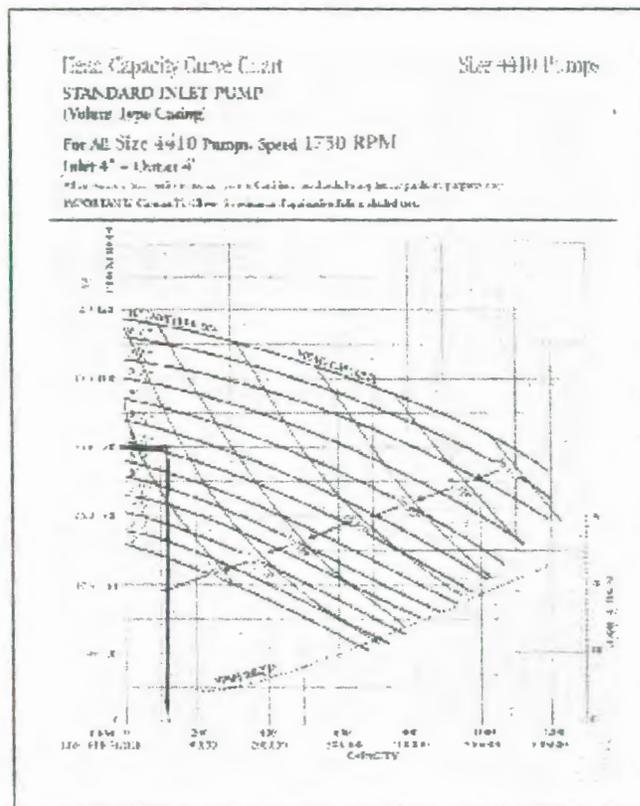


Fig. # 32 – Capacidad (GPM) vs. Pérdidas en las tuberías

Head Capacity Flow Chart Size 216 Pumps
STANDARD INLET PUMP
 (Volute Type Casting)
 For All Size 216 Pumps Speed 3500 RPM
 Inlet 2" - Outlet 1 1/2"

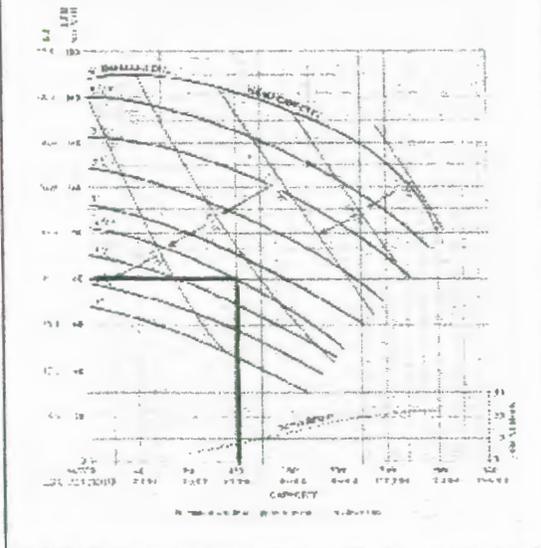


Fig. # 33 – Capacidad (GPM) vs. Pérdidas en las tuberías

TABLA # 13

ALTERNATIVAS DE BOMBEO

Alternativa a	Bomba 1	7 Hp	1750 rpm
Alternativa b	Bomba 2	5 Hp	3500 rpm

La más conveniente por precio y eficiencia es la bomba de 5hp y 3500 rpm con sello de acero inoxidable, porque voy a trabajar con alimentos. Ver Fig. # 34



Fig. # 34 - Bomba con su respectivo sello sanitario



Detalles técnicos para establecer el circuito cerrado de bombeo. Ver planos.

En el circuito hidráulico, tengo que considerar el hecho de que una vez que se haya calentado el agua a 80°C, en el nuevo intercambiador de tubo y coraza, ésta, estará lista para ingresar a cualquiera de las marmitas. Una vez que el agua está en las marmitas, a la temperatura necesaria para dar inicio al proceso de cocción del jarabe simple, se procederá a ir ingresando los diferentes componentes. Estos ingredientes, van a determinar en esta mezcla una baja de temperatura temporal. Esta "baja de temperatura", establecerá, en este sistema térmico, un retardo en la eficiencia de tiempos, debido a las fallas de las marmitas, en lo que respecta a sus entradas de vapor.

Luego será necesario, recircular esta mezcla, estableciendo de esta forma, un "Circuito Cerrado de bombeo", para que se llegue nuevamente a la temperatura de cocción del jarabe simple (80°C) y finalizar este proceso, con la obtención del Brix necesario. (Brix 58°)

Selección de factores de corrección para bombas centrífugas.-

Establecido el circuito cerrado de bombeo y los parámetros hidráulicos, consideré importante buscar un patrón de corrección para la bomba escogida, determinando la Viscosidad Dinámica (en Centi-Stokes) y considerando las propiedades termofísicas del jarabe simple a 80° C.

De la gráfica, temperatura (°C) vs. viscosidad (cst.), para solución de azúcar, obtengo: Ver figura . # 35.

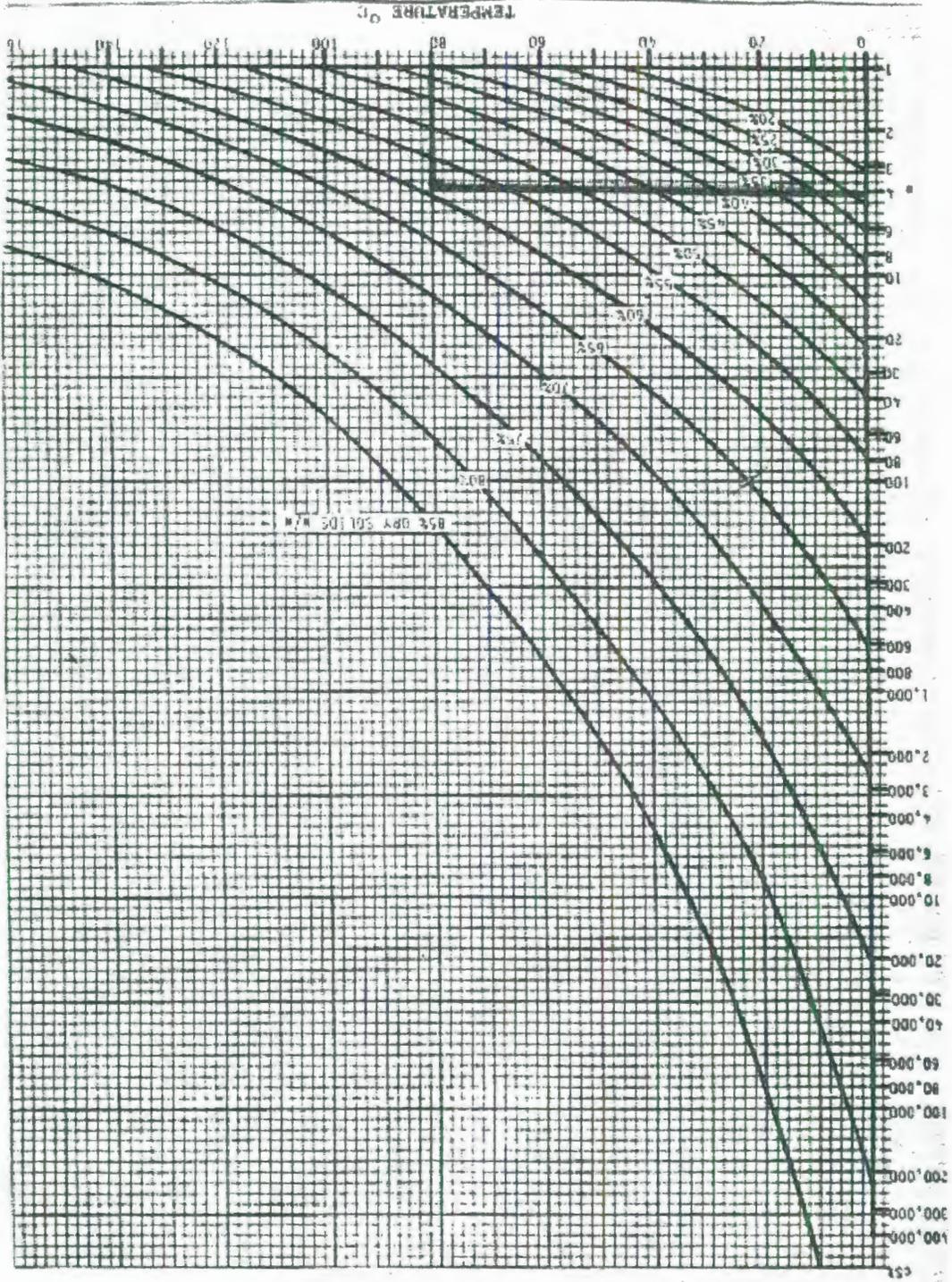
Que con un Brix de 58° y a 80°C, obtengo una Viscosidad Dinámica de 4 cst

Esta viscosidad dinámica, la transformo, a viscosidad absoluta.

$4\text{cst.} \times 1.29$ (gravedad específica para jarabe de azúcar)=
5.16 centipoises.

Ver figura . # 36

Fig. # 35 - Temperatura (°C) vs. Viscosidad (cst.)



SUGAR SOLUTION AT VARIOUS PERCENTAGE DRY SOLIDS W/W

VISCOSITY

LIQUID	SPECIFIC GRAVITY	VISCOSITY S.S.U.		
		70° F.	100° F.	130° F.
Sugar, Syrups, Molasses, etc.				
Corn Syrups	1.4 -1.47	—	5,000-500,000	1,500-60,000
Glucose	1.35-1.44	—	35,000-100,000	10,000-13,000
Honey (Raw)	—	—	340	—
Molasses	1.40-1.49	—	1,300-250,000	700-75,000
Sugar Syrups 60 Brix	1.29	230	92	—
Sugar Syrups 62 Brix	1.30	310	111	—
Sugar Syrups 64 Brix	1.31	440	148	—
Sugar Syrups 66 Brix	1.33	650	195	—
Sugar Syrups 68 Brix	1.34	1000	275	—
Sugar Syrups 70 Brix	1.35	1650	400	—
Sugar Syrups 72 Brix	1.36	2700	640	—
Sugar Syrups 74 Brix	1.38	5500	1100	—
Sugar Syrups 76 Brix	1.39	10000	2000	—
Corn Starch 22 Baume	1.18	150	130	—
Corn Starch 24 Baume	1.20	600	440	—
Corn Starch 25 Baume	1.21	1400	800	—
Ink—Printers	1.0 -1.38	—	2,500-10,000	1,100- 3,000
Ink—Newspaper	—	—	3,500- 8,000	2400
Tallow	.918	56 SSU at 212° F	—	—

Fig. # 36 – Tabla de Viscosidad y gravedad específica

Para una: viscosidad absoluta =

5,16 centipoises;

le corresponde:

SSU seg. Saibolt Universal = 45

Ver Fig. # 37

SSU Segunda Saibolt Universal	SSP Segunda Saibolt Furoi	Absolute Viscosity Centi- poises	Segunda Reynolds (Standard)
37		1.00	29
38		2.56	32.1
40		4.30	36.2
50		7.40	44.3
60		10.20	52.3
70	12.95	12.83	60.9
80	13.70	15.35	69.2
90	14.44	17.80	77.5
100	15.24	20.20	85.6
150	19.30	31.80	128
200	23.5	43.10	170
250	28.0	54.30	212
300	32.5	65.40	254
400	41.2	87.60	338
500	51.6	110.0	423
600	61.4	132	508
700	71.1	154	592
800	81.0	176	677
900	91.0	198	762
1000	100.7	220	846
1500	150	330	1270
2000	200	440	1690
2500	250	550	2120
3000	300	660	2540
4000	400	880	3380
5000	500	1100	4230
6000	600	1320	5080
7000	700	1540	5920
8000	800	1760	6770
9000	900	1980	7620
10000	1000	2200	8460
15000	1500	3300	12700
20000	2000	4400	16900

Fig. # 37 – Tabla de Conversión de Viscosidad

Con 45 SSU Saibolt Universal analizo la gráfica:

Viscosidad vs. Porcentaje máximo de velocidad

Y se establece que a 45 SSU Saibolt Universal, le corresponde un 100% de eficiencia de la bomba a usarse. Lo que significa que el agua y el jarabe simple, que van a circular en la bomba elegida, en lo que respecta a su comportamiento viscoso, se mantendrá constante, a cualquier velocidad, es decir modelado como agua. Ver Figura # 38(a).

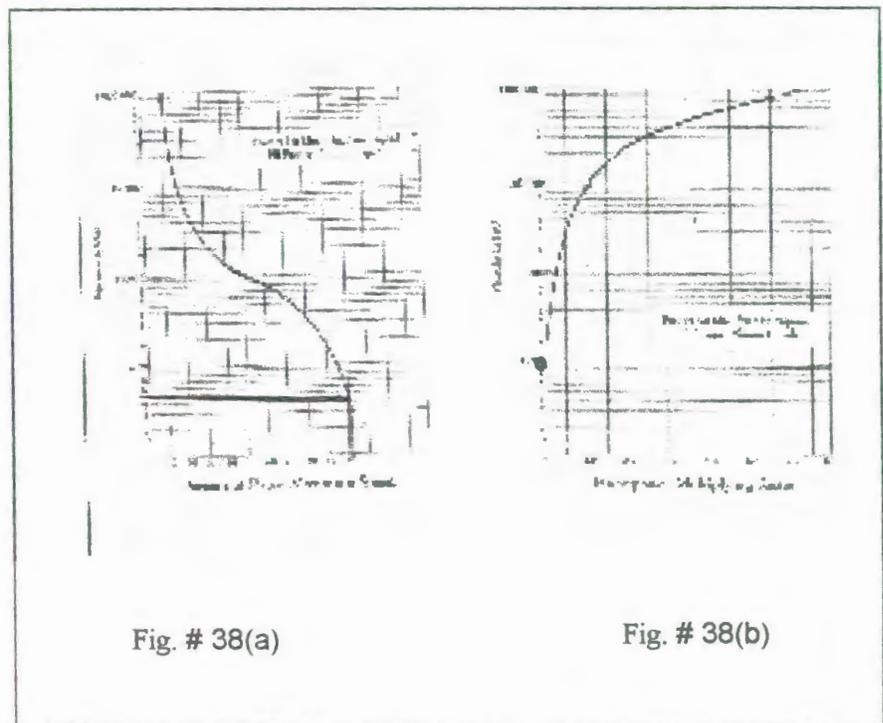


Fig. # 38(a)

Fig. # 38(b)

Fig.#38(a) –Viscosidad vs. Porcentaje máximo de velocidad

Fig.#38(b) –Viscosidad vs. Factor de potencia a multiplicar

Esto se confirma en la siguiente gráfica: viscosidad vs. factor de potencia a multiplicar, pues con el mismo valor de viscosidad, se obtiene, que le corresponde un factor de 1. Con el factor 1, compruebo que la bomba escogida es la correcta. Ver Figura # 38(b). Ilustro lo expuesto, en lo que respecta al comportamiento del jarabe simple, con la siguiente curva, ubicándolo de acuerdo a sus características, como un fluido newtoniano, por mantener su viscosidad constante, a cualquier velocidad. Ver fig. # 39

Lo que significa que este jarabe a 80° C tiene un comportamiento hidrodinámico semejante al agua.

Esta información es cortesía de la Casa "Ivan Bohman".

GRAFICO DEL COMPORTAMIENTO DEL JARABE SIMPLE COMO FLUIDO NEWTONIANO.

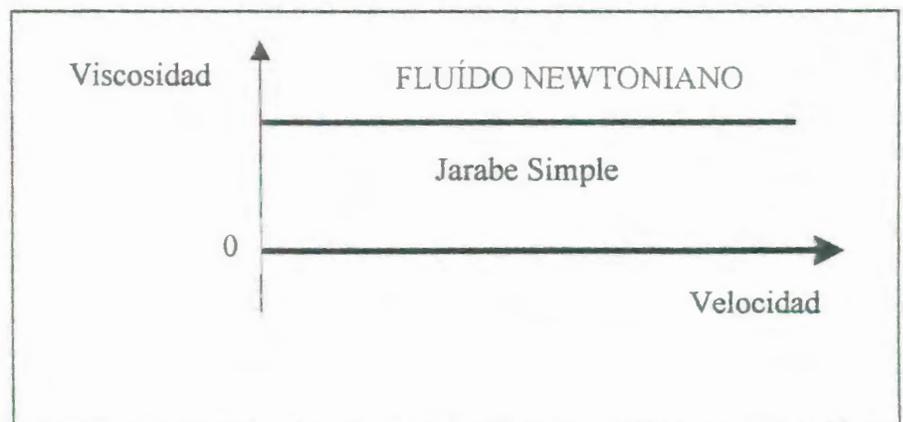


Fig. # 39.- Viscosidad vs. Velocidad. (para un fluido newtoniano)

Circuito de vapor (ver planos). Breve reseña histórica

Conociendo la importancia del ahorro energético en la industria, el vapor ha sido utilizado como vehículo de energía, de forma eficiente y fácil de controlar, desde la Revolución Industrial. ¿Por qué? Sencillamente, porque el vapor, siendo un gas invisible, se produce, cuando se le añade energía calorífica al agua que se está evaporando en una caldera, que es relativamente barata y accesible en gran parte del mundo.

Su temperatura se puede ajustar con mucha precisión, controlando la presión, mediante el uso de accesorios muy simples; transporta cantidades de energía relativamente importantes, con poca masa y cuando vuelve a convertirse en agua cede cantidades notables de energía, que se transmiten al medio que está calentando.

- **Algunas definiciones técnicas introductorias.-**

- **Tuberías Principales de vapor.** – Llevan el vapor desde la caldera hasta el lugar en la planta, en donde se encuentran los equipos que utilizan el vapor.

donde se encuentran los equipos que utilizan el vapor.

- **Ramales de vapor.-** Llevan el vapor desde las tuberías principales de vapor, hasta los equipos calentados con vapor. Ver planos.
- **Vapor Saturado.-** Es vapor puro, a una temperatura igual, a la temperatura a que hierve el agua, a una presión dada.
- **Vapor Flash.-** Cuando se tiene condensado caliente o agua hirviendo, presurizados, y se libera a una presión más baja, parte de esos, líquidos se vuelven a evaporar, y a esto es a lo que se le llama Vapor Flash o Vapor Secundario.
- **Tuberías de Descarga del vapor.-** Llevan el condensado y el vapor flash desde la trampa, hasta la tubería de retorno. Ver planos.
- **Tuberías de Recolección de Condensado.-** Reciben el condensado de varias tuberías de descarga de trampas y lo llevan de regreso a la caldera. Ver planos.

Dimensionamiento de tuberías de vapor saturado.

Hay dos factores principales que definen el diámetro de las tuberías, en un sistema de vapor:

1. La presión inicial en la caldera y la caída de presión permitida para todo el sistema de tuberías.

La caída total de presión en el sistema no debe de exceder del 20% de la presión máxima en la caldera. Este valor debe incluir todas las caídas: en los tubos, en los codos, en las válvulas, etc. Recuérdese, que una caída de presión es una pérdida de energía.

2. Velocidad del vapor.-

Erosión y ruido aumentan la velocidad. Velocidades recomendadas para vapor de proceso son de 30 a 60 m/s. y normalmente se tienen velocidades más bajas en sistemas de calentamiento a presiones más bajas.

3. Crecimiento a futuro.-

recordar, que se tendrán, menos problemas con una tubería de diámetro más grande que el requerido, que con una tubería de tamaño apenas suficiente, para la carga en el sistema.

4. Metodología.-

Cuando se piensa instalar un equipo nuevo, de procesado o de calentamiento, en una planta y en el caso de la sala de jarabes; un intercambiador de calor, es bastante apropiado, utilizar la metodología adecuada para el diseño y la especificación de tuberías de vapor. Esto se lo puede hacer por medio de tablas, curvas o programas computarizados, hasta obtener un dimensionamiento correcto del sistema.

Yo elegí trabajar con gráficas, con los siguientes datos:

Ver tabla # 14

TABLA # 14

DATOS PARA CALCULAR, DIAMETROS DE TUBERIAS DE VAPOR.- Este material ha sido adoptado con permiso de 1989 ASHRAE Handbook – Fundamentals. (Cortesía de la casa comercial “La Ferretera”)

Masa de vapor	3000 Lb/ hr
Presión de vapor saturado	60 psi
Velocidad de proceso de calentamiento	6000 pies/min

Y obtuve como resultado, una tubería de vapor de 3 pulgadas. Ver figura # 40

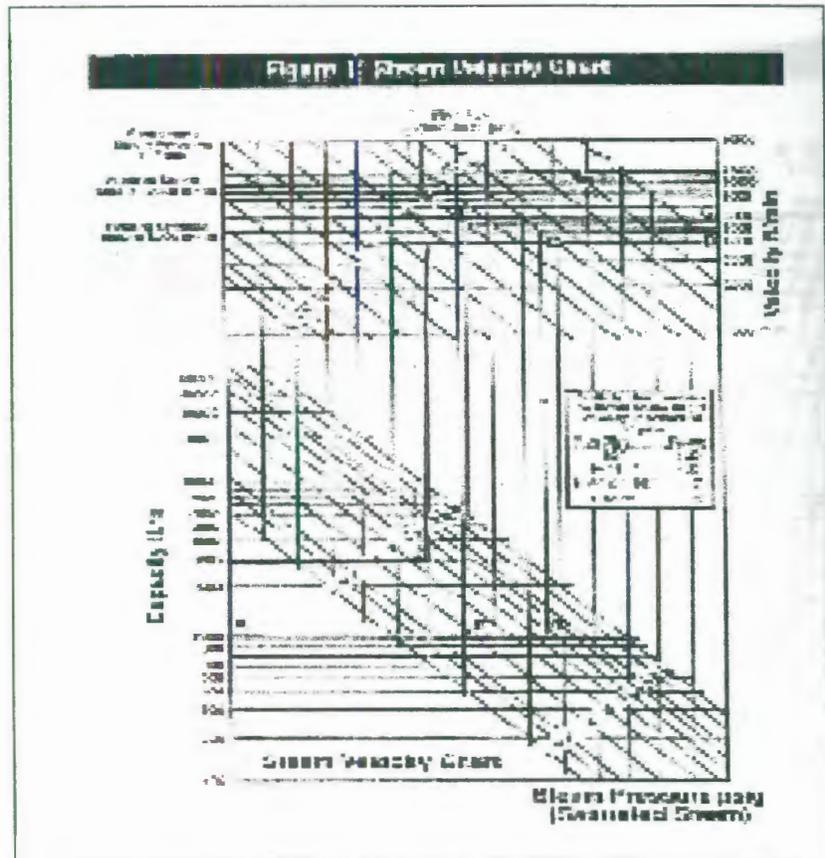


Fig. # 40 - Gráfica de curvas para encontrar la tubería de vapor

CAIDA DE PRESION DE VAPOR.-

TABLA # 15

DATOS PARA CALCULAR LA CAIDA DE PRESION

Flujo de vapor	3000 Lb/ hr
Diámetro de tuberías	3 pulgadas

Encuentro una Caída de Presión, aproximadamente de 0.8 que se multiplica por un factor de 1,8 teniendo como resultado una caída de presión de 1.4 psi. (Ver gráfico)

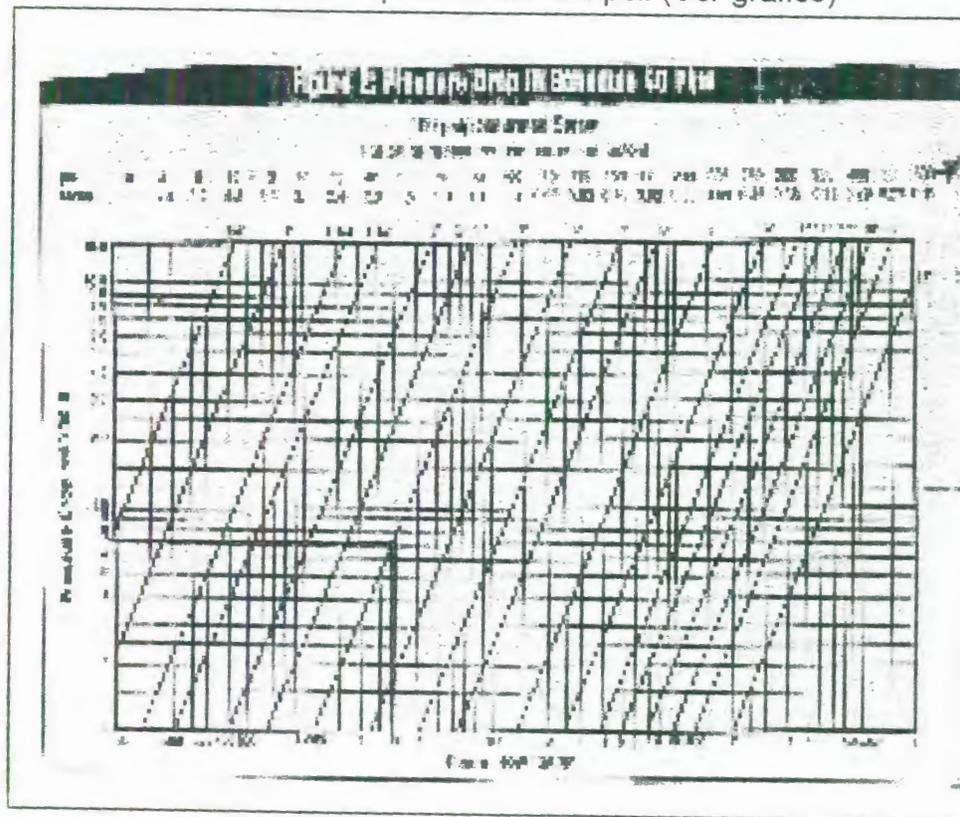


Fig. # 41 – Caída de presión psi/100 vs. Flujo de vapor lbs/hr

Dimensionamiento de tuberías de recolección de condensados.

El determinar los tamaños de las tuberías de recolección de condensados, presenta ciertos problemas que son diferentes a los presentes en tuberías de vapor o de agua. El problema más importante es la necesidad de lidiar con vapor flash o secundario. Ver Fig. # 42

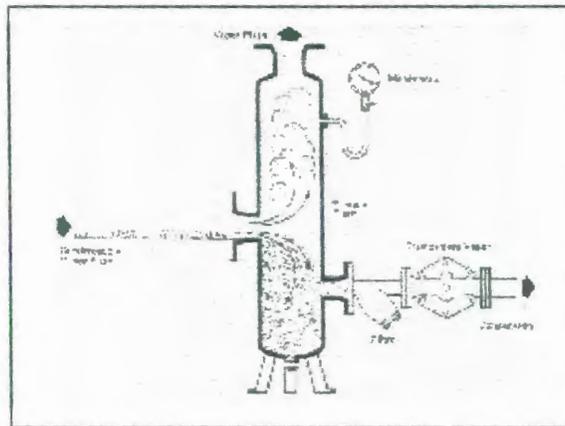


Fig. # 42 – Vapor Flash

Una tubería de retorno debe de ser capaz de llevar condensado y vapor flash, pero el volumen del vapor flash es varias veces mayor que el volumen de condensado. Los factores principales que definen las tuberías de recolección de condensado en el circuito a considerar son:

- Las tuberías de recolección de condensado deben de diseñarse, para que tengan una velocidad razonable.
- Estas mismas tuberías, deben de poseer una caída de presión aceptable.
- Se recomienda especificar, tuberías de retorno que sean uno o dos tamaños más grandes, de esta forma se toma en cuenta, posible aumento de la capacidad de la planta.
- También dependiendo de las condiciones del agua a usar, debe tenerse en cuenta:
 - ◆ Suciedad, como por ejemplo el sarro.
 - ◆ Atascamientos,
 - ◆ Corrosión y
 - ◆ Erosión.

Actualmente, las diferentes casas comerciales donde se venden todos los accesorios de líneas de vapor, ofrecen programas computacionales (software) donde se obtienen, los valores más recomendados en lo que respecta a diámetros de tuberías, ya sea de suministro de vapor o de retorno de condensado. Como lo vemos en la figura # 45, donde encontramos que la tubería de retorno para 2.520 lbs de vapor de consumo aprox. es de 1-1/2 pulgada. A

continuación trabajaremos con la gráfica 43 que muestra la cantidad de vapor flash que se formará cuando se descarga el condensado a diferentes presiones.

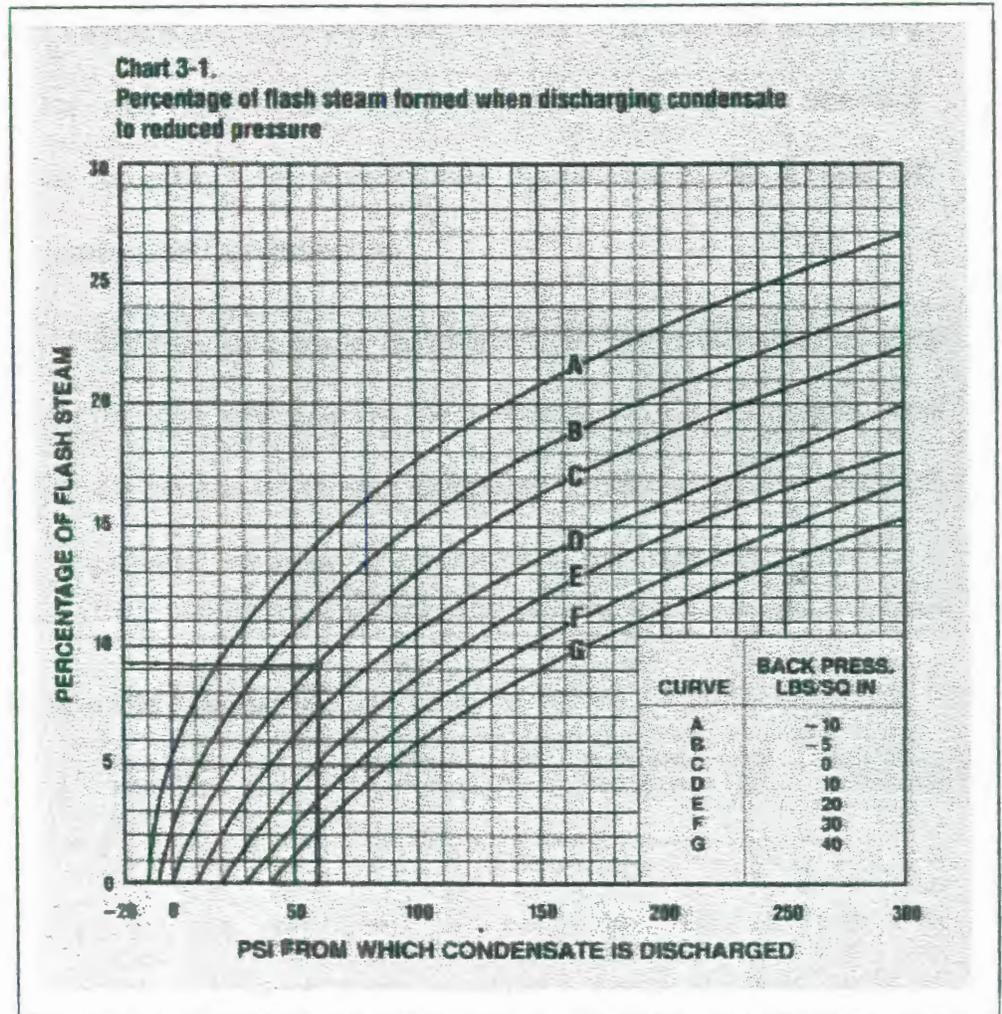


Fig. # 43 – Porcentaje de vapor flash cuando se descarga condensados vs. Presión de operación

A 60 psi, y a 0 lbs/sq in, le corresponde la Curva C, nos dá un porcentaje de 10 para el Vapor Flash, lo que significa que la cantidad hallada no es tan significativa.

En la siguiente gráfica 44, encontraremos la Tabla 47-1 Flujo de Masa (lbs/hr) para Retornos Secos y Cerrados, tomada de STEAM CONSERVATION GUIDELINES FOR CONDENSATE DRAINAGE Revista Técnica de Armstrong Int., que determinará la tubería de condensado más acertada de acuerdo a las condiciones operacionales de la sala de jarabes de Congaseosas.

Hemos asumido una caída de presión de 1 psi por cada 100 pies de tubería, con una presión de alimentación de 50 psig y una presión de retorno de 0 psig. Utilizé un caudal estimado de 2,520 lb/hr a lo que le corresponde una tubería de 1-1/2 plg.

Chart 47-1. Flow Rate (lbs/hr) for Dry-Closed Returns

D. in	ΔP/L psi/100'	Supply Pressure = 5 psig Return Pressure = 0 psig			Supply Pressure = 15 psig Return Pressure = 0 psig			Supply Pressure = 30 psig Return Pressure = 0 psig			Supply Pressure = 50 psig Return Pressure = 0 psig		
		1/2	3/4	1	1/2	3/4	1	1/2	3/4	1	1/2	3/4	1
1/2		740	520	1100	95	210	450	60	110	274	42	92	200
3/4		510	1120	2400	210	450	950	130	280	590	31	200	420
1		1,000	2,150	4,540	400	860	1,820	250	530	1,120	180	380	800
1 1/4		2,100	4,500	9,500	840	1,800	3,800	520	1,110	2,340	370	800	1,680
1 1/2		3,170	6,780	14,200	1,270	2,720	5,700	780	1,670	3,510	550	1,200	2,520
2		6,240	13,300	a	2,500	5,320	a	1,540	3,270	a	1,110	2,350	a
2 1/2		10,000	21,300	a	4,030	9,520	a	2,480	5,250	a	1,780	3,780	a
3		18,000	38,000	a	7,200	15,200	a	4,440	9,360	a	3,190	6,730	a
4		37,200	78,000	a	14,900	31,300	a	9,180	19,200	a	6,660	13,800	a
6		110,500	a	a	44,000	a	a	27,300	a	a	19,500	a	a
8		228,600	a	a	91,700	a	a	56,400	a	a	40,500	a	a

Fig. # 44 – Flujo de Masa de vapor (lbs/hr) para Retornos Secos y Cerrados



Operating Pressure:	100	lb/ft ²	OK
Steam Load:	5000	lb/hr	Cancel
Desired Velocity:	7000	fpm	Help
Approx. Pipe Size:	3	inches	Calculate
Actual Velocity:	5641.1	fpm	
Pressure Drop per 100' of pipe:	1.4	psi	



Condensate Load:	1000	lb/hr	OK
Pressure Drop:	Supply 100/15 Return		Cancel
			Help
Acceptable Pressure Drop per 100' of pipe:			Calculate
	<input type="radio"/> 1/16 psi	<input type="radio"/> 1/8 psi	<input type="radio"/> 1/4 psi
Approx. Pipe Size:	1-1/2	inches	



Fig. # 45 - Programa ESP PLUS Steam Specialties Selection

Este Material ha sido adoptado con permiso de El ASHRAE Handbook – Fundamentals 1989, cortesía de la casa comercial “La Ferretera”.

5.2 Accesorios para el circuito de vapor y condensados. ⁽¹⁾

Aumentar la eficiencia de este sistema, ó determinar las "mejoras" para la sala de cocción del jarabe simple, implica, que, primero que nada, se debe realizar un estudio de las instalaciones de vapor de la sala de jarabes. Esta auditoría energética, proporcionará, detalles de la instalación real, estableciendo las deficiencias, en lo que respecta a pérdidas de calor, que deben ser minimizadas. (Ver planos, antes de la modificación del sistema de calentamiento de la sala de jarabes).

Luego, es imprescindible tener presente el coeficiente global de convektividad (U) del intercambiador de calor de tubos seleccionado. Esto nos permitirá elegir correctamente los elementos y accesorios de este circuito de vapor y condensado, porque es determinante hacer la elección conociendo las velocidades de masas de vapor y sus respectivos valores de condensado. Este estudio proporcionará:

⁽¹⁾ Los literales 5.4 al 5.7 son cortesía de la Casa Comercial en la línea de vapor La Ferretera

- ◆ Un eficiente drenado del condensado, que se logrará por medio de las trampas de vapor, evitándose de esta forma el golpe de ariete, choque térmico, golpeteos hidráulicos, etc.
- ◆ Los eliminadores de aire, permitirán la extracción de los gases no condensables y del aire en sí, produciéndose, una rápida puesta en marcha y una mejor transferencia de calor.
- ◆ La tubería estará llena de vapor, ya que el condensado ocupa espacio dentro de la unidad de transferencia de calor, lo cual reduce el tamaño físico y la capacidad del sistema.
- ◆ Un eficiente drenado del condensado no dará lugar a la formación de ondas de choque. Ver Fig. # 46

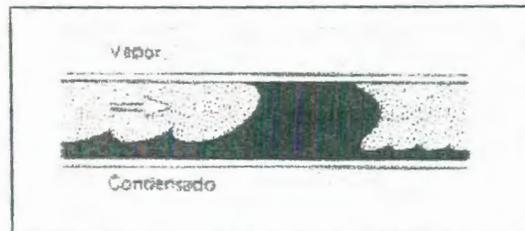


Fig. # 46 –Formación de ondas de choque

- ◆ Se obtendrán tiempos de calentamiento más cortos,
- ◆ Tendremos reducción de los costos de energía.

- ◆ Se establecerán nuevos parámetros de operación, más eficientes en la Sala de Jarabes.
- ◆ Habrá una correcta transferencia de calor. Ver Figura 47



Fig. # 47 – Posibles reductores de la transferencia de calor y la temperatura del vapor que deben ser superados para poder obtener vapor vivo.

- ◆ Se generará de esta manera, un Vapor de Optima calidad y por último
- ◆ Habrá, ahorro de costos de operación, que permitirán recuperar la inversión en poco tiempo.

Elementos del Circuito de Vapor. Figura # 48

- Válvulas globo de compuerta de hierro negro para 250 psi
- Universales de hierro negro de 3 pulgadas.
- Filtros de hierro negro de 3 pulgadas.
- 1 Válvula reductora de presión de 200 psi.
- 12 Metros de tubería de hierro negro, cédula 40.
- Válvula de seguridad para 100 psi.
- Manómetros de 0-160 psi.
- Té de hierro negro de 3 pulgadas.
- 1 Intercambiador de calor de tubo y coraza y sus accesorios Figura # 46 (a y b).
- Trampas de vapor.
- Sistemas de Venteo.

Estos componentes están instalados como reside en la siguiente figura # 48

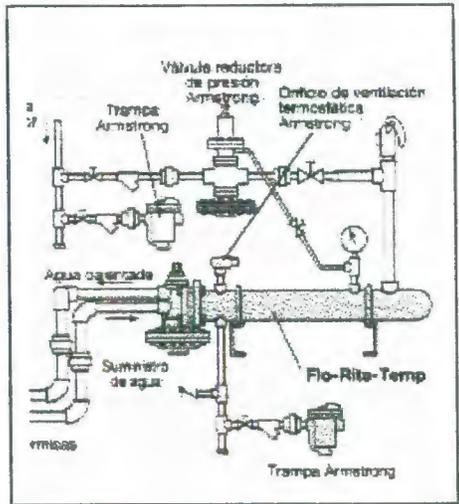


Fig. # 48 (a) – Accesorios del circuito de vapor

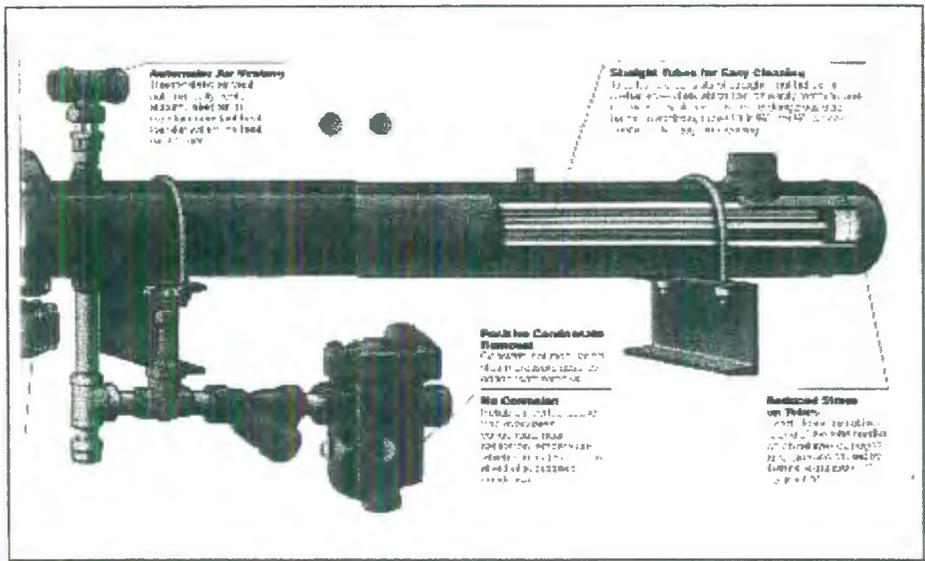


Fig # 48 (b) – Accesorios del intercambiador de calor de tubo y coraza

5.3 Programa de Preparación del Jarabe Simple.

Procedimientos de operación para la elaboración del jarabe simple con la ayuda del nuevo equipo, como es el intercambiador de tubo y coraza y de los diferentes accesorios considerados.- Etapa A. (Ver planos antes y después de la modificación del sistema de calentamiento del jarabe simple)

- Verificar el stock de azúcar.
- Abrir vapor, para el intercambiador de calor de tubo y coraza, para que caliente, el agua tratada, que estando a 55°C, (ya que sale de la primera etapa del intercambiador de placas) la eleve a 80°C, que es la temperatura de cocción del jarabe simple.
- Purgar condensado.
- Cargar de agua tratada a 80°C, proveniente del intercambiador de tubo y coraza, con los 6000 Lts. y a 60 psi.
- Prender el agitador de la marmita.
- Abrir las válvulas de condensado, tanto del distribuidor de vapor, y de la marmita que se va a introducir vapor.

- Una vez abiertas las válvulas de condensado se espera aproximadamente un minuto hasta que llegue el vapor al distribuidor.
- Abrir las válvulas de vapor de la chaqueta intermedia de la marmita que se quiera utilizar; la presión debe estar entre 40 –60 psi.
- Vaciar el azúcar previamente pesándola en la balanza (12 000 kg.) de piso de acuerdo al programa de elaboración del jarabe simple.
- Agregar carbón activado.
- Agregar polvo filtrante.
- Una vez ingresado todos los componentes del jarabe simple, debido a que se produce una baja de temperatura temporal, se resuelve ingresar nuevamente la mezcla, al intercambiador de tubo y coraza, instalado en la sala de jarabes, estableciéndose una recirculación y con ello un “Circuito cerrado de bombeo”, con el fin de que ésta mezcla, que se encuentra en la marmita alcance nuevamente, la temperatura de 80°C, que constituye uno de los objetivos del uso del nuevo intercambiador de calor de tubo y coraza. Ver Planos.

- Las demás etapas, se repetirán secuencialmente, como está esbozado en el Programa de elaboración, para la obtención del jarabe simple, que se encuentra detallado en el capítulo 2, al inicio de esta tesis. Ver capítulo 2.

5.4 Análisis de costos.

Costos involucrados en el proyecto

Consideraciones económicas a tomarse en cuenta para el suministro e instalación de un intercambiador de calor para la sala de jarabe de CONGASEOSA de la Ciudad de Guayaquil.

1. El precio del presupuesto: IG- 100-1999 un intercambiador de calor del tipo tubo y carcaza de acero inoxidable sanitario cuyo valor es 10850 USD incluye la puesta en el sitio del equipo.
2. Los precios de las tuberías y accesorios del circuito hidráulico, del circuito de vapor y de recolección de condensados, se le adjudica su cotización por los valores correspondientes. En detalle se lo verá en las tablas de costos de las siguientes páginas.
3. Los valores por concepto de mano de obra para instalar los equipos, arranque y pruebas de los mismos,

servicios técnicos, de supervisión y de entrenamiento del personal para el sistema de vapor y de agua están incluidos en las tablas de costos que se presentan también en las siguientes páginas.

A continuación las tablas con los respectivos rubros a considerar en el análisis de costos.

TABLA # 16

TABLA DE COSTOS PARA TUBERÍAS DEL CIRCUITO DE AGUA

No Parte	DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
3 33"X 16 GA-0.065-07	Tubería Acero Inoxidable	30.5 m	67.78	2067.29
2C 2CMP-3" -S	Codo acero inox. 3"	8	131.00	1048.00
77 7MP-3" -S 78	Tee acero inox. 3"	4	258.34	1033.36
B5B51A-3"-E-S	Válvula Mariposa 3"	5	502.17	2510.85
L1L14AM7-3"-E-S	Ferrule 3"	20	38.90	778.00
1 13MHHM-3"-S	Abrazadera 3"	36	56.57	2036.52

Sub-Total 9,474.02
 -25% Descuento 2,368.50
 7,105.52
 +10% IVA 710.55
Total USD 7,816.07

TABLA # 17

**TABLA DE COSTO Y CARACTERISTICAS DE LA BOMBA
CENTRIFUGA SANITARIA A UTILIZAR EN EL CIRCUITO
HIDRAULICO**

MARCA	Tri-clover
MODELO	C216MDG-5 ½"-5-3-TEFC
CAPACIDAD	120 gpm a 80 pie
CONEXIONES	Tipo clamp, succión 2", descarga 1 ½"
MATERIALES	Carcaza e impulsor de acero inoxidable 316, pulido sanitario 20Ra elastómeros, EPDM, sello mecánico, carbón vs. Carburo de silicio.
DIÁMETRO IMPULSOR	4 ¾"
MOTOR ELÉCTRICO	5hp, 184 T, 3 x 60x 208/ 230-460 V, TEFC

PRECIO TOTAL USD 2,619.62

TABLA # 18

TABLA DE COSTOS Y CARACTERISTICAS PARA UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL TIPO TUBO Y CARCAZA DE ACERO INOXIDABLE SANITARIO PARA APLICACIÓN ALIMENTICIA.

MARCA	ITT- Estándar	
MODELO	QOE SX 64-5-111	
PESO	32lbs	
DIMENSIONES	95" x22" x 18"	
MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN	Tubos AISI 3161, carcaza AISI 304, Elastómeros de Vetón, código ASME Sec VIII Div 1.	
PRECIO TOTAL USD 10850,00		
Parámetros de Operación		
	Agua	Vapor
Caudal	118 gp	3275 l/ hr
T Entrada	130°F	307.6 °F
T Salida	180°F	307.6 °F
Números de tubos	99	

TABLA # 19

TABLA DE COSTO Y CARATERISTICAS PARA UNA VALVULA REGULADORA DE PRESION

MARCA	ITT Hoffman
MODELO	2100
TAMAÑO	2" NPT
CAPACIDAD	3237 lb/ hr
PRESION	100 Psi/ 75 Psi (entrada salida)
PRECIO TOTAL USD	1 745.00

TABLA # 20

TABLA DE COSTO Y CARACTERISTICAS PARA UNA TRAMPA DE VAPOR, TIPO BALDE INVERTIDO.

MARCA	ITT Hoffman
MODELO	FT 125 C
TAMAÑO	2 ½" NPT
FACTOR SERVICIO	1.5
PRESION OPERACIÓN	75 Psig
CAPACIDAD	5300 lb/ hr
PRECIO UNITARIO USD	1 915.00



RESUMEN DEL ANALISIS ECONOMICO

TABLA # 21

RUBROS QUE SE HAN CONSIDERADO PARA LA MODIFICACION DE ESTE SISTEMA DE CALEFACCION.-

INTERCAMBIADOR DE CALOR	USD	10 850.00
BOMBA CENTRIFUGA	USD	2 619.62
TRAMPA DE VAPOR	USD	1 915.00
CIRCUITO DE AGUA	USD	7 816.00
TOTAL.- USD		23 100.62

Otros rubros como la válvula reguladora de presión, los costos para el circuito de vapor no se han considerado por ya existir como parte de la sala de cocción. Luego la

INVERSIÓN TOTAL ES DE: USD 23,100.62.

El precio de la libra de vapor está en función de algunos parámetros. Entre los más importantes mencionaré:

- Gastos de tratamiento de agua, considerando el grado de dureza de la misma.
- Consumo y costo de agua y combustible
- Eficiencia del caldero

De acuerdo a esto, el costo de 1.000 libras de vapor será de

US\$ 5.5 aproximadamente.

- Los consumos de vapor sin el intercambiador de calor y sus accesorios son de: 1000 lb. de vapor por cocimiento
- Con la modificación del sistema, va darse un ahorro de vapor de: 275 lb. de vapor por cocimiento
- Durante las 24 horas de trabajo de la planta se dan aproximadamente 8 cocimientos.
- En los 8 cocimientos de jarabe que se realizan hay un ahorro de: 2200 lb. de vapor.
- Al mes habría un ahorro de: 48 400 lb. de vapor
- Al año abría un ahorro de: 580 800 lb. de vapor
- Considerando que las 1.000 libras de vapor están a 5.5 dólares, tenemos un ahorro de: USD 3 194.40 ANUALES

TABLA# 22

CONSUMOS DE VAPOR

CONSUMOS DE VAPOR	CONSUMOS DE VAPOR (Lb)	USD
SIN EL USO DEL INTERCAMBIADOR (por cocimiento)	1 000 lb	5.5
USANDO EL INTERCAMBIADOR (por cocimiento)	725	3.98
AHORRO POR COCIMIENTO	275	1.5
DIARIOS	2 200	12.1
MENSUALES	48 400	266.2
ANUALES	580 800	3 194.4

Con estos valores obtenidos vemos que se recupera la inversión y se demuestra la factibilidad del proyecto.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Para garantizar el correcto funcionamiento de este proyecto y la adaptabilidad de las "Mejoras al sistema de cocción de los jarabes para bebidas carbonatadas" establecidas en esta tesis de grado, daré paso al estudio de las conclusiones, que están basadas, en especificaciones técnicas de aspectos prácticos, para la instalación en sí de la sala de jarabes.

En estos sistemas térmicos que funcionan con vapor, es necesario que su sistema hidráulico y de recolección de condensados, estén estratégicamente diseñados y se realice en ellos el mantenimiento preciso determinándose de esta manera, que el sistema paquete de las mejoras y sugerencias sustancialmente, difieran, de la instalación real. Por esta razón dedico a esta última parte, las estimaciones y sugerencias técnicas más acertadas, cuya puesta en práctica, incidirán en elevar la eficiencia de la planta, reducirán los consumo de energía y disminuirán los costos de mantenimiento, aumentando la seguridad de operación.

Especificaciones técnicas de diseño para el intercambiador de tubo y coraza seleccionado

Concluyo que el intercambiador seleccionado de tubo y coraza obedece a los siguiente parámetros de diseño que a continuación expongo:

- ◆ Que la mejor opción para introducir un intercambiador de calor a la sala de jarabes: es el de tubo y coraza, de 99 tubos, sin costura, para evitar el crecimiento de hongos e incrustaciones.
- ◆ De tipo contraflujo porque convectivamente es más eficiente ya que para una velocidad dada de flujo de calor se necesita menos área de superficie que si fuera en paralelo y de una sola corriente, porque la temperatura de saturación del vapor se mantiene constante y solo varía la temperatura del agua de 55°C a 80°C.
- ◆ Estos tubos tienen que ser rectos, de diámetro de 3/8 de pulgadas, porque facilitan la limpieza y se pueden extraer con facilidad.
- ◆ De presión de vapor constante.
- ◆ De cabezal flotante, (es decir, que no está fijado al extremo del haz de tubos), lo que evita que el esfuerzo ocasionado por la expansión y contracción térmica, dañe la tubería, logrando de esta forma, menor esfuerzo sobre los tubos.
- ◆ Además consideré incluir dentro de lo que a accesorios se refiere, un sistema de ventilación para mantener una buena

transferencia de calor y el desfogue del aire, CO₂ y gases no condensables, que siempre están presente en el arranque del equipo.

- ◆ En el diseño, está incluida, una trampa de vapor, de balde invertido para evacuar el condensado, evitando sus efectos dañinos, como son la corrosión, golpe de ariete, etc.
- ◆ La unidad sólo necesita ajustes sencillos, asegurando una operación eficiente, de bajos costos de mantenimiento.
- ◆ Puedo decir también que después de analizar su comportamiento, considerando los principios básicos de la teoría de la Transferencia de Calor y teniendo presente el comportamiento hidrodinámico y termofísicos de los fluidos involucrados, afirmo que cumple satisfactoriamente, con los requisitos termodinámicos y con eficientes parámetros convectivos.
- ◆ De larga vida útil, con relación a sus costos de inversión inicial.
- ◆ Su ahorro energético está también en función de que el diseño escogido de este intercambiador de tubo y coraza, favorece al uso de vapor condensándose, evitándose, no sólo las fugas de los fluidos que intervienen y el retardo térmico, aclarando que su sello funcionará para presiones establecidas por el proceso y que cualquier falla de los tubos, en el caso de las fugas puede prevenirse aplicando una prueba de presión periódica.

- ◆ Por ser un intercambiador de tubo y coraza, su precio es más económico que un intercambiador de placas.
- ◆ Este modelo permitirá recuperar los costos de inversión inicial, aunque dadas las características técnicas y convectivas que tiene un intercambiador de placas, esto determina superioridad sobre el de tubos, pero en vista de las tasas inflacionarias que nuestro país adolece se presenta la opción de poder obtener un intercambiador de calor de tubos a precios más convenientes, e incluso fabricarlo localmente, lo cual garantiza la factibilidad de este proyecto.

Sugerencia y recomendaciones

El correcto funcionamiento de estos equipos está en función de prever un plan de instalación y mantenimiento, pues de nada sirve haber proyectado e instalado un eficiente sistema de vapor, sino se mantiene el mismo nivel de eficiencia a lo largo del tiempo. Razón por la cual, emito las siguientes consideraciones prácticas, para el ahorro de energía en sistemas de vapor.

- **Consideraciones para la medición del caudal de vapor**

Uno de los mayores problemas que surgen, cuando se intentan controlar los consumos energéticos, es que no se dispone

de mediciones adecuadas. Si se quieren efectuar ahorros, hay que empezar por medir. Por esta razón es conveniente colocar un medidor después de una válvula reductora de presión que mantenga ésta constante. La medición de vapor es muy útil, no solo en la sala de jarabes sino en otros puntos de la instalación, puesto que puede informar donde se consume realmente, y puede dar, además información válida y útil del rendimiento de la planta y transferencias de calor correctas.

- **Consideraciones para un aislamiento correcto**

Todas las fuentes potenciales de pérdidas calor en un sistema de vapor, deberían ser aisladas. También las válvulas y las bridas, deben ser objeto de atención, puesto que las elevadas pérdidas por radiación causadas como consecuencia de un aislamiento insuficiente o ineficaz, provocan condensaciones excesivas, facilitando los arrastres de agua por el vapor de mala calidad. Un buen aislamiento necesita también un buen mantenimiento para garantizar que el coeficiente de transferencia no aumente con el tiempo. Por esta razón es tan importante la protección, e incluso la impermeabilización, cuando haga falta, el aislamiento.

- **Consideraciones para el uso de válvulas reductoras de presión y de seguridad.**

Todos los equipos que trabajan con vapor tienen una presión de funcionamiento máxima por razones de seguridad. Si ésta presión es inferior a la de producción del sistema, hay que instalar una válvula reductora de presión además de las de seguridad necesarias, ya que la mayor parte de las calderas están diseñadas para producir vapor a presión alta y no es conveniente trabajar a presiones menores por la disminución de eficiencia y por los arrastres de agua que pueden producirse. Por esta razón, es preferible generar a presión elevada e instalar válvulas reductoras de presión antes de los equipos que requieren presiones más bajas. Esta disposición tiene la ventaja de que se puede utilizar tuberías de menor diámetro para el transporte, puesto que el volumen específico del vapor disminuye cuando la presión aumenta.

- **Consideraciones para usos de filtros.**

Puesto que los mayores problemas de una válvula reductora son causados por la presencia de humedad o suciedad, se han de instalar antes de la válvula, un separador y un filtro de malla fina. El filtro debe ser colocado lateralmente para evitar que

el cuerpo se llene de agua y garantizar que toda la superficie de filtración sea efectiva, evitando el taponamiento. Ver anexos.

- **Consideraciones para uso de patas de goteo**

En nuestra auditoría energética observamos que hacían falta, patas de goteo. Al no existir un buen desalojo del condensado existe un tiempo extra a usar en el calentamiento de los equipos. Para diseño de patas de goteo, ver anexos.

- **Consideraciones para trampas de vapor**

Actualmente no se lleva una historia de la vida de las trampas, no se podría especificar el tiempo de vida útil que llevan. Debido a que la vida de una trampa de acuerdo con el sistema instalado va estar expuesta a suciedades y oleadas de condensado, estas trampas no podrán responder y habrá que cambiarlas con una frecuencia corta, pues el desgaste en su mecanismo es mayor en la medida en que las presiones son altas (mayor a 200 psi.).

Tanto en las líneas de vapor principal y secundario se pueden provocar golpes de ariete, al no trampear la línea de manera adecuada. Para un eficiente servicio de la línea de vapor recomiendo trampear las líneas principales de vapor colocando patas de goteo cada 50 – 70 metros para una captura eficiente de



condensado. Es conveniente usar trampas de balde invertido.

Ver Figura # 49 (Ver en anexos: Trampas de balde invertido)

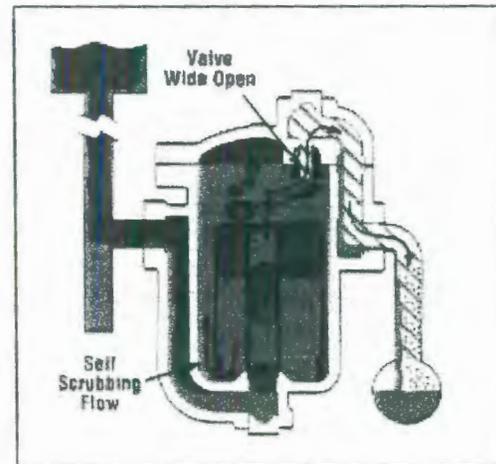


Fig. # 49 – Trampa de Balde Invertido

- **Consideraciones para el uso de ventiladores para remover Aire y CO₂**

Teniendo conocimiento de la pérdida de energía por la presencia de aire y CO₂, pues siempre está presente durante el arranque del equipo y en el agua de alimentación a la caldera, además, el agua de alimentación puede tener disueltos ciertos carbonatos que liberan bióxido de carbono. Luego la velocidad a que fluye el vapor, empuja estos gases hacia las paredes de los intercambiadores de calor, lo que puede resultar en el bloqueo del flujo de calor. Esto empeora el problema de drenaje de

condensados dado que estos gases deben de ser removidos del sistema junto con el condensado.

Generalidades

- ◆ Preveer un plan de mantenimiento, significa limpieza y reemplazo de las partes y componentes de los diferentes equipos, que muestren señales de desgaste.

Es recomendable disponer de un número determinado de piezas de recambio y de elementos completos, para poder efectuar un cambio rápido en caso de necesidad. Algunos programas de mantenimiento deben desarrollarse en las paradas programa, pero es mejor, siempre que sea posible, repartir el trabajo a lo largo del año. La mayor parte de los elementos solo necesitan atención eventualmente.

Es de importante utilidad disponer de un historial de los problemas más frecuentes de cada uno de los equipos que conforman este Sistema Térmico analizado.

- ◆ Concluyo, que las perspectivas de esta tesis, es dejar establecido que las diferentes líneas comerciales expendedoras de accesorios de vapor, información técnica exacta con tecnología de punta, entre ellas: Alfa Laval, Spirax Sarco, Bell & Gossett, Armstrong

con sus diferentes representantes locales, abastecen eficientemente todas las demandas de nuestro sector industrial.

- ◆ Las auditorías energéticas como es el carácter de esta tesis, se revisten de una gran importancia en estos actuales momentos en que las tasas inflacionarias de nuestro país repercuten y afectan seriamente a nuestra área industrial.
- ◆ La investigación de este proyecto, me proporcionó además un aspecto práctico muy importante, como es el hecho de contar en nuestro medio con Ingenieros Mecánicos capacitados profesionalmente, en el uso de los diferentes géneros de la energía, lo que permite una gran ahorro no sólo en el manejo de presupuestos y en gastos de capital de inversión, sino también en contar con una asesoría técnica correcta y eficiente.
- ◆ Finalmente, es importante recalcar que esta unidad académica de élite técnica, constantemente mantenga una gran apertura a la capacitación permanente y actualizada, a la par de las nuevas tecnologías, de tal forma que sus miembros componentes, puedan siempre proporcionar y emitir soluciones de alta precisión, de acuerdo a los requerimientos industriales, locales y de diferentes géneros técnicos.

ANEXOS

NORMAS INEN

Nombre Norma	LETRAS CLASIFICADORAS REQUISITOS	IKENT 199
1. OBJETIVO		
1.1. Esta norma establece los requisitos generales que deben cumplir los libros de texto de la educación primaria.		
2. TERMINOLOGIA		
2.1. Este libro de texto es el producto de un proceso de desarrollo de los contenidos de la asignatura de Lengua Castellana y Literatura para el primer grado de la educación primaria.		
3. DISPOSICIONES GENERALES		
3.1. La redacción de este libro de texto debe ser clara, sencilla y atractiva para el niño.		
3.2. Debe utilizarse un lenguaje sencillo y adecuado al nivel de desarrollo del niño.		
3.3. El libro de texto debe ser atractivo y fácil de manejar por el niño.		
4. REQUISITOS		
4.1. El libro de texto debe presentar un aspecto limpio y atractivo.		
4.2. El libro de texto debe estar impreso en un papel de buena calidad.		
4.3. El libro de texto debe estar impreso en un tamaño adecuado para el niño.		
4.4. El libro de texto debe estar impreso en un color que sea agradable para el niño.		
4.5. El libro de texto debe estar impreso en un tamaño que sea cómodo para el niño.		

REQUISITOS	UNIDAD	VAL.	VAL.	REQUISITO DE EXAMEN
El libro de texto	1	5		100%
El libro de texto	2			100%
El libro de texto	3	2	3	100%
El libro de texto	4		5	100%
El libro de texto	5		10	100%
El libro de texto	6		15	100%
El libro de texto	7		20	100%
El libro de texto	8		25	100%
El libro de texto	9		30	100%
El libro de texto	10		35	100%
El libro de texto	11		40	100%
El libro de texto	12		45	100%
El libro de texto	13		50	100%
El libro de texto	14		55	100%
El libro de texto	15		60	100%
El libro de texto	16		65	100%
El libro de texto	17		70	100%
El libro de texto	18		75	100%
El libro de texto	19		80	100%
El libro de texto	20		85	100%
El libro de texto	21		90	100%
El libro de texto	22		95	100%
El libro de texto	23		100	100%

5. REQUISITOS DE CALIDAD

5.1. El libro de texto debe presentar un aspecto limpio y atractivo.

5.2. El libro de texto debe estar impreso en un papel de buena calidad.

5.3. El libro de texto debe estar impreso en un tamaño adecuado para el niño.

5.4. El libro de texto debe estar impreso en un color que sea agradable para el niño.

5.5. El libro de texto debe estar impreso en un tamaño que sea cómodo para el niño.

Ver su contenido a continuación

CDU 663.86
401

INEN

AL 04.03-

Norma
Ecuatoriana

BEBIDAS GASEOSAS
REQUISITOS

INEN 1 101

1. OBJETO

1.1. Esta norma establece los requisitos generales que deben cumplir las bebidas gaseosas no dietéticas.

2. TERMINOLOGIA

2.1. Bebida gaseosa no dietética. Es el producto elaborado a base de bióxido de carbono, edulcorantes naturales, saborizantes, colorantes artificiales y/o naturales y otros aditivos certificados de uso permitido en agua potable, exento de alcohol y envasado en recipientes aptos para su conservación.

3. DISPOSICIONES GENERALES

3.1. Las materias primas utilizadas en la elaboración del producto deben cumplir los requisitos establecidos por los códigos normativos vigentes.

3.2. Debe utilizarse el equipo adecuado y operarse en condiciones sanitarias óptimas, a fin de evitar contaminaciones durante todo el proceso de fabricación.

3.3. Podrá declararse la presencia de jugo natural de fruta en el producto, siempre que su contenido sea igual o mayor al 12% (V/V).

4. REQUISITOS

4.1. La bebida gaseosa debe presentar un aspecto tórpido y, si es el caso, ligeramente opalescente.

4.2. El color, el olor y el sabor deben ser los propios y característicos del producto.

- 4.3. Debe estar exento de materias extrañas y no presentar alteraciones causadas por agentes biológicos, físicos o químicos.
- 4.4. El producto no debe contener sustancias conservadoras, colorantes, edulcorantes artificiales y otros aditivos, cuyo empleo no sea autorizado expresamente por las normas vigentes correspondientes.
- 4.5. Las bebidas gaseosas deben cumplir con los requisitos establecidos en el Tabla 1.

TABLA 1. Requisitos de las bebidas gaseosas

REQUISITOS	UNIDAD	MIN.	MAX.	METODO DE ENSAYO
Gas Carbónico	volúmenes	1	5	INEN 1 802
Sólidos solubles	°Bx	7	-	INEN 1 083
Extracto seco	%	7	-	INEN 1 079
Ph	-	2,4	5	INEN 1 087
Acido benzoico (o benzoato de sodio)	%	-	0,1	INEN 1 084
Acido sórbico (o sorbato de potasio)	%	-	0,1	INEN 1 089
Anhídrido sulfuroso	%	-	0,05	INEN 1 090
Acido fosfónico	%	-	0,06	INEN 1 092
Cafeína	%	-	0,02	INEN 1 081
Levaduras y Hongos	Colonias/cm ³	-	Cero	INEN 1 093
Bacterias aerobias	Colonias/cm ³	-	10	INEN 1 094
Coliformes	Colonias/100 cm ³	-	Cero	INEN 1 095
Acido cítrico	%	-	0,5	INEN 1 098
Quinina	%	-	0,09	INEN 1 100

- 4.6. El producto no debe contener sacarina (ver INEN 1 080).

5. REQUISITOS COMPLEMENTARIOS

5.1. Envasado

- 5.1.1. Las bebidas gaseosas deben envasarse en recipientes perfectamente limpios y cuyo material no altere las características del producto.

5.1.2. Los envases y las tapacoronas deben cumplir con las normas técnicas correspondientes.

5.1.3. El cerrado debe garantizar la inviolabilidad del recipiente y las características del producto (ver INEN 1 088).

5.1.4. El espacio libre no debe exceder del 9% del volumen del envase (ver INEN 1 085).

5.2. Rotulado

5.2.1. En todos los envases debe constar, con caracteres legibles e indelebles, las indicaciones siguientes:

- a) razón social del fabricante y marca comercial.
- b) Denominación del producto,
- c) Volumen neto, en centímetros cúbicos,
- d) Número del Registro Sanitario,
- e) Dirección del fabricante y ciudad,
- f) Leyenda *Industria Ecuatoriana*, y,
- g) Los demás exigidos por la ley.

5.2.2. No debe tener leyendas de significado ambiguo, figuras, que no correspondan fielmente a la naturaleza del producto ni descripción de características que no puedan ser debidamente comprobadas.

5.2.3. La identificación de la fecha de fabricación se hará mediante un sistema apropiado.

5.3. Comercialización

5.3.1. La comercialización de este producto cumplirá con lo dispuesto en las Regulaciones y Resoluciones dictadas, con sujeción a la Ley de Pesas y Medidas.

6. MUESTREO

6.1. El muestreo debe realizarse de acuerdo a lo establecido en la Norma INEN 1 077.

INTERCAMBIADORES DE PLACAS

DETALLES TECNICOS Y ANALISIS DE SUS VENTAJAS.-

Hechos a medida.-

Estos intercambiadores de placas se fabrican de acuerdo con los requerimientos térmicos exigidos, partiendo de componentes standard. Cada unidad se monta individualmente para cumplir con las condiciones específicas de capacidad, temperaturas y caídas de presión. Si cambian las condiciones operacionales el intercambiador puede fácilmente modificarse para adaptarse a ellas con solo añadir, quitar o reagrupar las placas sobre el mismo bastidor.

Diseño compacto.-

Su alta eficiencia técnica es debido a que pueden trabajar con flujo turbulento y en contracorriente y porque se recoge en un espacio pequeño una superficie de calor relativamente grande. Además este intercambiador de placas no necesita espacio adicional para mantenimiento.

Accesibilidad.-

En lo que se refiere a mantenimiento, las características de ahorro de espacio son incluso muy significativas. Puede atenderse desde un pasillo lateral estrecho, a lo largo del bastidor. Puede abrirse dejando a los descubiertos ambos lados de la superficie total de transferencia de calor para la inspección visual y limpieza.

Una placa dañada o que necesite sustitución de juntas puede desmontarse y sustituirse por otra de repuesto en cuestión de minutos sin taladro ni soldaduras. A falta de repuestos, puede realizarse una reparación temporal con solo retirar la placa dañada y la inmediata, volviendo a comprimir el paquete correctamente.

Y por último, aunque no menos importante, todo esto puede hacerse sin necesidad de desmontar las conexiones de tuberías.

Como se ensamblan y como funcionan**Paquete de placas.-**

El paquete de placas en el que se realiza el intercambio de calor, va sujeto entre la placa fija del bastidor y la placa móvil de presión por medio de pernos de apriete laterales que proporcionan una compresión uniforme para mantener el sistema estanco.

El paquete de placas y la placa de presión se soportan y posicionan mediante la barra soporte y la barra guía. Al aflojar los pernos de apriete, éstos pueden retirarse fácilmente de sus ranuras, deslizándose las placas una a una a lo largo de las barras, para inspección, limpieza, etc.

Bastidores.-

Existen varios tipos de bastidores. Se dispone de bastidores de cada uno de estos tipos para una serie de presiones de trabajo.

Pueden suministrarse conexiones de diferentes dimensiones para ajustarse a los requerimientos necesarios. Las conexiones van normalmente revestidas de goma, de forma que no exista contacto directo entre el líquido y el bastidor, siendo éste último fabricado en acero con acabado de imprimación y lacado.

Configuración del paquete de placas.-

El paquete de placas va montado como un conjunto de canales alternos para los dos líquidos que intercambian calor (por ejemplo agua de camisas y agua salada de enfriamiento). La configuración del sistema de canales viene determinada por las juntas de placas, como puede verse con mayor claridad van provistos de junta independientes.

La mayoría de los intercambiadores de placas son hechos de chapa fina de acero inoxidable prensada en una configuración corrugada que sirve para dos fines: en primer lugar, para reforzar las placas, permitiéndolas soportar altas diferencias de presión, y en segundo lugar generan un flujo turbulento que mejora la eficacia de la transferencia de calor y reduce la tendencia al ensuciamiento.

Las corrugaciones de las placas en "V" invertida alterna, proporcionan un gran número de puntos de contacto entre ellas, que actúan como soportes al comprimirse al paquete. El prensado estampa igualmente los surcos de asiento en los que se pegan las juntas. Las juntas independientes de los orificios de las esquinas proporcionan una protección completa contra mezclas accidentales entre los dos líquidos del intercambiador.

Las posibles fugas accidentales de cualquiera de los dos líquidos se realizan necesariamente hacia el exterior, donde pueden ser detectadas con facilidad. En la siguiente figura vemos el comportamiento hidrodinámico de los fluidos involucrados. Ver Fig.# 50

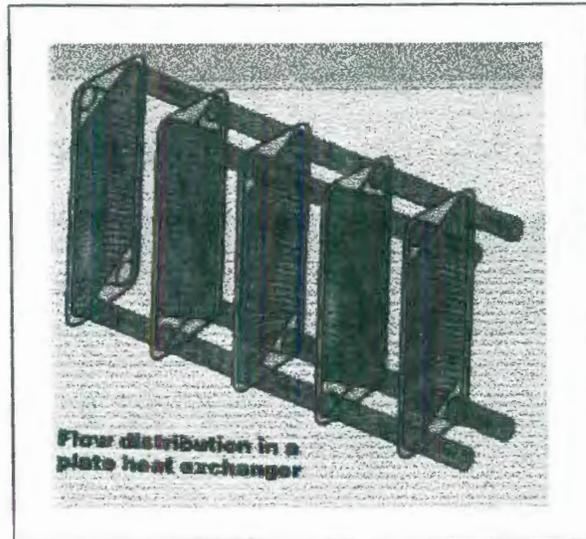


Fig. # 50 – Distribución de Flujo en un intercambiador de placas

La construcción modular de estos intercambiadores, con un paquete de placas compuesto por placas standard, hace fácil su optimización para un proceso determinado.

Por último existe una amplia gama de placas para los diferentes procesos que, junto con una selección de bastidores adecuados, cubre las necesidades que prácticamente todos los procesos de intercambio de calor necesitan.

Recomendaciones para intercambiadores de placas.-

La resolución a favor de elegir un intercambiador de placas estará sujeta, a los objetivos y al proceso en el cual ejecutará su función.

RECOMENDACIONES EN LA TUBERÍA PRINCIPAL DE VAPOR
PARA PATA DE GOTEO

Tubería de vapor	Tamaño de pata de goteo
1/2	1/2
3/4	3/4
1	1
2	2
3	3
4	4
6	4
8	6
10	6
12	8
16	8
18	10
20	10
24	12

Trampas de balde invertido.-

Características.-

1. Maneja cargas livianas sin pérdidas de vapor.
2. Pueden manejar suciedad sin riesgo de obstrucción debido a que el orificio de descarga se encuentra situado en la parte superior de la misma.
3. Al ser una trampa que trabaja por diferencia de densidad entre el vapor y el condensado reacciona inmediatamente ante la presencia del mismo (no hay retroceso hacia el punto de drenaje)



IVAN BOHMAN C. A.

Dirección: Calle 15 y 16, P.O. Box 1200
Cuba de 11300

Teléfono: (705) 254-1111
Telefax: (705) 254-1112

PRESUPUESTO: IG-142-19/99

Guaymas, 1999-01-07

Destinatario:
Director General de Electricidad
CUBAEL

Atención: Gerente de Proyectos

Objeto del contrato:

De acuerdo a lo solicitado por los proveedores y mediante comunicación de 1999-01-07, se ha solicitado el presupuesto para la adquisición de los materiales necesarios para la ejecución de los trabajos de mantenimiento de los equipos de generación de energía eléctrica.

DE IMPORTACIÓN:

1.1.4	Descripción de los materiales	
	Valor	1.140,00
	Impuesto	22,80
	Transporte	27,60
	Seguros	55,20
	IGIA	110,40

El presente presupuesto es válido por un periodo de 15 días hábiles contados a partir de la fecha de emisión.

IVAN BOHMAN C. A. 1999-01-07

1.1.4	Descripción de los materiales	
	Valor	1.140,00
	Impuesto	22,80
	Transporte	27,60
	Seguros	55,20
	IGIA	110,40

IVAN BOHMAN C. A. 1999-01-07



IVAN BOHMAN C. A.

PRESUPUESTO: IG 142-19/99

1.1.4	Descripción de los materiales	
	Valor	1.140,00
	Impuesto	22,80
	Transporte	27,60
	Seguros	55,20
	IGIA	110,40

Forma de pago: Al contado en el momento de la entrega de los materiales.

Tiempo de entrega: 15 días hábiles contados a partir de la fecha de emisión del presupuesto.

Utilización de la oferta: Única para la ejecución de los trabajos.

Aceptación:

[Firma]
IVAN BOHMAN C. A.

Cotización de accesorios mecánicos



IVAN BOHMAN C. A.

Chiriquí Dr. # 14 y 15 de Agosto
Código: 9100-01

Guaymas - Panamá

Teléfono: (507) 244-1111
Telex: (507) 244-1111

PRESUPUESTO: IG-121-1990

Guaymas, 1990-10-28

Señor
Boschert Mining Company
C.A. de

Atn: Sr. César Méndez

Estimados señores:

De acuerdo a la solicitud por Ud. presentada a nuestra compañía recibí
nuestro presupuesto por las tuberías, accesorios y bombas de acero
para el sistema de bombeo en el campo de aguas de la zona de explotación de
mineral de hierro en Cacaricola (G. Panamá)

DE NUESTRO STOCK:

No. Part.	Descripción	Cant.	Precio Unitario	Precio Total
214-100-00000	TUBERIA ACERO 2" 30.50'	67.70	2,022.21	
214-100-00001	TUBERIA ACERO 2" 30.50'	10.00	1,000.00	
214-100-00002	TUBERIA ACERO 2" 30.50'	4.00	1,000.00	
214-100-00003	TUBERIA ACERO 2" 30.50'	6.00	1,000.00	
214-100-00004	TUBERIA ACERO 2" 30.50'	20.00	1,000.00	
214-100-00005	TUBERIA ACERO 2" 30.50'	20.00	1,000.00	
214-100-00006	TUBERIA ACERO 2" 30.50'	20.00	1,000.00	
	-25% Descuento			2,388.21
				7,888.21
	-12% IVA			946.38
				8,834.59
	Tota USD			8,834.59



IVAN BOHMAN C. A.

PRESUPUESTO: IG-121-1990

JVA
 Motorbomba para el sistema
 Marca: ITC
 Modelo: ITC-1000-1000-1000
 Capacidad: 120 gpm a 50' de
 elevación
 Conexiones: Tipo de motor: succion 2" descarga 1 1/2"
 Materiales: Cabezal y motor de acero inoxidable AISI 316
 pulido, cojinete 208a y 209a, eje de acero
 AISI 316, cojinete de carbón, cojinete de acero
 AISI 316, eje de acero AISI 316
 Motor eléctrico: 5 hp, 150V, 3ø, 60Hz, 220-460V, TEPC

PRECIO UNITARIO	USD 9,75.00
-12% Descuento	790.63
	USD 7,964.47
+12% IVA	238.15
	USD 8,202.62

Forma de pago: Contado
 Tiempo de entrega: 30 días hábiles a partir de la fecha de
 validación de la orden de compra
 Validez de la oferta: Por un periodo de 30 días a partir de la fecha de
 validación de la orden de compra
 Mercancías:
 IVAN BOHMAN C.A.

Cotización de circuito hidráulico
usar

Cotización de la bomba a

BIBLIOGRAFÍA

1. TRANSFERENCIA DE CALOR Anthony F. Mills. Copyright © MCMXCIV por Addison Wesley Iberoamericana S.A.
2. BOMBAS Selección, uso y mantenimiento Kenneth Mc Naughton Copyright © MCMLXXXIV, by Graw Hill, Inc. USA
3. PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Frank Kreith, Copyright © 1968 por International Texbook Co. Copyright © 1970 en español por Herrero Hermanos, Sucesores S.A.
4. PROGRAMA DE MANTENIMIENTO Y CONTROL DE SERVICIO Informe Técnico: Lorena Alvear Gómez.
5. RECONSTRUCCIÓN DE UNA LINEA PARA EMBOTELLAR BEBIDAS CARBONATADAS EN ENVASE DE VIDRIO TAPA ROSCA CAPACIDAD UN LITRO. Informe Técnico: Gastón Mendoza Parrales.
6. CODIGO LATINOAMERICANO DE ALIMENTOS
7. STEAM CONSERVATION GUIDELINES FOR CONDENSATE DRAINAGE Revista Técnica de Armstrong International, Inc. 11/97.

8. ENGINEERING MANUAL Bell & Gossett - Itt Fluid Technology Corporation 4/89.
9. INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS Bell & Gossett. Boletín C-310A
10. CURSO DE VAPOR - PRINCIPIOS BASICOS DE LA INGENIERIA DEL VAPOR Spirax Sarco.
11. LIBROS NORMAS INEN – Referente a bebidas carbonatadas
12. HANDBOOK FUNDAMENTAL - "ASHRAE" - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. 1791 Tullic Circle, Atlanta, GA 30329
13. HEATING VENTILATING & AIR CONDITIONING SYSTEMS ESTIMATING MANUAL Second Edition A.M. Klashab P.E.
14. STANDARD HANDBOOK FOR MECHANICAL ENGINEERS, Ninth edition Eugene A. Avallone, Theodore Baumeister III
15. SHIGLAY, DISEÑO-MECANICO, 5TA EDICION
16. MARKS, MANUAL DEL INGENIERO MECANICO, 3RA EDICION, 1986
17. TRANSFERENCIA DE CALOR INCROPERA, EDITORIAL HARLA, 3ra edición
18. FLUJO DE FLUIDOS, CRANE, MC GRAW HILL, 2da edición, México 1980



19. MECANICA DE FLUÍDOS, FOX MC DONALLS, Mc Graw Hill, 4ta edición, México 1980
20. FLO-RITE-TEMP – STEAMS HEATS WATER INSTANTLY IN A FRACTION OF THE SPACE – Armstrong Boletin AY-408-F 15M 3/98
21. Mijev, M.A. Fundamentos de Termotransferencia, Edt. Mir. Moscú, 1979
22. Welty, J.R. Fundamentals of momentum, heat and mass transfer, Edt. Wiley International, 1969
23. Kern, D.Q. Procesos de Transferencia de calor, E.R. La Habana, 1969
24. Cao, E. Intercambiadores de calor, EDIGEN S.A., Buenos Aires, 1983.