



21
Universidad Nacional Autónoma de México

Escuela Nacional de Estudios Profesionales Aragón

DISEÑO Y APLICACION DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS A UNA PLANTA PASTEURIZADORA DE LECHE DE TIZAYUCA, HIDALGO.

T E S I S

Que para obtener el título de:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

presenta

JOSE ANTONIO ALFARO MAGAÑA

México, D. F.

1986



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE

INTRODUCCION	1
I.-CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS.	7
VENTAJAS DE LOS CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS	
DESVENTAJAS DE LOS CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS	
II.-DISEÑO TERMODINAMICO.	11
CLASIFICACION SEGUN SU USO	
PARAMETROS DE DISEÑO	
III.-DISEÑO MECANICO.	20
CONSIDERACIONES	
DISEÑO	
ESPESOR DE PLACAS	
PLACAS CON CANALES TRANSVERSALES	
MARCOS DE MONTAJE Y DE PRESION	
EMPAQUES	
BRIDAS	
MATERIALES DE CONSTRUCCION	
IV.-APLICACION AL PROCESO DE PASTEURIZACION DE LA LECHE.	28
PROCESO (PASE 1)	
PROCESO (PASE 2)	
EJEMPLO DE APLICACION	
MEMORIAS DE CALCULO PARA LOS DISEÑOS TERMODINAMICO Y MECANICO.	
DIBUJOS Y TABLAS	
CONCLUSIONES	46
BIBLIOGRAFIA	47

INTRODUCCION

Los Cambiadores de Calor son uno de los equipos más utilizados en la Industria debido a su amplia gama de condiciones de Temperatura y Presión. Dentro de éstos equipos encontramos:

- Enfriadores
- Calentadores
- Generadores de Vapor
- Recuperadores de Calor
- Evaporadores
- Precalentadores
- Condensadores

En todos éstos equipos, los flúidos son separados por una pared limitante, la cuál tiene dos objetivos:

- 1) Mantener los Flúidos aparte.
- 2) Permitir el Flujo de Calor del Flúido Caliente al Flúido Frío.

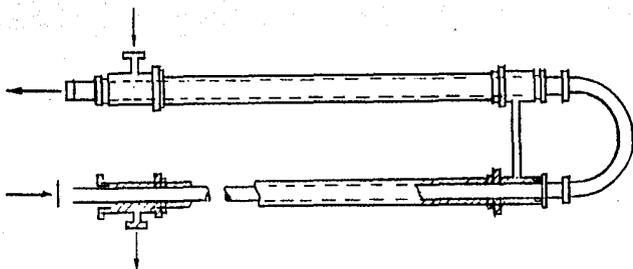
El Calor es Transferido por Convección Forzada, ya que ambos Flúidos están usualmente bajo Flujo Cruzado; aunque el Calor es Transferido a través de la pared limitante por Conducción.

Los Intercambiadores de Calor siempre son parte integrante del proceso, lo que debe de tenerse en cuenta para su cálculo y no diseñarles como un equipo aislado.

Los Tipos de Cambiadores de Calor más usados son:

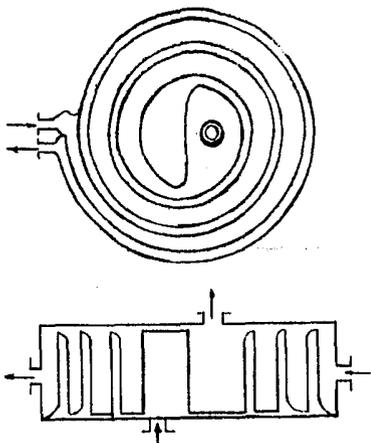
- a) Cambiador de Calor de doble Tubo.
- b) Cambiador de Calor de Tubos y Envolvente.
- c) Cambiador de Calor de Placas.
- d) Cambiadores de Calor de Espiral.
- e) Cambiador de Calor de Lamella.
- f) Cambiadores de Calor enfriados por Aire.

Ver figuras de la 1 a la 7.



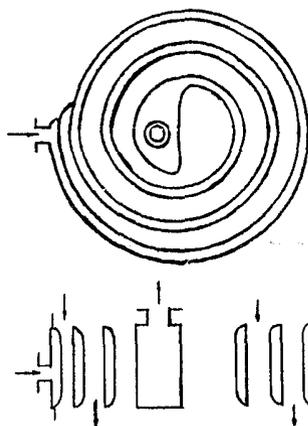
CAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO

FIG. No 1



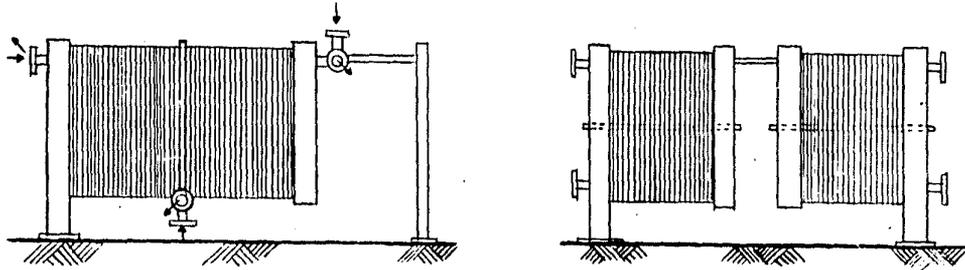
FLUJO ESPIRAL EN AMBOS CANALES

FIG. No. 2

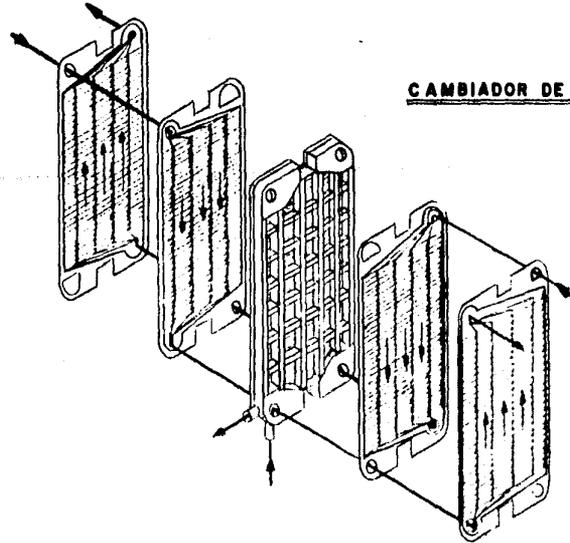


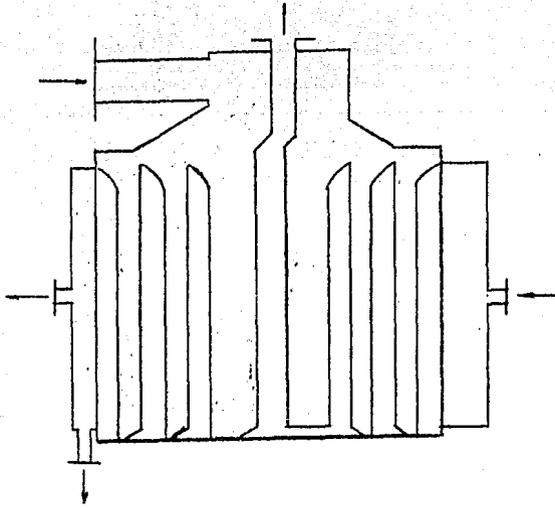
FLUJO ESPIRAL EN UN CANAL, AXIAL
EN EL OTRO. FIG. No. 3

FIGURA No. 4

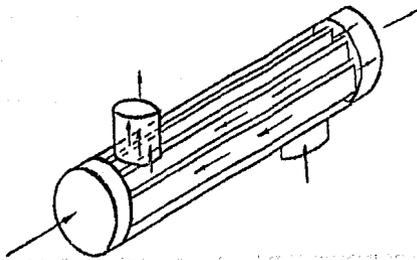


CAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

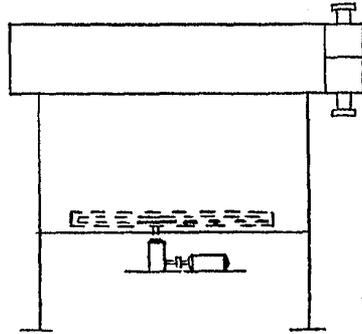




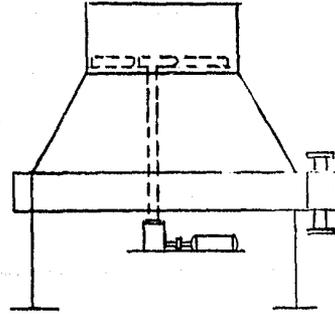
FLUJO COMBINADO
FIG. No. 5



CAMBIADOR DE CALOR DE LAMELLAS
FIG. No. 6



TIRO FORZADO



TIRO INDUCIDO

CAMBIADOR DE CALOR ENFRIADO POR AIRE

FIG.No. 7

Por la amplia variedad de usos de los Intercambiadores de Calor de Placas, se les utiliza principalmente en la Industria Alimenticia como es el caso del proceso de Pasteurización de la Leche; que consiste primordialmente en elevar la temperatura de la Leche aproximadamente a 77°C , para posteriormente bajar esa temperatura súbitamente cercana a cero grados centígrados.

Así, se eliminan las bacterias contenidas en la Leche, sin que por ello se pierdan las propiedades nutritivas de ésta. De ahí la importancia de los Cambiadores de Calor de Placas, los cuáles nos permitirán tener las condiciones propicias para cumplir con las necesidades del proceso.

I) CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS.

Este tipo de Cambiador de Calor consiste en un gran número de placas metálicas delgadas de forma rectangular, montadas entre dos barras Soporte-Guía en su parte superior e inferior respectivamente.

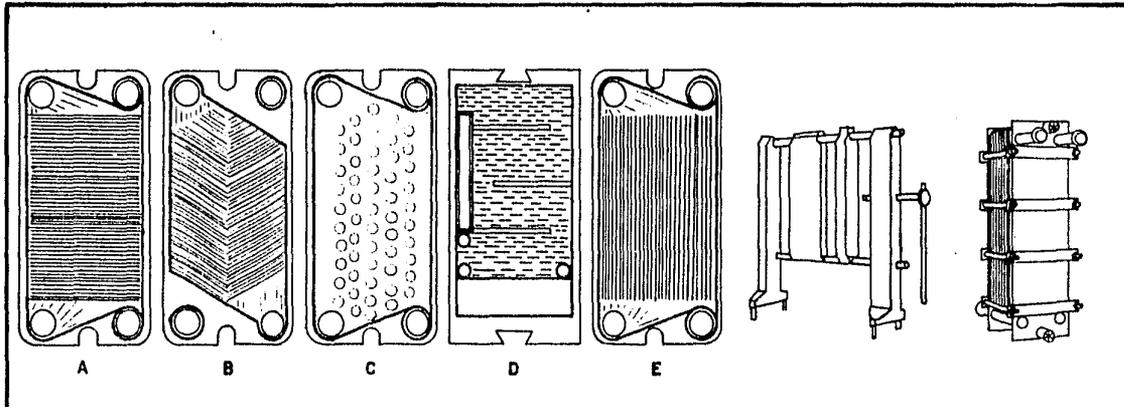
El conjunto de Placas es comprimido entre un Marco ó Cabezal fijo y otro removible. Las Placas tienen aberturas en las esquinas y cada una se troquea de manera que la superficie tenga apariencia ondulada de múltiples hoyuelos ó de corrugaciones varias. Por otra parte, las corrugaciones varían de acuerdo a cada fabricante y tienen el propósito de producir turbulencias a bajas velocidades; incrementando con ello la transferencia de calor. Las corrugaciones también incrementan la rigidez de las Placas delgadas, compensando de ésta forma los esfuerzos a que están sujetos.

Las corrientes caliente y fría fluyen en lados opuestos de cada placa, siendo la distancia entre las placas ó ancho del canal de flujo determinado por el empaque que circunda cada placa.

Por medio de accesorios intermedios, llamados Placas Conectoras, un fluido puede estar sujeto a varias operaciones de intercambio de calor ó bien puede removerse del equipo para otro proceso y retornarse posteriormente para otro nuevo ciclo de calentamiento ó enfriamiento.

Los tipos más usuales de Placas y Armazones se ven en la fig. 8

FIGURA N.º 8



TIPOS USUALES DE PLACAS

LAS FORMAS "A" Y "B" SON LAS MAS UTILIZADAS EN LA INDUSTRIA DE PROCESOS QUIMICOS, CADA FABRICANTE TIENE SU PROPIA NORMALIZACION DE TAMAÑOS Y CARACTERISTICAS DE DETALLE, LOS GRUESOS EMPAQUES, FABRICADOS SEPARADAMENTE, PUEDEN IR ADHERIDOS CON ALGUN CEMENTO O RETENIDO FIRMEMENTE EN LA RANURA PERIFERICA.

LAS PLACAS CON HOYUELOS TIPO "C" LLAMADAS TAMBIEN PLACAS RETENEDORAS DE CALOR, ASEGURAN UNA TURBULENCIA ADECUADA EN UNA TRAYECTORIA LARGA DE FLUJO, QUE PERMITE EL CALENTAMIENTO SIN QUE PIERDA LA INTEGRIDAD UN FLUIDO SENSIBLE A LA TEMPERATURA.

LA PLACA TIPO "D" O PLACAS PARA EVAPORADORES VAN AGRUPADAS EN CONJUNTOS DE 4 PIEZAS, SU APLICACION A LA INDUSTRIA ALIMENTICIA HA ADQUIRIDO GRAN AUGE.

LAS PLACAS ALETADAS TIPO "E" HAN ENCONTRADO GRAN APLICACION EN EL PROCESAMIENTO CRIOGENICO DE GASES Y EN LA INDUSTRIA PETROQUIMICA.

ARMAZONES

EL ARMAZON CON PIES DE APOYO CUENTA CON DISPOSITIVOS DE APRIETE EN UNO O VARIOS PUNTOS SOBRE LA PLACA O MARCOS DE PRESION.

LA PLACA CONECTORAS SON CABEZALES MULTIPLES QUE PERMITEN EN UNA MISMA UNIDAD REALIZAR VARIAS OPERACIONES CON VARIOS FLUIDOS DIFERENTE QUE PUEDAN SALIR DEL EQUIPO PARA REGRESAR CON DIFERENTES CONDICIONES A SER REPROCESADOS. UN EJEMPLO TIPICO DE SU APLICACION LO CONSTITUYEN LOS EQUIPOS PASTEURIZADORES DE LECHE QUE EN ALGUNOS CASOS LOS EQUIPOS PASTERIZADORES LLEVAN 7 PLACAS CONECTORAS Y MANEJAN SIMULTANEAMENTE 5 DIFERENTES FLUIDOS (LECHE, VAPOR, AGUA CALIENTE, REFRIGERANTE Y AGUA FRIA).

EL DISPOSITIVO DE SUSPENSION ESTA CONCEBIDO PARA QUE SEA RAPIDAMENTE ACCESIBLE EN CUALQUIER PUNTO Y FACILITAR EL MANTENIMIENTO. MUCHAS VECES LA BARRA SUPERIOR ES DE SECCION CUADRADA. LAS PLACAS POR EL MOMENTO SUSPENDIDAS CON UNA ABERTURA SUPERIOR INCLINADA POR UN GIRO DE 45° PUEDEN INDIVIDUAL MENTE SEPARARSE DEL EQUIPO.

LA PRESENTACION TIPO MURAL ES DE EJECUCION SIMPLIFICADA, CON APRETADO DE LAS PLACAS, MEDIANTE TORNILLOS PERIFERICOS ESTA PRESENTACION ES POSIBLE TAMBIEN, EQUIPARLA CON PATAS PARA SU ANCLAJE.

I.A) VENTAJAS DE LOS CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

Son varias las ventajas de los Cambiadores de calor de Placas, entre las cuáles podemos mencionar:

- 1) La Turbulencia provocada por las Placas.- A bajas velocidades, permite obtener altos Coeficientes de Transferencia de Calor, sin existir un incremento apreciable de Caída de Presión.
- 2) Tienen gran Versatilidad.- Ya que la superficie de Transferencia de Calor puede aumentarse ó disminuirse, simplemente variando el número de Placas ó alternando el arreglo.
- 3) Existe poco problema de Mantenimiento.- Debido a que pueden desmontarse fácilmente para su limpieza e inspección, además cualquier Placa dañada puede remplazarse ó extraerse del Armazón.
- 4) Son Cambiadores Bastante Compáctos.- Puesto que tienen una excelente relación de Area de Transferencia por Volumen ocupado.
- 5) Las Pérdidas de Calor al Exterior son Bajas.- Ya que los filos de las Placas y los Empaques son las únicas superficies expuestas al medio ambiente; por ello rara vez se aíslan éstos equipos.
- 6) Control Exacto de Temperatura.- Debido a las condiciones de Transferencia de Calor, la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida puede variar como máximo dos grados.
- 7) La Representación Generalizada con acabado Sanitario.- Los ha hecho especialmente utilizables en la Industria Alimenticia.
- 8) Las Placas no llevan Soldaduras.- Evitándose problemas de Corrosión ó de Esfuerzos causados por ellas, además las fugas en éstos equipos son poco frecuentes, ya que las Placas son de una pieza.

I.9) DESVENTAJAS DE LOS CAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

Entre las desventajas que podemos considerar, están:

1) Altas Temperaturas y los Solventes orgánicos requieren la sustitución de los empaques de Caucho por empaques rígidos de diferentes materiales; provocando limitaciones de mantenimiento en campo. Los empaques rígidos requieren de una mayor y equilibrada fuerza de apriete, que en un mantenimiento no supervisado se traduce en deformación de las placas por excesiva compresión con fugas como consecuencia.

2) Restricción de Uso en la Industria Química por limitaciones impuestas por el diseño Mecánico, el equilibrio de condiciones básicas marcadas por un proceso, como son:

Presión-Temperatura-Capacidad

que para un cambiador de Tubos y Envolvente serían normales, en este caso puede ser crítico.

3) Presentan problemas de Drenado. Sin embargo su Compacticidad hace que el líquido retenido sea menor que en los cambiadores de Envolvente y Tubos, haciéndolos ventajosos en caso de operación Intermitente.

4) Los bajos flujos favorecen la formación de bolsas de aire en corrientes que descienden, invadiendo hasta el 80 % del Area existente en la bajante con la respectiva deficiencia de Transferencia de Calor y pulsación de la Caída de Presión (las bolsas de aire se eliminan restableciéndose el flujo normal para el cual fue diseñada la unidad).

5) En fluidos Condensantes, éstos cambiadores no presentan ventajas apreciables de Transferencia de Calor sobre los Cambiadores de Envolvente y Tubos.

II) DISEÑO TERMODINAMICO

CLASIFICACION SEGUN SU USO

En la Industria se utilizan muchos tipos de equipos para Transferencia de Calor y son clasificados según el uso que se les dé dentro del Proceso.

-ENFRIADOR(CHILLER).- Enfría un fluido a una temperatura menor que la que se obtendría si se utilizará agua como medio de enfriamiento. Este tipo de equipo utiliza un refrigerante, ya sea Amoníaco ó Freón.

-ENFRIADOR(COOLER).- Enfría líquidos ó gases utilizando agua como medio de enfriamiento, por lo que también el calor transferido es pérdida en el proceso.

-CAMBIADOR DE CALOR.- Calienta un fluido frío usando un fluido caliente. Nada del calor transferido es pérdida.

-CALENTADOR.- Imparte Calor Sensible a un líquido ó a un gas por medio de Vapor Condensado.

-REHERVIDOR.- Generalmente se utiliza conectado al fondo de una Torre fraccionaria, ésta proporciona el calor necesario para la Destilación.

-GENERADOR DE VAPOR.- Genera vapor para usarse en cualquier parte de la Planta; utilizando el alto nivel Calorífico del Alquitrán ó del Aceite pesado. Otra forma de generar vapor es por medio de calentamiento de un gas caliente generado en una reacción química.

-COMBINADOS.- Estos equipos realizan varias funciones: entran vapores sobrecalentados hasta su punto de Saturación, para luego condensarlos y por último enfriarlos.

PARAMETROS DE DISEÑO TERMODINAMICO

II.1) El Diseño Termodinámico de los Intercambiadores de Calor parte de la siguiente ecuación:

$$Q/A\theta = U\Delta T_m$$

donde:

Q/θ = Cantidad de Calor Transferido por unidad de tiempo (Btu/hr).

A = Superficie de Transferencia de Calor (ft²).

U = Coeficiente Total de Transferencia de Calor (Btu/hr ft² °F).

ΔT_m = Media Logarítmica de las diferencias de Temperatura (°F).

Los valores de U pueden calcularse de correlaciones de Coeficientes totales determinados en cambiadores bajo condiciones similares ó pueden obtenerse en combinación de Coeficientes individuales.

La media Logarítmica de las diferencias de temperaturas es calculada con temperaturas terminales, variando el método de cálculo con el tipo de Cambiador y la forma de operación.

II.2) Media Logarítmica de las Diferencias de Temperaturas.

Para un Intercambiador de Calor simple, en el cual existe un estado de operación constante y un flujo a Contracorriente de los fluidos caliente y frío; la integración de la ecuación diferencial relacionando las temperaturas de los dos fluidos conduce a la media Logarítmica de las diferencias de temperaturas:

$$\Delta T_m(\text{Contrac.}) = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

donde:

T_1 = Temperatura de entrada del fluido caliente (°F).

T_2 = Temperatura de salida del fluido caliente "

t_1 = Temperatura de entrada del fluido frío "

t_2 = Temperatura de salida del fluido frío "

Para cambiadores de calor en los cuales existe operación estable y flujos en paralelo de las corrientes caliente y fría, la integración correspondiente conduce a:

$$\Delta T_m(\text{Paralelo}) = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}}$$

Para un grupo de temperaturas, la media logarítmica con flujos en paralelo es menor que con flujos a contracorriente, a menos que la temperatura de uno de los fluidos sea constante a través del cambiador.

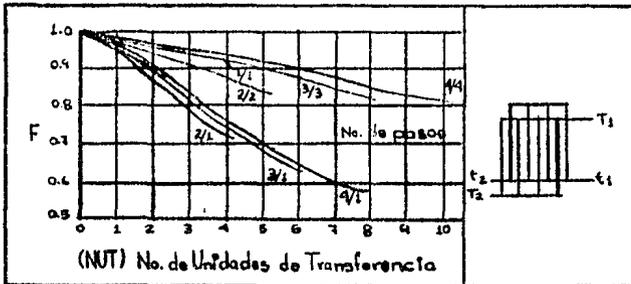
En la mayoría de las instalaciones industriales, los cambiadores de calor a verdadera contracorriente no son tan económicos como las unidades de varios pasos y las de flujos cruzados. En los cambiadores de varios pasos los flujos son en parte a Contracorriente y en parte en Paralelo y al que éstos, para los diferentes tipos de Intercambiadores con flujo cruzado; la Media Logarítmica es menor que para flujos a Contracorriente y mayor que para flujos en Paralelo.

La gráfica 1 se emplea para el cálculo de la media de las diferencias de temperaturas terminales en varios tipos de intercambiadores de calor; tratándose de expresar en forma de Factor de Corrección F por medio del cuál la media Logarítmica de Diferencias de Temperaturas para flujo a contracorriente se multiplica para dar la verdadera Media de Diferencias de Temperatura:

$$T_m = F \cdot \Delta T_m(\text{flujo a contracorriente}).$$

Este método de presentación muestra claramente el grado en que la media de las Diferencias de Temperaturas de cualquier Intercambiador de calor es inferior a la Media Logarítmica para flujos a Contracorriente.

Gráfica No. 1 FACTOR DE CORRECCION F



II.3) Factor de Corrección en Intercambiadores de Calor de Placas.

En los Intercambiadores de Calor de varios Pasos se presentan limitaciones al usar las temperaturas terminales para calcular el factor de corrección. La desventaja de un Intercambiador existente es que no puede fácilmente examinarse por variaciones de flujo y temperatura sin recurrir a una solución por tanteos; para vencer ésta dificultad, se ha desarrollado el método de NUT (Número de Unidades de Transferencia) que se define como:

$$NUT = UA/WC$$

donde:

W = Gasto Masa de cualquiera de los fluidos ($Lb/hr ft^2$).

C = Capacidad Calorífica promedio ($Btu/Lb^{\circ}F$).

WC debe ser el producto menor resultante de cualquiera de los fluidos que se manejan.

El método del NUT es importante cuando se ha determinado la configuración del Intercambiador de Placas.

II.4) Coeficientes Individuales de Transferencia de Calor.

A) La ecuación básica de Transferencia de Calor para flujo Turbulento es:

$$N_{Nu} = \text{Constante}(N_{Re})^a(N_{Pr})^b$$

donde:

N_{Nu} = Número de Nusselt = $(h De/k)$ Adimensional

N_{Re} = Número de Reynolds = $(G De/u)$ "

N_{Pr} = Número de Prandtl = (cu/k) "

De = Diámetro Equivalente = $4(\text{Area de flujo})/\text{Perímetro mojado}(\text{ft})$.

h = Coeficiente de película de Transf. de Calor $(\text{Btu/hrft}^2\text{of})$.

k = Conductividad Térmica $(\text{Btu/hrft}^2\text{of/ft})$.

u = Viscosidad (Lb/hrft) .

G = Masa Velocidad (Lb/hrft^2) .

a, b y constante se evalúan experimentalmente.

Las primeras correlaciones para la Transferencia de Calor en ductos circulares fueron obtenidas para fluidos con N_{Pr} restringidos; resultando dos ecuaciones:

$$N_{Nu} = 0.023(N_{Re})^{0.8}(N_{Pr})^{0.4} \quad \text{Fluido Calentado}$$

$$N_{Nu} = 0.023(N_{Re})^{0.8}(N_{Pr})^{0.3} \quad \text{Fluido enfriado}$$

En que las propiedades del fluido se determinan a la temperatura media del mismo.

Para resolver la inconsistencia del N_{Pr} se examinó el perfil de temperatura del fluido y se notó que la mayor parte del gradiente aparecía en la capa laminar, cercana a la pared del ducto. La discrepancia que existía era respecto a las temperaturas: la temperatura real en dicho punto y la temperatura usada para la evaluación.

Como la viscosidad es extremadamente sensitiva a la temperatura, ésto sirvió como explicación para la diferencia en las ecuaciones de calentamiento y enfriamiento; por lo cual se propuso una nueva

ecuación:
$$N_{Nu} = 0.023(N_{Re})^{0.8}(N_{Pr})^{1/3}(u/u_w)^{0.14}$$

donde: u_w = Viscosidad del fluido a la temperatura de pared.

Colburn examinó la ecuación y presentó una analogía más general, dividiendo la ecuación al producto: $(N_{Re})(N_{Pr})$

$$N_{St} = N_{Nu}/(N_{Re})(N_{Pr}) = h/CG = \text{Número de Stanton}$$

Obteniéndose finalmente el coeficiente individual:

$$h = 0.023 CG(N_{Re})^{-0.2}(N_{Pr})^{-2/3}(u/u_w)^{0.14}$$

Ecuación igualmente aplicable para ductos circulares, rectangulares u otras secciones rectas(FLUJO TURBULENTO).

B)La Ecuación básica de Transferencia de Calor para flujos Laminares es:

$$N_{Nu} = \text{Constante}(N_{Pe})^a(L/De)^b$$

donde:

$$N_{Pe} = \text{Número de Pedet} = De CG/k \quad \text{Adimensional}$$

Los valores de los exponentes y de la constante encontrados experimentalmente son:

$$N_{Nu} = 1.86 (N_{Re})^{+1/3}(L/De)^{-1/3}$$

Siguiendo el mismo razonamiento utilizado para flujos Turbulentos se llega finalmente a:

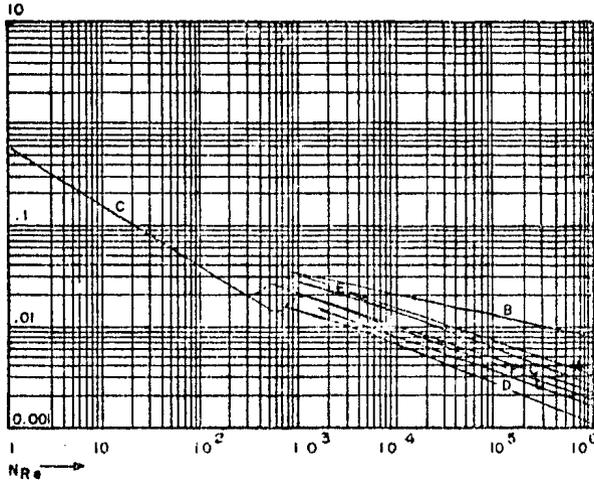
$$h = 1.86C(N_{Re})^{-2/3}(N_{Pr})^{-2/3}(L/De)^{-1/3}(u/u_w)^{0.14}$$

que es aplicable a flujos completamente Laminare dentro de ductos planos(es decir, con sección rectangular).

Los Coeficientes Individuales en Intercambiadores de Calor de Placas no tienen una correlación general, las configuraciones de placa son diferentes entre los fabricantes, teniendo cada cuál sus propios tamaños estándar. La gráfica 2 muestra las variaciones.

GRAFICA No. 2

$$\psi = \left[\frac{h}{CG} \right] (N_{pr})^{2/3} (u_w/U) 0.14$$



$$N_{Re} \cdot G \cdot C \cdot 10 (N_{Pr}) (U/U_w)$$

	A	D	C	D	E	F	G
TIPO ESPIGAS DE PERFIL TRIANGULAR							
ESPIGAS DE PERFIL SEMICILINDRICO							
CANALES TRANSVERSALES DE PERFIL TRAPEZOIDAL							
CUENTAS SEMICILINDRICAS CRUZADAS DIAGONALMENTE							
CORRUGACIONES TRIANGULARES TRANSVERSALES							
CANALES TRANSVERSALES DE PERFIL TRIANGULAR							
PROTUBERANCIAS Y DEPRESIONES (DIMPLED TYPE)							
ANCHO NOMINAL DE PLACAS $\frac{h}{G}$.7083	.7813	.5833	.6667	.6667	.7708	.9792
ESPACIO ENTRE PLACAS $\frac{C}{G}$.0105	.0196	.0146	.0142	0.134	.0114	.0194
ESPESOR DE LAS PLACAS $\frac{t}{G}$.0016	.0033	.0033	.0029	.0033	.0029	.0036
CONSTANTE (FLUJO TURBULENTO)	.4322	.1434	.2536	.3116	.1333	.2213	.1446
EXPONENTE (FLUJO TURBULENTO)	-0.38	-0.21	-0.35	-0.41	-0.27	-0.35	-0.33
CONSTANTE (FLUJO LAMINAR)			.7420				
EXPONENTE "n" (FLUJO LAMINAR)			-0.62				

II.5) Caída de Presión

La Pérdida de Presión debida a la fricción de un fluido al pasar por un ducto, esta definida como:

$$P = v^2 \rho (L/D) (N_{Re})^{-d} / g_c$$

Por otra parte, el producto de la constante de proporcionalidad y el número de Reynolds $(N_{Re})^{-d}$ es conocido como número de Euler (N_{Eu}) , que es la mitad del acostumbrado coeficiente de fricción f :

$$f = 2N_{Eu} = 2(\text{Constante})N_{Re}^{-d} = P(2g_c)/v^2$$

Pudiéndose expresar la pérdida de presión como:

$$P = f v^2 \rho (L/D_e) / 2g_c \quad (\text{Lb/ft}^2).$$

donde:

V=Velocidad Lineal del fluido a través del equipo(ft/sg).

g_c =Constante Gravitacional(32.2 ftLbm/Lbf-sg²).

L=Longitud de la trayectoria del fluido(ft).

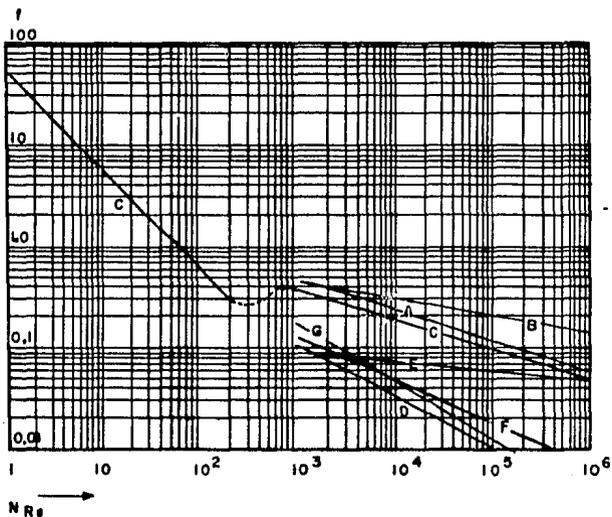
ρ =Densidad del Fluido(Lb/ft³).

f=Factor de fricción(Adim.)

d=Exponente experimental del N_{Re} .

En la gráfica 3 se observa el comportamiento de éste tipo de Cambiadores de Calor de Placas.

GRAFICA No. 3



$$\Delta P = \frac{f v^2 \rho L}{2 g_c D_e}$$

$$f = K (N_{Re})^{-d}$$

CONFIGURACION	CONSTANTE K	EXPONENTE d
A	4.368	0.3178
B	1.431	0.1696
C	3.086	0.3060
D	3.660	0.5116
E	0.173	0.0920
F	3.147	0.4514
G	9.750	0.5839
C	51.200	0.9700

FLUJOS TURBULENTOS

FLUJOS LAMINARES

III) DISEÑO MECANICO

III.1) CONSIDERACIONES

Las Variables de Proceso que intervienen en el Diseño Mecánico de un Cambiador de Calor pueden agruparse de la siguiente manera:

- A) Condiciones de Operación: PRESION Y TEMPERATURA.
- B) Condiciones de Proceso: PERDIDAS DE PRESION, DIFERENCIA DE TEMPERATURAS TERMINALES Y TIPO DE CONTROL REQUERIDO.
- C) Propiedades Químicas de los Fluidos: CORROSION, INFLAMABILIDAD, TOXICIDAD, Etc...
- D) Propiedades Físicas de los Fluidos: SOLUBILIDAD, VISCOSIDAD, CAPACIDAD CALORIFICA, SOLIDOS EN SUSPENSION, Etc...

Normalmente las Condiciones de Operación son generalizables para los diferentes servicios en los que se refieren al Diseño Mecánico. No obstante la poca información publicada que trata del Diseño Mecánico de éste tipo de Intercambiador de Calor es referida a los Códigos y Estándares sobre Recipientes a Presión existentes.

Con base a éstos Códigos y Estándares existentes, se evalúan las secciones importantes de éstos tipos de Intercambiadores de Calor.

III.2) DISEÑO

Cada fabricante elabora sus Estándares en función de los diferentes servicios que desempeñen los Intercambiadores de Calor, cada estándar incluye:

- Aplicación.
- Rango de Capacidad.
- Características Particulares (Tipo de Marcos, Conexiones, Placas, Condiciones de Operación, Área de Transferencia y Accesorios).
- Dimensiones Generales y Datos aproximados de Embarque.

III.3) CALCULO DEL ESPESOR DE LAS PLACAS.

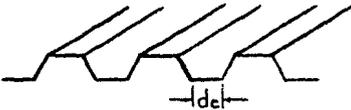
El Rango de algunas características importantes sobre las placas

son:

Area de Transferencia por Placa...de 44pulg² a 17ft²
Espesor de las Placas.....de 0.02pulg a 0.125pulg
Espacio entre Placas.....de 1/32pulg a 7/16pulg
Número de Placas.....de 8 a 400

En este caso se describirá la parte crítica de las placas sometidas a presión.

III.4) PLACAS CON CANALES TRANSVERSALES DE PERFIL TRAPEZOIDAL



CANALES DE PERFIL TRAPEZOIDAL



CORRUGACIONES DE PERFIL TRIANGULAR



CANALES DE PERFIL SEMICILINDRICO

Si se observa la figura correspondiente, el ancho del canal "dc" limita la superficie plana expuesta a presión, quedando reforzada

por ambos lados. En este caso, ASME recomienda la ecuación:

$$t = d_c \sqrt{0.5 P/S}$$

donde:

d_c = Ancho del Canal (del código ASME) pulg.

P = Presión de operación (Lb/ft²).

S = Esfuerzo permisible del material (Lb/ft²).

Normalmente las Placas son de Aleaciones, por lo cuál no se recomienda la tolerancia por corrosión. Las Placas de perfil Triángular tienen la misma recomendación.

La superficie de las Placas con Canales Transversales de perfil Semicilíndrico se comporta como pared de tubo cilíndrico, en su caso crítico, expuesto a Presión externa.

III.5) MARCOS DE MONTAJE Y DE PRESION.

Los Marcos son en realidad tapas planas atornilladas (no circulares) cuyo espesor lo define ASME con la ecuación:

$$t = d_c \sqrt{0.3Z(P/S) + (6Wh_g)/(S L_p d_c^2)}$$

donde:

d_c = Espacio corto, medido como se indica en la figura 9. (pulg).

h_g = Distancia Radial de la línea central del tornillo a la línea de reacción del empaque (pulg).

L_p = Perímetro de la Tapa, medido a lo largo de los centros de los tornillos (pulg).

Z = Factor para Tapas y cubiertas rectangulares que dependen de la relación del espacio corto " d_c " y el espacio largo " d_L ", medidos como se muestra en la figura 9.

$$Z = 3.4 - 2.4 (d_c/d_L)$$

a Z se le asigna el valor máximo de 2.5

W = Presión Máxima requerida en los tornillos para condiciones Máximas(Lb).

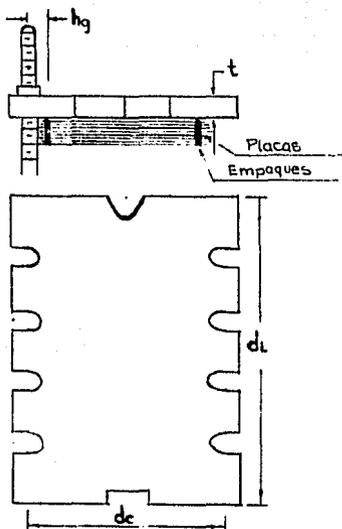


fig.9

III.6)EMPAQUES

El primer paso para la selección del material de una junta es tomar en cuenta dos factores:

- Naturaleza del fluido que se manejará.
- La Temperatura del Fluido.

Se debe considerar la concentración(en caso de fluidos corrosivos) y la afinidad del fluido con el empaque(en caso de solventes).

Los empaques nunca deben ser usados a temperaturas más altas a las recomendadas para su grupo. Las temperaturas máximas de los empaques de acuerdo a su composición son:

Material de Empaque	Temperatura(°F)
Caucho Natural	175
Neopreno	185
Hycar	185
Medio Nitrilo	275
Resina Butílica	305
Caucho Siliconado	320
Vitón	380-400
Fibra de Asbesto	400

Como la Fibra de Asbesto Comprimido virtualmente no es Elástica (comparada con los Empaques de Caucho), las Placas y los Marcos en este caso son diseñados para resistir mayor Fuerza de Compresión requerida para sellar.

A menos que los Empaques de Fibra de Asbesto lleven Caucho como aglomerante, el juego de empaques de dicho material es cambiado cada vez que el Intercambiador de Calor es abierto para reparación ó limpieza mecánica.

Con un cemento especial, cada empaque es unido al asiento de la placa con forma de ranura; por consiguiente cuando los empaques son de algún Elastómero se debe enfriar el Intercambiador de Calor antes de abrirse, para evitar despegar el empaque ó dañar las placas.

El Diseño correcto del empaque esta íntimamente ligado al Diseño de la Brida con que se va a trabajar. La junta debe ser lo suficientemente compresible para poder deslizarse por las imperfecciones de la Brida.

Hay dos factores que deben tomarse en cuenta para el buen funcionamiento del Intercambiador de Calor:

A) El factor "Y" de Tensión Elástica.- Es la cantidad de fuerza que debe ser aplicada a la junta elástica en el área de contacto para que ésta se escurra y llene los huecos. Este factor es totalmente independiente a la presión interna; es la fuerza mínima para que la

junta selle perfectamente... inclusive a presiones bajas. Este factor es proporcionado por el código ASME.

B)El Factor "M" es la relación de la Fuerza Residual de la junta y la Presión interna del sistema, lo determinan tres fuerzas:

- i)La Presión de las Tuercas ó Fuerza que mete la junta dentro de los vacíos de la Brida para un sello perfecto.
- ii)La Hidrostática, que es la Fuerza que tiende a separar las Bridas cuando existe Presión interna.
- iii)La Presión Interna que actúa sobre la parte de la junta expuesta al lado de la presión. Tiende a expulsar la junta fuera de la Brida.

El Factor "M" en una junta de un tipo y material determinado, generalmente permanece constante a través de un amplio margen de presiones. La figura 10 muestra las fuerzas que determinan a éste factor. También este factor es proporcionado por el código ASME.

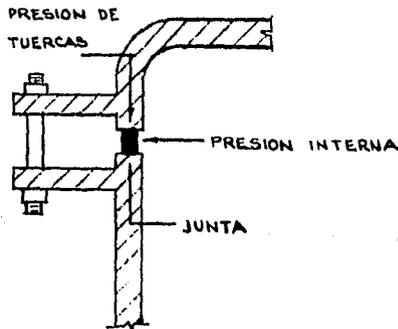


FIG. No. 10

III.7) BRIDAS

El método de cálculo es laborioso, por lo que se darán las pautas generales para su selección.

Las Bridas para bonuillas en nuestro caso se considerarán de acuerdo a la norma ANSI clase 150, 300, etc...libras; ya que irá unida a la contrabrida de tubería con la característica mencionada (por razones de mantenimiento).

Para comprobar si el ancho del empaque y el área del atornillado son correctos en Bridas que no son de normas, se hacen las siguientes consideraciones:

-La Presión inicial requerida sobre las tuercas para asentar lo suficiente de una junta, debe ser:

$$Wm_2 = 3.14 bG'Y$$

-La Presión requerida de las tuercas debe ser suficiente para que bajo condiciones máximas de servicio resista la Fuerza Hidrostática:

$$Wm_1 = 0.785(G')^2 P + 2b(3.14G'MP)$$

donde:

Wm_1 = Presión máxima requerida en los tornillos para condiciones máximas(Lb).

Wm_2 = Presión inicial requerida en los tornillos sin haber presión interna(Lb).

G' = Diámetro Exterior del empaque, menos dos veces b (pulg).

b = Asiento efectivo de la junta(pulg).

El área requerida del atornillado esta dada por:

$$Am = Wm_2 / Sa = Wm_1 / Sb$$

donde:

Sa = Esfuerzo Permisible de los Tornillos a la temperatura ambiente(Lb/pulg²).

Sb = Esfuerzo Permisible de los tornillos a la temperatura de diseño(Lb/pulg²).

Ab = Area dada de atornillado(ligeramente mayor que Am y es ob-

tenida del producto del número de tornillos por su área unitaria) pulg.

Finalmente, el ancho del Empaque esta dado por:

$$N_{mín} = Ab (S_a / \#m_2) \quad \text{pulg.}$$

III.8) MATERIALES DE CONSTRUCCION.

Los materiales comunmente usados para las placas son:

- Acero Inoxidable.
- Titanio.
- Aluminio-Bronce.
- Cobre y sus Aleaciones.
- Niquel y sus Aleaciones.
- Hastelloy.

Por lo regular son altamente pulidos.

Para los Marcos, Placas Conectoras y Cabezales se usan:

- Acero al Carbón y Acero Fundido.

y pueden ir recubiertos con:

- Acero Inoxidable(Construcciones Sanitarias).
- Esmal(Vidriado).
- Metalizados.
- Recubrimientos epóxicos.

IV) APLICACION AL PROCESO DE PASTEURIZACION DE LECHE.

PROCESO (FASE 1):

De acuerdo al Diagrama de Flujo Real Simplificado de Recibo de Leche, se observa que posterior a los medidores se encuentran las Clarificadoras, que tienen por objetivo separar impurezas y bajar la cuenta de Leucocitos (glóbulos blancos) de la leche bombeada.

Esto se logra por Centrifugación en las Clarificadoras. Estos equipos poseen un sistema de autolimpieza intermitente y la velocidad a la cuál se realiza la Centrifugación es de 1200 rpm.

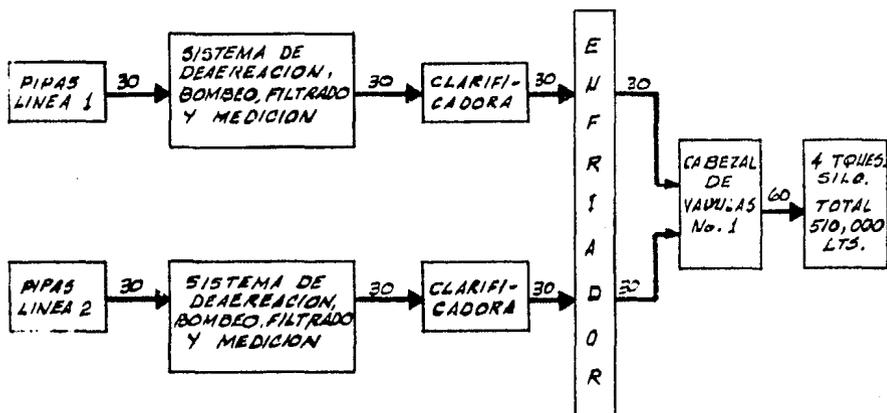
Posteriormente, las Clarificadoras bombean la Leche hacia el sistema de Enfriamiento, que tiene por objeto la conservación de la calidad del producto; evitando la proliferación de bacterias.

El Enfriador baja la temperatura de 10 a 4°C. Consta de dos secciones independientes de enfriamiento, una por línea, de modo que la Leche en cada línea se enfría por separado.

El agua de enfriamiento, inyectada a contracorriente, proviene de los Bancos de Hielo y tiene una temperatura de 1°C.

Ya enfriada la Leche, se almacena en cuatro Tanques Silo, donde se coordinan las operaciones de Proceso y Envasado, así como la solución a los remanentes y sobrantes. Evitando su descomposición al mantener la Temperatura a 4°C.

DIAGRAMA DE FLUJO REAL SIMPLIFICADO DEL SISTEMA DE RECIBO



PROCESO(PASE 2):

De acuerdo al Diagrama de Flujo Real Simplificado del Sistema de Pasteurización-Deodorización-Homogenización, se muestra de que manera se procesa la Leche con la finalidad de eliminar la flora bacteriana; así como también conservar la estructura física de ésta, su equilibrio químico y sus componentes nutritivos.

Las operaciones que se realizan en el proceso de Pasteurización son:

- Precalentamiento.
- Deodorización.
- Homogenización.
- Calentamiento.
- Sostenimiento de Temperatura.
- Enfriamiento.

Para las funciones de Precalentamiento-Calentamiento-Enfriamiento se cuenta con un Intercambiador de Placas ó Pasteurizador de tres secciones con una sólo línea de flujo.

-PRECALENTAMIENTO.- De los Tanques Silo, la Leche es bombeada a un Tanque de Balance cuya función es mantener un flujo constante hacia el Intercambiador de Calor. Del Tanque de Balance la Leche es enviada por una bomba a la zona de regeneración del Intercambiador, en donde se eleva la temperatura de la Leche de 4 a 58°C. Esto se logra por Intercambio de Calor con la Leche ya Pasteurizada que entra en Contracorriente en la zona de Regeneración del Pasteurizador(77°C).

-HOMOGENIZACION.- En el Homogenizador se rompen los glóbulos grasos de la Leche por medio de alta presión, logrando así reducir su tamaño y por consiguiente su fácil digeribilidad.

-CALENTAMIENTO.- La leche pasa a la zona del Pasteurizador, llamada de calentamiento, donde se eleva la temperatura a 72°C por medio de Intercambio de Calor con agua caliente circulada circulada a Contracorriente. Aquí es necesario elevar la Temperatura de

la Leche a 77^oC ya que el Laboratorio de Control de Calidad así lo determinó conveniente.

-SOSTENIMIENTO DE TEMPERATURA.- Después de calentada la Leche, pasa al Serpentin de Sostenimiento por espacio de 16 segundos. Debido a éste corto intervalo de tiempo, se siguen conservando las características nutritivas de la leche.

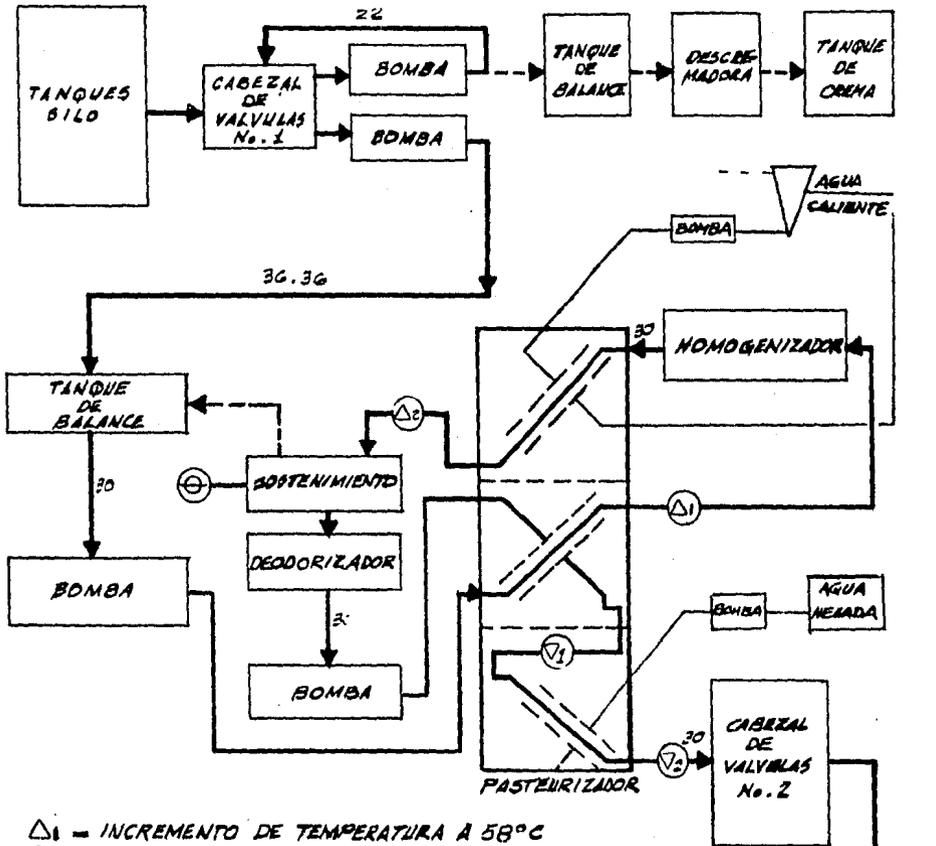
-DEODORIZACION.- El objetivo de mantener la Temperatura en el Serpentin es con el propósito de que al entrar al Deodorizador los vapores producidos y olores indeseables sean eliminados. Como se sabe, la Leche es un gran fijador de olores que es necesario eliminar.

-ENFRIAMIENTO.- Antes de pasar la Leche Pasteurizada a la zona de enfriamiento del Intercambiador de Calor, pasa por la zona de Regeneración donde cede calor al flujo que apenas va entrando al proceso.

La Leche así Pre-enfriada entra a la sección de Enfriamiento del Pasteurizador donde se reduce su Temperatura a 4^oC por intercambio de Calor con Agua fría a Contracorriente.

Finalmente la Leche Pasteurizada pasa a los Tanques de Almacenamiento.

DIAGRAMA DE FLUJO REAL SIMPLIFICADO DEL SISTEMA DE PASTEURIZACIÓN - DEODORIZACIÓN - HOMOGENIZACIÓN



- Δ₁ - INCREMENTO DE TEMPERATURA A 58°C
 - Δ₂ - INCREMENTO DE TEMPERATURA A 77°C
 - ⊕ - TIEMPO DE SOSTENIMIENTO 16 SEG.
 - ∇₁ - DECREMENTO DE TEMPERATURA A 10°C (PRE-ENFRIAMIENTO)
 - ∇₂ - DECREMENTO DE TEMPERATURA A 4°C (ENFRIAMIENTO)
- FLUJO EN MILES DE LITROS POR HORA

DESCRIPCION DEL FLUJO:

- FLUJO POR UNA SOLA LINEA DE 30 000 LTR/HR.
- UN TANQUE DE BALANCE DE 350 LTR.
- UN PASTEURIZADOR
- UN DEODORIZADOR
- HOMOGENIZADOR
- UN SERPENTIN DE SOSTENIMIENTO

EJEMPLO DE APLICACION

Los Casos Reales para el Proceso de Pasteurización de la Leche son:

-ZONA REGENERATIVA:

Se Incrementa la Temperatura de la Leche suministrada(66,138 Lb/hr) de 39.2°F a 136.4°F con Leche(66,138 Lb/hr), de 147.2°F a 50°F como medio de calentamiento.

-ZONA DE CALENTAMIENTO:

Se Incrementa la temperatura de la Leche(66,138 Lb/hr) de 136.4°F a 170.6°F con Agua(89,947 Lb/hr), de 167°F a 144°F como medio de calentamiento.

-ZONA DE ENFRIAMIENTO:

Se Enfría Leche(66,138 Lb/hr) de 50°F a 39.2°F con Agua Fría (123,281 Lb/hr), de 33.8°F a 39.2°F como medio de enfriamiento.

Las Presiones de Diseño para los tres casos son:

- Presión de Diseño para la Leche.....100 Lb/pulg².
- Presión de Diseño para el Agua.....100 Lb/pulg².
- Temperatura de Diseño de Ambos Fluidos.....200 °F.
- Pérdida de Presión para Ambos Fluidos.....400 Lb/pie².

-MEMORIA DE CALCULO DEL DISEÑO TERMICO DE LA ZONA REGENERATIVA

1) PROPIEDADES DE LA LECHE:

PROPIEDADES	ENTRADA			CONTRACORRIENTE		
	ENTRADA	MEDIA	SALIDA	ENTRADA	MEDIA	SALIDA
TEMPERATURA(°F)	39.2	87.8	136.4	147.2	98.6	50
DENSIDAD(Lb/pie ³)	64.6	64.4	64.2	64.2	64.3	64.5
CALOR ESPECIFICO(Btu/Lb°F)	.93	.92	.92	.92	.92	.93
VISCOCIDAD(Lb/pie hr)	3.96	2.38	.803	.59	1.94	3.3
CONDCT. TERMICA(Btu/pie ² hr°F/pie)	.09	.09	.089	.09	.09	.08
GASTO MASICO(Lb/hr)	66,138			66,138		

2) CALCULO DEL CALOR INTERCAMBIADO:

$$C = W C_p (T_s - T_e) = 66,138 (.92) (136.4 - 39.2) = 5,914,324.5 \text{ Btu/hr.}$$

3) CALCULO DE LA MASA VELOCIDAD:

$$G = W/A_f$$

donde:

$A_f = \text{Area de Flujo} = \text{No. Pasos} (\text{Ancho nominal} \times \text{espacio entre placas})$ (de gráfica No. 2).

$$G = 66,138 / 30 (0.583) \times 0.0146 = 258,371.5 \text{ Lb/hr pie}^2$$

4) CALCULO DEL NUMERO DE REYNOLDS:

$$NRe = G De/u$$

donde:

$u = \text{Viscocidad}$

$De = \text{Perímetro mojado} = 4(A_f) / \text{Perímetro de la Placa}$

$$= 4 (.583 \times 0.0146) / (.583 + .0146)^2 = 0.0284 \text{ pies}$$

$$NRe = 258,371.5 (.0284) / 2.38 = 3089.0 \quad \text{Lado Entrada}$$

$$NRe = 258,371.5 (.0284) / 1.94 = 3789 \quad \text{Lado Paralelo}$$

5) CALCULO DEL COEFICIENTE INDIVIDUAL DE CALOR:

$$h = JCG(u/u_w)/(Cu/k)^{2/3}$$

donde: J=Factor de Corrección según Tipo de Placa (gráf. 2).
 C=Calor específico promedio.
 G=Masa velocidad.
 u=Viscosidad promedio.
 u_w =Viscosidad en función de la temperatura de pared.
 k=Conductividad térmica promedio del fluido.

$$h_o = 0.017(.92)(258,871.5)1.03/ (.92(2.38)/.09)^{2/3} = 525 \text{ Entrada}$$

$$h_i = 0.015(.92)(258,871.5)1.02/ (.92(1.94)/.09)^{2/3} = 525 \text{ Paral.}$$

6) CALCULO DEL FACTOR DE OBSTRUCCION:

$$R_D = R_i + R_o + R_m$$

donde: $R_i = 1/h_i + \text{Factor de Ensuciamiento del Fluido.}$
 $R_o = 1/h_o + \text{Factor de Ensuciamiento del Fluido.}$
 $R_m = \text{Factor de Resistencia del Metal.}$

$$R_i = 1/525 + 0.0003 = 0.0013$$

$$R_o = 1/525 + 0.0003 = 0.0013$$

$$R_m = \underline{\underline{0.0003}}$$

$$R_D = 0.0029$$

7) CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR:

$$U_D = 1/R_D = 1/0.0029 = 344.82$$

8) CALCULO DEL AREA REQUERIDA:

$$A_{requerida} = Q/U_D \times MLTD$$

donde:

$$MLTD = (T_1 - t_1) - (T_2 - t_2) / \ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}$$

$$MLTD = (147.2 - 39.2) - (50 - 136.4) / \ln \frac{(147.2 - 39.2)}{(50 - 136.4)} = 41.51$$

$$A_{requerida} = (5,914,324.5) / 344.8(41.5) = 413.82 \text{ ft}^2$$

$$A_{final} = \text{No. Placas} \times \text{Area por Placa} = 300(1.53) = 459 \text{ ft}^2$$

9) CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION:

$$P = f V^2 \rho L / (2 g_c D_e)$$

donde:

f=Factor de Fricción según el tipo de placa (gráfica 3).

V=Velocidad del Fluido = G/(3600).

ρ =Densidad del Fluido.

L=Longitud de la trayectoria del fluido=2(Area de la Placa/Ancho).

g_c =Constante gravitacional

D_e=Perímetro Mojado.

$$V = (258,871.5) / 3600(64.4) = 1.11 \text{ pie/sg} \quad \text{Entrada.}$$

$$V = (258,871.5) / 3600(64.35) = 1.11 \text{ pie/sg} \quad \text{Paralelo.}$$

Por lo tanto, las caídas de presión serán:

$$P = 0.26(1.11)^2(64.4)(5.25) / 2(32.2)(0.0284) = 59.22 \text{ Lb/pie}^2 \text{ Entrada}$$

$$P = 0.25(1.11)^2(64.3)(5.25) / 2(32.2)(0.0284) = 56.9 \text{ Lb/pie}^2 \text{ Paral.}$$

Para los Diseños restantes se calculan de la misma forma.

-MEMORIA DE CALCULO DEL DISEÑO MECANICO DE LA ZONA REGENERATIVA

1) ESPESOR DE LAS PLACAS:

$$t = dc / \sqrt{0.5 P/S}$$

donde: dc=Ancho del Canal = 0.4516 pulg. (Código ASME).
P = Presión de Operación = 70 Lb/pulg².
S = Esfuerzo Permisible (SA 240 Tp 304) = 17,650 Lb/pulg².

$$t = 0.4516 / \sqrt{0.5(70)/17,650} = 0.02 \text{ pul.}$$

t considerado = 0.04 pulg.

2) NUMERO Y DIAMETRO DE TORNILLOS REQUERIDO:

$$A_m = W_{ml}/S_a$$

donde: S_a=Esfuerzo Permisible en Tornillos = 20,000 Lb/pulg².
W_{ml}=Presión Máxima requerida en los tornillos para condiciones Máximas:

$$W_{ml} = 0.785 G'^2(P) + 2b(3.14 G' MP)$$

donde: G' = Diámetro Exterior del empaque menos 2b.
b = Asiento efectivo de la junta.
M = Relación de Fuerza Residual de la junta y la Presión interna

$$G = 17(1/8) - 2(1/4) = 14.875 \text{ pulg.}$$

$$M = 1(\text{Código ASME}).$$

$$P = \text{Presión de Diseño} = 100 \text{ Lb/pulg}^2.$$

$$W_{ml} = 0.785(14.875)^2(100) + 2(1/4)(3.14(14.875)(1)(100))$$

$$W_{ml} = 19,704 \text{ Lb/pulg}^2.$$

$$A_m = 19704/20000 = 0.98$$

$$\text{No. Tornillos} = A_m/A_{\text{unit.}} = 0.98/0.302 = 3.2$$

(ASME)

$$\text{No. de Tornillos considerado} = 4$$

3) MARCO Y MONTAJE:

$$t = dc \sqrt{0.3(P/S) + (6Wml(hg))/(S Lp dc^2)}$$

donde:

dc = Espacio corto ó ancho de la placa medido en centros de tornillos
= 9 1/4 pulg.

Z = $3.4 - 2.4(dc/dL) = 3.4 - 2.4(9.25/28) = 2.6$ sin embargo, se usará el máximo admisible de 2.5

hg = 7/8 distancia radial de la línea central del tornillo a la línea de reacción del empaque.

L = Perímetro de la Tapa, medido a lo largo de los centros de los tornillos = $(28 + 9.25)2 = 74.5$

S = Esfuerzo Permissible en Bridas = 13,750 Lb/pulg².

$$t = 9.25 \sqrt{0.3(2.5(70/13750) + 6(19704)(7/8)/(13750(74.5)(6.25)^2)}$$

t = 0.740 pulg.

t considerado = 3/4 pulg.

Los Diseños restantes se hacen de la misma forma.

MEMORIA DE CALCULO DEL DISEÑO TERMODINAMICO DE LA ZONA REGENERATIVA

FLUIDO	LECHE			LECHE		
PROPIEDADES	Entrada	Media	Salida	Entrada	Media	Salida
T (°F)	39.2	57.8	136.4	147.2	98.6	50
ρ (Lb/ft ³)	64.6	64.4	64.2	64.2	64.3	64.5
C (Btu/Lb°F)	0.93	0.92	0.92	0.92	0.92	0.93
u (Lb/ft hr)	3.95	2.38	0.83	0.59	1.94	3.3
k (Stu/hr ft ² °F/ft)	0.09	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08
(cu/k) ^{2/3}	8.97	7.93	6.89	3.28	6.93	10.6
MLDT	41.52					
W (Lb/hr)	61,138			61,138		
Q (Btu/hr)	5,924,324.5					
G = W/AF (Lb/hr ft ²)	258,871.4			258,871.5		
Re = GDe/u	3,089			3,789		
$h = \frac{JCG(u/u_w)^{0.14}}{(cu/k)^{2/3}}$	525			525		
1/h	0.001			0.001		
R ensuciamiento	0.0003			0.0003		
R	0.0013			0.0013		
R metal	0.0003			0.0003		
R _D = R _o +R _i +R metal	0.0029					
U _D = 1/R _D	344.8					
Area requerida = Q/U _D .MLDT	413.82					
AREGLIO DEFINITIVO:	Placas con 1.53 ft ² c/u = 300 Espacio entre Placas = 0.0146 ft. Ancho Nominal de las Placas = 7". Espesor de las Placas = 0.04". A final = 300 x 1.53 = 459 ft ²					
CAIDA DE PRECION						
V = G/3600 ρ (ft/sg)	1.11			1.11		
P = fV ² C _L /2g De (Lb/ft ²)	59.22			56.9		

MEMORIA DE CALCULO DEL DISEÑO TERMODINAMICO DE LA ZONA DE CALENTAMIENTO

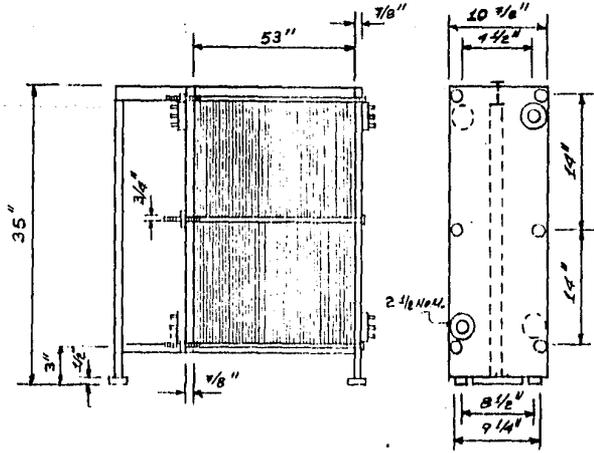
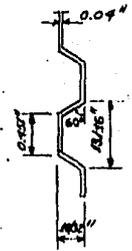
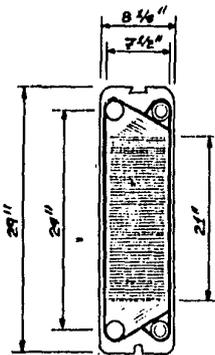
FLUIDO	LECHE			AGUA CALIENTE		
PROPIEDADES	Entrada	Media	Salida	Entrada	Media	Salida
T (°F)	136.4	153.5	170.6	167	158.2	144.1
ρ (Lb/ft ³)	64.2	64.19	64.18	60.84	61	61.1
C (Btu/Lb °F)	0.93	0.92	0.92	1	1	1
ν (Lb/ft hr)	0.79	0.44	0.10	0.38	0.405	0.43
k (Btu/hr ft ² °F/ft)	0.09	0.09	0.08	0.393	0.389	0.38
(cu/k) ^{2/3}	4.0	2.51	1.02	0.97	1.02	1.07
MLDT	16.72					
W (Lb/hr)	61,138			89,947		
Q (Btu/hr)	2,053,346.8					
G = W/Af (Lb/hr ft ²)	388,307.9			528,094.76		
NRe = GDe/u	24,671			37,031.8		
$h = \frac{JGG(u/u_w)^{0.14}}{(cu/k)^{2/3}}$	1,067			3,365		
1/h	0.0009			0.0002		
F ensucamiento	0.0003			0.0003		
R	0.0012			0.0005		
R metal	0.0003			0.0003		
R _p = R _o +R _i +R _{metal}	0.0011					
U _p = 1/R _p	909					
Arequerida=C/U _p ·MLDT	135.4					
ARREGLO DEFINITIVO:	100 Placas con 1.53 ft ² c/u Espacio entre Placas = 0.0146 ft. Ancho Nominal de las Placas = 7". Espesor de las Placas = 0.04". A final = 100 x 1.53 = 153 ft ²					
CAIDA DE PRESION						
V = G/3600 ρ (ft/sg)	1.68			2.4		
P=fV ² L/2g _c De(Lb/ft ²)	78			141.2		

MEMORIA DE CALCULO DEL DISEÑO TERMODINAMICO DE LA ZONA DE ENFRIAMIENTO

FLUIDO	ZONA FRIA			LECH:		
	Entrada	Media	Salida	Entrada	Media	Salida
PROPIEDADES						
T (°F)	33.8	36.5	39.2	50	44.6	39.2
F (Lb/ft ³)	62.4	62.4	62.4	64.5	64.5	64.6
C (Btu/Lb°F)	1	1	1	0.93	0.93	0.93
u (Lb/ft hr)	1.75	1.63	1.51	3.3	3.63	3.96
k (Btu/hr ft °F/ft)	0.33	0.33	0.33	0.89	0.9	0.9
(cu/k) ^{2/3}	3.041	2.89	2.73	18.6	11.2	8.97
M LDT	5.81					
W (Lb/hr)	123,231.1			66,138		
Q (Btu/hr)	665,718					
G=W/AF (Lb/hr ft ²)	723,805.2			338,307.9		
Re = GDe/u	12,611			3,033		
$h = \frac{JCG(u/u_w)^{0.14}}{(cu/k)^{2/3}}$	2,504			515		
1/h	0.0003			0.001		
Frmsuciamiento	0.0003			0.0003		
R	0.0005			0.0013		
R _{retal}	0.0003			0.0003		
R _D = R _o +R _i +R _{retal}	0.0022					
U _D = 1/R _D	454.5					
Area requerida=Q/U _D (M LDT)	252					
ARREGLO DEFINITIVO:	Placas con 1.53 ft ² c/u =180 Espacio entre Placas = 0.0146 ft. Ancho Nominal de las Placas = 7". Espesor de las Placas = 0.04". A _{final} = 180 x 1.53 = 275					
CAIDA DE PRESION:						
V=G/3600 P (ft/seg)	3.22			1.67		
P=fv ² $\frac{L}{D} \frac{1}{(2g_c D_e)}$ Lb/ft ²	334.37			98.30		

MEMORIA DE CALCULO: DISEÑO MECANICO DE
 LA ZONA REGENERATIVA
 LA ZONA DE CALENTAMIENTO
 LA ZONA DE ENFRIAMIENTO

No.	PARAMETRO	REFERENCIAS	RESULTADO	UNIDADES
1	Espesor de las Placas	Páginas P dc S(SA-240 Tp 304) t _{requerido} t _{considerado}	70 0.451 17,650 0.02 0.04	Lb/pulg ² pulg Lb/pulg ² pulg pulg
2	Número y Diámetro de tornillos requerido	Páginas Empaques b=Asiento del Empaque Centro del Asiento: -Ancho -Largo Aproximado Factor "Y" Factor "M" P Wm1 Wm2 Sa=Sb(SA-193 B7) Am = Wm1/Sa Para Tornillos de 3/4" el Area Unitaria es: No. Mínimo de Tornillos: No. Considerado	Caucho Natural 1/4 7 1/2 28 0 1.0 100 19,704 0 20,000 0.98 0.302 3.2 4	 pulg pulg pulg Lb/pulg ² Lb/pulg ² Lb/pulg ² pulg ² pulg ² /torn. tornillos tornillos
3	Espesor del Marco de Montaje y del Marco de Presión	Páginas dc hg Lp S(SA-285 Gr. C) dL Z Wm1 t _{requerido} t _{considerado}	9 1/4 7/8 74.5 13,750 28 2.5 19,704 0.74 3/4	pulg pulg pulg Lb/pulg ² pulg Lb pulg pulg



INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

CONDICIONES DE DISEÑO

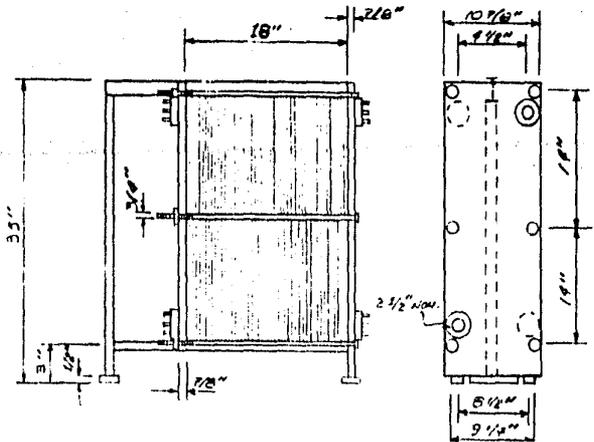
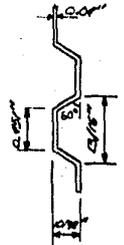
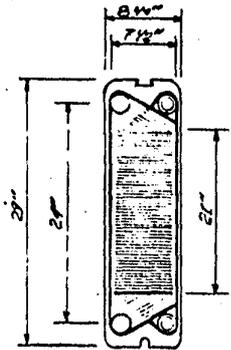
FLUIDO.	LECHE FRIA	LECHE CALIENTE
PRESION DE DISEÑO.	100 $\frac{LB}{PULG.^2}$	100 $\frac{LB}{PULG.^2}$
PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA	120 $\frac{LB}{PULG.^2}$	120 $\frac{LB}{PULG.^2}$
TEMPERATURA DE DISEÑO.	200°F	200°F
SECCION DEL INTERC.	PLACAS	PLACAS

CARACTERISTICAS GENERALES

AREA DE TRANSFERENCIA 459 PIES²
 300 PLACAS CON CAUALES TRANSVERSALES DE PERFIL TRAPEZOIDAL.

MATERIALES DE CONSTRUCCION

ACERO INOXIDABLE TIPO 304 PARA: PLACAS, CUELLOS PARA BOQUILLAS.	600
ACERO AL CARBON PARA: MARCO DE MONTAJE Y MARCO DE PRESION, BARRAS SOPORTE GUIA, PLACAS PARA BRIDAS, TORNILLOS Y TUERCAS.	512
CAUCHO NATURAL PARA EMPRQUES	8
PESO TOTAL APROXIMADO	11204

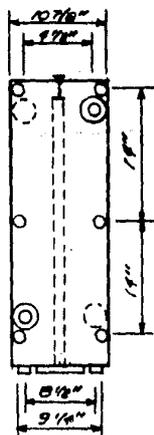
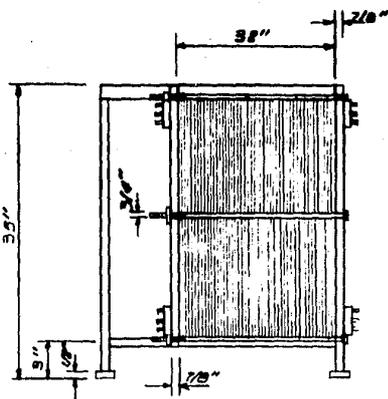
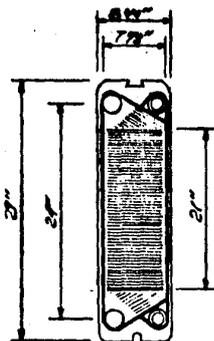


INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

CONDICIONES DE DISEÑO		
FLUIDO.	LECHE FRÍA	AGUA CALIENTE
PRESION DE DISEÑO.	100 $\frac{LB}{PULG.^2}$	100 $\frac{LB}{PULG.^2}$
PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA	120 $\frac{LB}{PULG.^2}$	130 $\frac{LB}{PULG.^2}$
TEMPERATURA DE DISEÑO.	200 °F	200 °F
SECCION DEL INTERC.	PLACAS	PLACAS

CARACTERISTICAS GENERALES
 AREA DE TRANSFERENCIA 153 PIES²
 100 PLACAS CON CANALES TRANSVERSALES DE PERFIL TRAPEZOIDAL.

MATERIALES DE CONSTRUCCION	
ACERO INOXIDABLE TIPO 304 PARA PLACAS. CUELLOS PARA BOQUILLAS.	100
ACERO AL CARBON PARA: MARCO DE MONTAJE Y MARCO DE PRESION. BARRAS SOPORTE GUIA. PLACAS PARA BRIDAS. TORILLOS Y TUERCAS.	3/2
CAUCHO NATURAL PARA EMPAQUES	8
PESO TOTAL APROXIMADO	12000



INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

CONDICIONES DE DISEÑO

FLUIDO.	LECHE FRÍA	AGUA FRÍA
PRESION DE DISEÑO	100 $\frac{LB}{PULG.^2}$	100 $\frac{LB}{PULG.^2}$
PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA	120 $\frac{LB}{PULG.^2}$	150 $\frac{LB}{PULG.^2}$
TEMPERATURA DE DISEÑO.	200 °F	200 °F
SECCION DEL INTERC.	PLACAS	PLACAS

CARACTERISTICAS GENERALES

AREA DE TRANSFERENCIA 275.9 PIES²
 180 PLACAS CON CAUALES TRANSVERSALES DE PERFIL TRAPEZOIDAL.

MATERIALES DE CONSTRUCCION

ACERO INOXIDABLE TIPO 304 PARA PLACAS, CUELLOS PARA BOQUILLAS.	500
ACERO AL CARBON PARA: MARCO DE MONTAJE Y MARCO DE PRESION, BARRAS SOPORTE GUIA, PLACAS PARA BRIDAS, TORNILLOS Y TUERCAS.	412
CAUCHO NATURAL PARA EMPAQUES	8
PESO TOTAL APROXIMADO	920 LB

CONCLUSION

En base a este Diseño podemos observar las características de funcionamiento de los Intercambiadores de Calor de Placas, así como también las diferentes variables que intervienen en la operación y construcción de éstos equipos.

La Combinación de los Coeficientes Individuales de Calor tienen una influencia determinante sobre el Area de Transferencia de Calor requerida, por lo que se debe poner especial atención a ese Parámetro.

Los Modelos que se presentan en ésta Tesis muestran que es posible tener uno ó varios equipos que realmente cumplan con las condiciones de operación de la Planta, para poder tener así las condiciones óptimas que se requieran.

Se presenta la Alternativa de tener tres equipos por separado, con un número mayor de Placas en comparación con el que se tiene actualmente (marca Alfa-Laval) que no cumple con las condiciones requeridas por la Planta, ya que no eleva la temperatura de la Leche más allá de los 72°C . Además presenta problemas de Mantenimiento porque al desmontar una sección del Intercambiador se hace necesario parar todo el equipo, provocando el paro total de la Planta en caso de que no se disponga con otro equipo similar.

En el Diseño propuesto, las Secciones son separadas y esto permite tener flexibilidad de Mantenimiento, así como también poder colocar el equipo en diferentes lugares de la Planta de acuerdo a los espacios y requerimientos de la misma, únicamente realizando las conexiones adecuadas de éstos equipos.

BIBLIOGRAFIA

- 1) Manual del Ingeniero Químico. Perry
 - 2) La Ciencia de la Leche. CECSA
 - 3) Alfa-Laval group, "American Heat's Tower-Top Condenser", Chemical Engineering, May 4, 1970. P 103-112.
 - 4) Parker D., "Plate Heat Exchangers", British Chemical Engineering July 1956, P. 142-147.
 - 5) Lawry P., "Plate-Type Heat Exchangers", Chemical Engineering, June 29, 1959. P. 89-94.
 - 6) "Performance of Plate Heat Exchangers", British Chemical Engineering, August 1960. P. 559-560.
 - 7) Buonopane R.A., "Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchangers", Chemical Engineering Progress, July 1963, Vol 59, No. 7.
 - 8) Jackson B.W., "Laminar Flow in a Plate Heat Exchangers", Chemical Engineering Progress, July 1964, Vol 60, No. 7
 - 9) Buonopane, "Heat Transfer and Pressure Drop Data of Commercial Plate Heat Exchanger Equipment", Alche Journal, July 1969, P. 592-596
 - 10) Marriot Jan, Alfa-Laval, "Where and How to Use Plate Heat Exchangers", Chemical Engineering, April 5, 1971, P127-133.
 - 11) Clark D.F., "Plate Heat Exchanger Thermal Performance Design and Recent Development", Chemical Engineer, May 1974. P.275-279,285.
 - 12) Denton W., "Applications and Design of Plate-Fine Heat Exchangers, British Chemical Engineering, January, 1960, P.18-26.
 - 13) The American Society of Mechanical Engineers, "Rules for Construction of Pressure Vessels", Section VIII, Div. I, New York, 1971.
 - 14) Kurase Chemical Equipment Co. LTD, "Instruction Manual of Plate Heat Exchanger", P. 31, Japan, 1975.
 - 15) Alfa-Laval, "The Story of a New Generation of Plate Heat Exchangers" AB Skanska Central Tryckeriet, Lund 402-48, No.PC 60 515 E.
 - 16) Ernst, "Plate Heat Exchangers", Wien X, Schleiergasse 17/Austria.
- Bo FF 2.68