

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

“Diseño de una Línea Piloto HTST para el Laboratorio de
Operaciones Unitarias de la Carrera de Ingeniería en Alimentos
(ESPOL)”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO DE ALIMENTOS

Presentada por:

Danny Gabriel Mendieta Parra

GUAYAQUIL-ECUADOR

Año 2008

AGRADECIMIENTO

A mis padres, Margarita Parra y Robert Mendieta, y a las personas que colaboraron en la realización de este trabajo, especialmente Ing. Fabiola Cornejo, Ing. Priscila Castillo e Ing. Luis Miranda.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MI HERMANA

A MIS FAMILIARES

A MI NOVIA

A MIS AMIGOS

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Fabiola Cornejo Z.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Luis Miranda S.
VOCAL

Ing. Priscila Castillo S.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la “ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

Danny Gabriel Mendieta Parra

RESUMEN

Esta tesis presenta el diseño de una línea de pasteurización HTST para leche y jugos de baja viscosidad, que será utilizado como unidad didáctica de enseñanza en el laboratorio de Operaciones Unitarias de la carrera de ingeniería de Alimentos.

En la parte inicial se describe el análisis realizado a las industrias de alimentos de la Costa ecuatoriana, se investigaron 559 empresas para determinar las operaciones más utilizadas y aplicando el diagrama de Pareto se llegó a establecer que las operaciones de mayor aplicación son las de Congelación-Refrigeración, Esterilización y Pasteurización.

Luego se presenta el diseño de la línea de pasteurización con intercambiadores de placas y, alternativamente, con intercambiadores de tubos concéntricos. Se determinó que el equipo manejará una capacidad máxima de 200 L/h. El diseño se consiguió aplicando las metodologías de Welti-Chanes et. al. y Kern respectivamente. Se determinó que se necesitan 3 intercambiadores con 33, 13 y 17 placas para las zonas de regeneración, calentamiento y enfriamiento respectivamente. Asimismo se realizó una estimación del costo del proyecto para determinar la factibilidad del mismo, comparando las dos alternativas presentadas, de las cuales resultó que el intercambiador de placas es la más conveniente desde el punto de vista

económico y por el espacio reducido que ocuparía en relación con la alternativa de tubos concéntricos.

Finalmente se diseñan tres diferentes prácticas de laboratorio para usar el pasteurizador. Además, se desarrolló un programa-herramienta de cálculo en Excel 2007, llamado por sus características *HEATTRANSFERCalc*, para facilitar y automatizar los cálculos de:

- Las propiedades físicas de alimentos seleccionados, aplicando los modelos de Choi y Okos que son funciones de la composición de alimentos y la temperatura, para lo cual se creó un base de datos con los principales alimentos ecuatorianos. Las propiedades físicas que se calculan son Calor Específico (C_p), Densidad (ρ), Conductividad térmica (κ) y Difusividad Térmica (α).
- Los resultados requeridos por las tres prácticas de laboratorio diseñadas para el uso del pasteurizador.
- Diseño de intercambiadores de calor de placas y tubos concéntricos, donde se siguió las metodologías de Welti-Chanes et. al. y Kern respectivamente para crear los algoritmos de cálculos, que en ambos casos son iterativos.
- Diseño de un pasteurizador de placas, siguiendo asimismo el método iterativo de Welti-Chanes.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	I
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	VI
SIMBOLOGÍA	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS	X
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1	
1. GENERALIDADES	3
1.1. Antecedentes	3
1.1.1. Análisis de los procesos de la industria de alimentos de la Costa ecuatoriana	3
1.2. Marco teórico	12
1.2.1. Pasteurización	12
1.2.2. Intercambiadores de calor de placas y tubos concéntricos ..	16
1.2.3. Tratamiento térmico de fluidos en flujo continuo: leche y jugos de baja viscosidad.....	24

CAPÍTULO 2

2. DISEÑO DE LA LÍNEA HTST	27
2.1. Determinación de la capacidad de producción.....	27
2.2. Diseño de las zonas de calentamiento, regeneración, enfriamiento y retención: Intercambiadores de calor de placas y de tubos concéntricos.....	28
2.3. Diseño de las líneas de agua de calentamiento y de enfriamiento	83
2.4. Servicios auxiliares	87
2.5. Ubicación de la línea HTST en el laboratorio de Operaciones Unitarias	88
2.6. Estimación del costo del proyecto y selección de equipos.....	91

CAPÍTULO 3

3. DESARROLLO DEL MANUAL DE PRÁCTICAS	106
1.1. Guías de prácticas para: Balance de Energía, Transferencia de Calor y Preservación por Calor	106
1.2. Desarrollo de programas en Excel	118
1.1.1. Determinación de las propiedades físicas de los alimentos	119
1.1.2. Desarrollo de programas para la guía de prácticas	123

1.1.3. Cálculo del número de placas, eficiencia, número de unidades de transferencia (NTU) y pérdidas de presión en intercambiadores de calor de placas	132
1.1.4. Cálculo del número de horquillas (ζ), eficiencia, número de unidades de transferencia (NTU) y pérdidas de presión en intercambiadores de calor de tubos concéntricos.....	137

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	147
--	-----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

MLDT	Temperatura, °C
NTU	Número de Unidades de Transferencia
kW	Kilo Watts
PSI	Libras por Pulgada Cuadrada
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
Nu	Número de Nusselt

Diferencia
Media
Logarítmica
de

SIMBOLOGÍA

θ	Tiempo
F	Tiempo mínimo de residencia
T	Temperatura del alimento, °C
t	Temperatura del fluido de servicio, °C
κ	Conductividad Térmica, kW/msK
C_p	Calor Específico, kJ/kg°C
ρ	Densidad, kg/m ³
μ	Viscosidad,
Q	Calor transferido, kW
Δ	Diferencia
A_T	Área de transferencia de calor, m ²
D_e	Diámetro Hidráulico Equivalente, m
G	Velocidades de masa, kg/m ² s
h	Coefficiente Pelicular de Transferencia de Calor, kW/m ² K
U	Coefficiente Global de Transferencia de Calor, kW/m ² K
R_d	Factor de ensuciamiento, m ² K/kW
P	Presión, kPA
S_p	Espesor de las Placas, mm
D	Tiempo de Reducción Decimal de Microorganismos, min
ε	Eficiencia
L_e	Longitud Efectiva, m

Subíndices

e	Entrada
s	Salida
m	Media
F	Alimento
W	Agua
w	Pared
C	Limpio
D	Sucio
$máx$	Máximo
f	Fricción
ac	Acero Inoxidable
v	Vapor

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Operaciones más Importantes en la Industria de Alimentos	8
Figura 1.2 Distribución por Operaciones de la Ind. de Alimentos	9
Figura 1.3 Diagrama de Pareto Aplicado a las Operaciones	10
Figura 1.4 Intercambiador de Calor de Placas.....	19
Figura 1.5 Flujos en Intercambiadores de Calor de Placas	20
Figura 1.6 Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos	23
Figura 2.1 Efectividad de un Intercambiador de Calor	39
Figura 2.2 Comparación de h experimental y teórico.....	80
Figura 2.3 Comparación de h experimental y teórico.....	82
Figura 2.4 Vista de Planta del Laboratorio de Operaciones Unitarias con la Instalación del Pasteurizador de Placas.....	90
Figura 2.5 Punto de Equilibrio para la Selección de Equipos	102
Figura 3.1 Determinación Gráfica del Tiempo de reducción Decimal	116
Figura 3.2 Ventana de inicio del programa-Herramienta de Cálculo <i>HEATTRANSFERCalc</i>	119
Figura 3.3 Ventana para el Cálculo de Propiedades Físicas de Alimentos Seleccionados.....	120
Figura 3.4 Ventana para el Cálculo de propiedades Físicas de Otros Alimentos	122
Figura 3.5 Ventana para Seleccionar la Práctica a Realizar	123
Figura 3.6 Ventana para el Ingreso de Datos para los Cálculos de la Práctica 1	124
Figura 3.7 Resultados de los Cálculos de la Práctica 1	125
Figura 3.8 Ventana para el Ingreso de Datos para los Cálculos de la Práctica 2	126
Figura 3.9 Resultados de los Cálculos de la Práctica 2.....	127
Figura 3.10 Ventana para el Ingreso de Datos para los Cálculos de la Práctica 3	128
Figura 3.11 Resultados de los Cálculos de la Práctica 3.....	129
Figura 3.12 Resultados de los Cálculos de la Práctica 3 con la Gráfica para D	131
Figura 3.13 Ventana para Seleccionar la Clase de Equipo a Diseñar	133
Figura 3.14 Ventana para el Ingreso de Datos en el Diseño de Intercambiador de Calor de Placas	134
Figura 3.15 Resultados del Diseño de un Intercambiador de Calor de Placas	135

Figura 3.16	Ventana para el Ingreso de Datos en el Diseño de Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos	138
Figura 3.17	Resultados del Diseño de un Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos	139
Figura 3.18	Ventana para el Ingreso de Datos en el Diseño de un Pasteurizador de Placas	141
Figura 3.19	Ventana de Error en el Ingreso de Datos para el Diseño de un Pasteurizador de Placas	143
Figura 3.20	Resultados del Diseño de una Pasteurizador de Placas	145

ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1	Grupos de Productos más Importantes de la Región Costa	5
Tabla 2	Programa de Temperaturas	43
Tabla 3	Características de Placas	43
Tabla 4	Iteraciones en la Zona de Calentamiento	48
Tabla 5	Iteraciones en la Zona de Regeneración	53
Tabla 6	Iteraciones en la Zona de Enfriamiento	57
Tabla 7	Datos de los Tubos	62
Tabla 8	Datos del Intercambiador de las Pruebas	77
Tabla 9	Resultados de las Pruebas Experimentales 1	79
Tabla 10	Resultados de las Pruebas Experimentales 2	82
Tabla 11	Propiedades Físicas de los Fluidos	85
Tabla 12	Cálculos de Diseño para el Intercambiador Existente	85
Tabla 13	Equipos y Accesorios Adicionales	87
Tabla 14	Estimación del Costo de Intercambiadores de Placas	92
Tabla 15	Estimación del Costo Interc. de Tubos Concéntricos	83
Tabla 16	Estimación del Costo Equipos y Accesorios Adicionales	94
Tabla 17	Resumen estimación costo Total del Proyecto	95
Tabla 18	Resumen del Diseño con Intercambiadores de Placas	103
Tabla 19	Resumen del Diseño con Interc. de Tubos Concéntricos	103
Tabla 20	Pérdidas de Presión Estimadas para los Intercambiadores...	104
Tabla 21	Tabla para Datos Experimentales de la Práctica 1	109
Tabla 22	Tabla para Datos Experimentales de la Práctica 2	112
Tabla 23	Tabla para Datos Experimentales de la Práctica 3	117

INTRODUCCIÓN

El laboratorio de Operaciones Unitarias de la carrera de Ingeniería en Alimentos, actualmente, se encuentra en la etapa de implementación de equipos para las prácticas de las materias de la carrera. Previo a la implementación, es importante el diseño de equipos o líneas de producción necesarios para la realización de las prácticas, brindando así, la oportunidad al estudiante de prepararse mejor, y de esta manera, desempeñarse con eficiencia en su futura actividad profesional. Por ello este trabajo propone el diseño de una línea piloto de pasteurización HTST aplicable al tratamiento térmico de leche y jugos de viscosidad baja para el Laboratorio de Operaciones Unitarias como unidad didáctica de enseñanza.

Primero se realizará un análisis de las industrias de alimentos de la costa ecuatoriana para determinar las principales operaciones involucradas en sus procesos productivos y mediante un sondeo se determinará el perfil ocupacional actual del Ingeniero en Alimentos.

Luego se presentará el diseño de la línea piloto en intercambiadores de calor de placas y de tubos concéntricos, para lo cual se aplicará las metodologías de Welti-Chanes et. al. y Kern respectivamente. Se buscará la alternativa económicamente viable utilizando para ello la herramienta de punto de equilibrio.

Además, se diseñará el manual de prácticas que serían posibles de realizar en la línea HTST propuesta, que serán de beneficio para los estudiantes de la carrera, quienes podrán aplicar los conocimientos teóricos. Las prácticas serán aplicadas a: Balance de Energía, Transferencia de Calor y Preservación por Calor de alimentos líquidos en flujo continuo. Las prácticas serán asistidas con programas-herramientas de cálculo que se desarrollarán en Excel 2007. Igualmente, estos programas ayudarán al cálculo de: Propiedades físicas de los alimentos como el calor Específico, Densidad, Conductividad y Difusividad Térmica; Los parámetros básicos de diseño de intercambiadores de calor de placas y de tubos concéntricos, que servirá como una herramienta práctica en el estudio de la materia de Transferencia de Calor; Diseño de un pasteurizador HTST de placas.

Con este trabajo se pretende sentar las bases técnicas para la posterior adquisición y/o construcción de los equipos necesarios para la implementación del proyecto así como una perspectiva clara de las prácticas que se podrían realizar en el mismo.

CAPITULO 1

1. GENERALIDADES

1.1. Antecedentes

1.1.1. Análisis de los Procesos de la Industria de Alimentos de la Costa Ecuatoriana

Dentro de la formación universitaria que recibimos los estudiantes de Ingeniería en Alimentos, se resaltan las cátedras de Operaciones Unitarias e Ingeniería de Procesos como fundamentos que brindan las bases para el manejo de los procesos industriales, las cuales reforzadas con las prácticas de laboratorio, necesarias para aplicar y analizar los conocimientos teóricos. Como se sabe, actualmente el laboratorio mencionado está en la etapa de diseño e implementación de equipos. Es por ello, que se hace necesario determinar los equipos o, inclusive,

los procesos más importantes o más usados en la industria, con la finalidad de que sean reproducidos a escala en el laboratorio. Por lo tanto, antes de hacer el diseño de la línea de proceso que es el objetivo de la presente tesis, se realizó un análisis la situación actual de las industrias alimenticias, de tal manera que se establezca las necesidades del laboratorio de Operaciones Unitarias.

Como Ingenieros en Alimentos, nuestro principal mercado laboral son las industrias alimenticias de la Costa ecuatoriana. Por ello, el análisis se efectuó a las industrias de éste sector del país en lo concerniente a sus productos y líneas de producción. Estas empresas fueron clasificadas tanto por grupos de productos que se elaboran en ellas como por operaciones industriales, de tal manera que se revisó el número de empresas en cada clasificación.

Los resultados de la clasificación por productos se muestran en el apéndice 1. El número de industrias de alimentos estimadas dentro del estudio fue de 559, las cuales son las existentes en toda la región del Litoral Ecuatoriano (www1, 2007). Cabe notar que hay empresas que tiene más de una línea de producción y por lo tanto elaboran más de una clase de productos. Por ello

fue de mucha utilidad el clasificarlas no como empresas sino como “líneas de producción diferentes”, con la finalidad de obtener datos más precisos al momento del análisis por productos. Por esta razón en el mencionado apéndice hay un total de 662 empresas que en realidad son Líneas de Producción. La clasificación tiene 18 categorías de productos, los cuales fueron agrupados atendiendo a la similitud de sus materias primas. En la tabla 1 se detallan los 7 grupos de productos más importantes que se elaboran en la región y que se procesan en el 71% de empresas.

TABLA 1
GRUPOS DE PRODUCTOS MÁS IMPORTANTES
DE LA REGIÓN

Productos	Empresas %
Productos del Mar Congelados	14
Frutas y Vegetales Procesados	12
Bebidas Gaseosas y Agua Embotellada	12
Productos del Mar Enlatados	10
Productos Lácteos	9
Pastas y Harinas	8
Café, Cacao y Derivados	7
TOTAL	71%

Si se agrupan en una sola clasificación los Productos del Mar, resultaría que el 24% de empresas trabajan con estos

productos, constituyendo la industria de más amplio desarrollo en la región. En la categoría Productos de Mar Congelados se encuentran principalmente el Camarón (66%) y Filetes de Pescado Fresco Congelados (34%). Por otro lado, dentro de Frutas y Vegetales Procesados encontramos los productos Pulpas, Concentrados y Néctares de Frutas (57%), Frutas y Vegetales Enlatados (17%), Frutas y Vegetales Congelados (21%) y Salsa de Tomate (5%) entre los más importantes. En el siguiente grupo de la clasificación tenemos Agua Purificada Embotellada como el producto más importante (62%), luego las Gaseosas (36%) y en menor número las Bebidas Isotónicas (3%). Asimismo los Productos del Mar Enlatados corresponden a Atún y Sardina Enlatados. Los Lácteos representan primordialmente a leche pasteurizada (93%), queso (2%) y yogurt (5%). Dentro del grupo de Pastas y Harinas tenemos a las Harinas tanto de trigo, pescado y otros cereales (73%) y las Pastas (27%). En el último grupo de la clasificación están los productos del Cacao y sus Derivados (59%) como el chocolate en barra y polvo, y los productos del Café (41%), como Café Soluble Instantáneo y Liofilizado.

Por otro lado, dentro del estudio realizado a las industrias del sector, se analizó el proceso de producción de cada grupo de

alimentos para encontrar etapas u operaciones comunes y así determinar cuáles de éstas son los que se encuentran con más frecuencia en las empresas de la Costa. Los resultados se muestran en el apéndice 2, en donde se resumen las etapas que tienen más incidencia. De acuerdo con la información obtenida el 69% de las 559 empresas se manejan operaciones de conservación de alimentos como los son la Congelación y Refrigeración, Esterilización, Pasteurización, Evaporación y Secado en conjunto o por lo menos una de ellas. Es decir que la probabilidad de encontrar una empresa que tenga por lo menos una de estas operaciones es del 69%; que constituye una probabilidad bien alta considerando el número de empresas. El otro 31% lo constituyen en conjunto otras operaciones con mucho menos frecuencia, el detalle en el apéndice 3.

En forma individual, se ve que la operación de mayor incidencia es la Congelación-Refrigeración (C-R) presente en el 35% de industrias. Lo cual se explica por el hecho de que los Alimentos Congelados, como se dijo anteriormente, son los de mayor desarrollo en la región y porque además, hay industrias que aunque sus productos no son necesariamente congelados, dentro del proceso de producción necesitan cámaras de

almacenamiento de materia prima en estado de congelación. Como ejemplo, se puede citar el atún en lata, cuya operación principal es la Esterilización, sin embargo existe la necesidad de mantener congelado al atún fresco en el almacenamiento antes de ingresar al proceso. La Esterilización (E) se encuentra en el 27% de las empresas, principalmente en aquellas de procesamiento de atún y sardinas en lata. Luego está la operación de Pasteurización (P) presente en el 25% de las empresas de alimentos de la región, principalmente en las de lácteos y de procesamiento de frutas y vegetales.

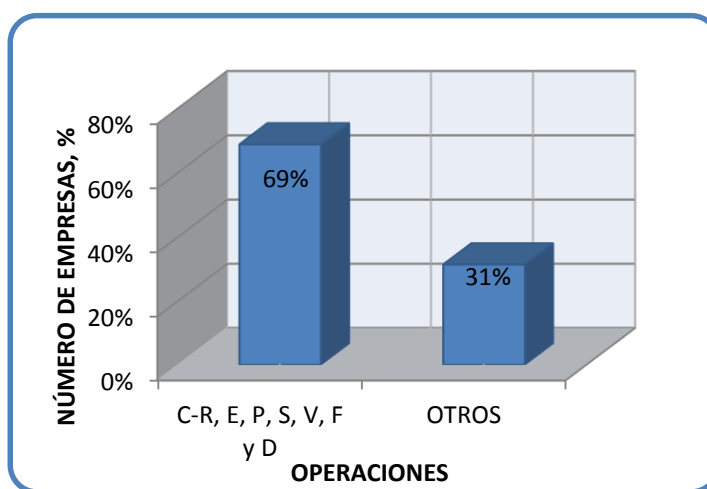


FIGURA 1.1. OPERACIONES MÁS IMPORTANTES EN LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS DE LA COSTA

El Secado (S), que es la operación fundamental en la elaboración de pastas y harina de pescado, lo encontramos en el 13% de las industrias estudiadas.

Finalmente se puede mencionar a la Evaporación (V), como una de las operaciones más importantes encontradas en las industrias de alimentos, con el 6% de frecuencia. La Fermentación (F, 5%) y Destilación (D, 2%) son las operaciones con menor frecuencia. Los resultados de este análisis se resumen en las figuras 1.1 y 1.2.

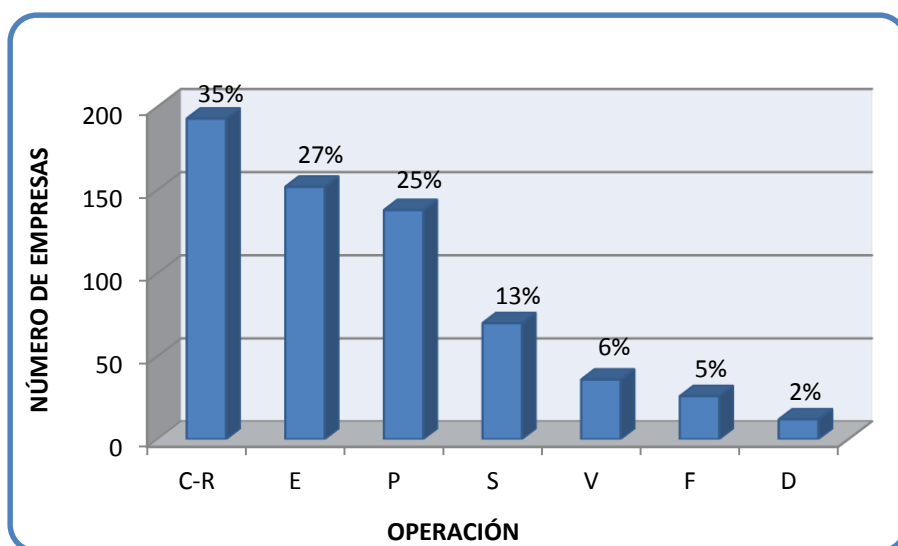


FIGURA 1.2. DISTRIBUCIÓN POR OPERACIONES DE LA INDUSTRIA DE ALIMENTOS DE LA COSTA

Por otro lado, se aplicó el diagrama de Pareto, con el fin de determinar objetivamente las operaciones más importantes en la industria ecuatoriana de alimentos; tomando los datos del apéndice 2. Primero se realizó una ponderación de la frecuencia de las operaciones allí presentadas y luego se estimó la

frecuencia acumulada en porcentaje. Estos valores se graficaron y se obtuvo la gráfica mostrada en la figura 1.3 que es el diagrama de Pareto para el número de las operaciones de la industria.

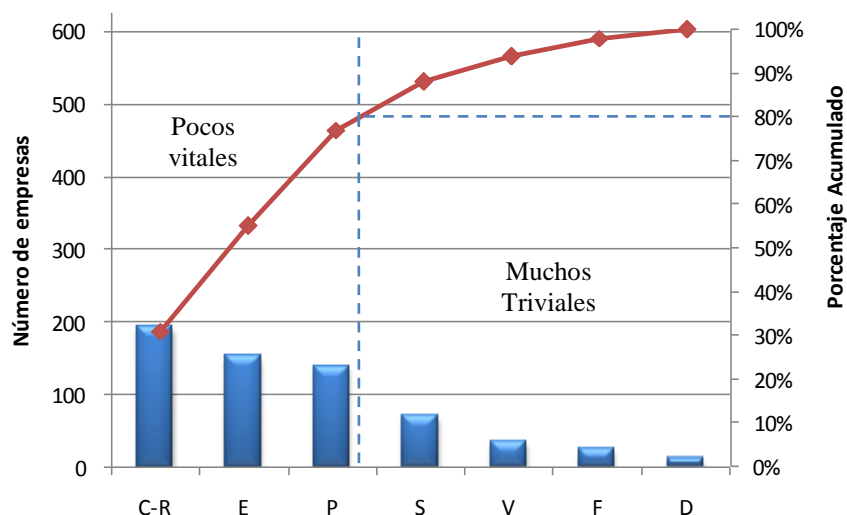


FIGURA 1.3. DIAGRAMA DE PARETO APLICADO A LAS OPERACIONES

Se establecieron dos zonas, la primera denominada “Pocos Vitales” que se refiere, de acuerdo con la teoría de Pareto, a las operaciones, en este caso, más relevantes en nuestra industria, la constituyen tres, la Congelación-Refrigeración (C-R), la Esterilización (E) y la Pasteurización (P). Estas son las operaciones con mayor concentración en la industria de alimentos de la costa ecuatoriana de acuerdo a este análisis.

Por otro lado tenemos la zona de “Muchos Triviales” que corresponde las operaciones de menos incidencia e importancia

en la industria, la constituyen el secado (S), la Evaporación (V), la Fermentación (F) y la Destilación (D).

De aquí resulta evidente la importancia de contar con un sistema de pasteurización en el laboratorio de Operaciones Unitarias, pues como se comprobó, la Pasteurización es una de las operaciones más importantes y que merece ser estudiada con detalle de forma teórica y práctica. Además se deja abierta la necesidad de trabajar en proyectos de sistemas de Congelación y Refrigeración así como de Esterilización para su implementación en el Laboratorio.

Para finalizar el análisis hay que mencionar que todas las empresas estudiadas cuentan con sistemas de transporte de fluidos y de distribución de vapor, pues estos son necesarios tanto para el transporte de alimentos en estado líquido o semi-sólidos dentro del proceso de producción como para el transporte de vapor hacia los equipos que lo requieren, la mayoría de las veces, para labores de conservación de los alimentos en etapas finales.

Campo laboral del Ingeniero de Alimentos

La segunda parte del análisis consistió en un sondeo a treinta profesionales de Ingeniería en Alimentos que ya se encuentran

en el campo laboral. Los resultados de las encuestas se resumen en el apéndice 4. Estos resultados guardan una estrecha relación con el análisis anterior. Así, la mayoría de los encuestados (26%) trabajan en el área de Productos del Mar, lo cual confirma que esta industria es la más grande de la región. Luego, le sigue el área de Procesamiento de Vegetales y Frutas (16%) y finalmente la de Pastas y Harinas (13%), entre las más importantes.

Por otro lado, se observa que la mayor parte de los Ingenieros en Alimentos se encuentran trabajando en el área de Control de Calidad (33%), a pesar de que la formación del Ingeniero en Alimentos está orientada para el trabajo en el área de Producción, la cual ocupa el segundo lugar (23%) en la escala de plazas de trabajo. Luego sigue el área de Desarrollo de Productos (13%), que es una especialidad relativamente nueva pero que últimamente tiene una demanda creciente en el campo laboral.

Dentro de las encuestas se consultó al mismo tiempo los tipos de operaciones relacionados a las empresas y, como se esperaba, Congelación y Refrigeración (30%) resultó la de mayor frecuencia seguido por Esterilización y Pasteurización (16%), Luego

Deshidratación y Secado (11%) y finalmente Evaporación (8%) y Fermentación (8%), estos son los más importantes. Estos resultados muestran la validez del análisis realizado en el anterior ítem y resaltan la importancia de estas operaciones en la industria de alimentos de la Costa, y presumiblemente de todo el país, ya que son vitales desde el punto de vista de Conservación de Alimentos en los procesos productivos.

Adicionalmente en la consulta acerca de los conocimientos más importantes que deben adquirir un Ingeniero en Alimentos las respuestas en orden de importancia fueron Tratamiento Térmicos, Transferencia de Calor, Biotecnología y Congelación-Refrigeración entre los primeros.

En resumen de los resultados del análisis realizado se puede confirmar la validez del diseño de la línea HTST y la necesidad de tenerla en el laboratorio, pues la Pasteurización es una operación muy común en la industria de alimentos de la Costa. Por lo tanto, ésta requiere de un especial estudio dentro del pènsuim académico de la carrera.

1.2. Marco Teórico

1.2.1. Pasteurización

El término “pasteurización” se emplea en homenaje a Louis Pasteur, quien a mediados del siglo XIX realizó estudios referentes al efecto letal del calor sobre los microorganismos, y a su uso como sistema de conservación. Cuando se hable de pasteurización se entiende un tratamiento a baja temperatura (inferior a 100°C), y de baja intensidad, en contraposición con la “esterilización”, término que se reserva para los tratamientos más intensos aplicados a temperaturas mayores (1).

La pasteurización es pues un tratamiento térmico de baja intensidad que tiene objetivos distintos de acuerdo con los alimentos a los que se aplique (1):

- ✓ Para los alimentos poco ácidos, cuyo ejemplo más importante es la leche líquida, el objetivo principal es la destrucción de la flora patógena y la reducción de la flora banal, para conseguir un producto de corta conservación, pero de condiciones organolépticas muy próximas a las de la leche cruda, evitando los riesgos para la salud de éste último producto.

- ✓ Para los alimentos ácidos, cuyo ejemplo más importante son los zumos de frutas, conseguir una estabilización del producto que respete sus cualidades organolépticas, ya que no son necesarias las temperaturas mayores porque en medios ácidos no es posible el crecimiento de bacterias esporuladas.

En el caso de la leche, los microorganismos patógenos más importantes son el bacilo de Koch (productos de la tuberculosis), *Salmonella Typha* y *paratyphi* (productores del tifus), *Brucillo melitensis* (bacilo de la fiebre de Malta), *Streptococcus* y *Staphylococcus* de la mamitis, etc. La mayor parte de estos gérmenes no producen alteraciones en la leche y no pueden ser puestos de manifiesto más que por análisis microbiológico (1).

Afortunadamente todos estos microorganismos son destruidos por un tratamiento térmico ligero. El microorganismo más termoresistente es el bacilo de la tuberculosis, que es el que se considera de referencia, ya que cualquier tratamiento que lo destruya habrá sido capaz de destruir al resto de contaminantes (1). Ninguno de los patógenos encontrados en la leche forma esporas, por lo que no se requieren para su destrucción

temperaturas altas ni tiempos largos. Las condiciones de destrucción por el calor del bacilo de la tuberculosis aseguran una reducción importante de la flora banal, que permite la comercialización de la leche pasteurizada durante unos pocos días en condiciones de refrigeración (1).

Métodos de pasteurización

Pasteurización discontinua

El método de pasteurización discontinua (batch) consiste en pasteurizar en tanques enchaquetados individuales de capacidad variable entre 0.2 y 1.5 m³. Este recipiente es construido generalmente de acero inoxidable, formado por una camisa por donde circula el medio de calefacción o de enfriamiento. El recipiente se llena por lo general vertiendo el alimento directamente o mediante una tubería en la tapadera y se vacía mediante un grifo o válvula situada en la parte baja del tanque (2).

Este proceso se realiza a baja temperatura durante un tiempo largo (LTLT: low temperatura-long time): que para la leche sería mantener al producto a 63°C durante 30 minutos, de forma que se consiga destruir al bacilo tuberculoso sin que la temperatura

empleada afecte a las proteínas. Este sistema LTLT tanto en procesos en batch como también continuos, para productos líquidos (que se calientan por convección) también para sólidos que se calienten por conducción (productos cárnicos) (2).

Pasteurización Continua

El equipo necesario para aplicar una pasteurización continua se compone principalmente de equipos de intercambio térmico de suficiente eficiencia para que la homogeneidad del tratamiento sea la conveniente pese a que el tiempo sea tan corto. Este proceso generalmente se denomina HTST (high temperature-short time): que en el caso de leche consistiría en un calentamiento a 72-75°C durante 15-20 segundos y en el de los zumos llegaría hasta 77-92°C durante 15-60 segundos (1).

La instalación completa de pasteurización continua constará de una primera zona de calentamiento, una segunda zona de mantenimiento, una tercera de regeneración y una cuarta de enfriamiento. El calor necesario para el proceso vendrá suministrado por agua caliente, ya que a las temperaturas de trabajo tan reducidas, no será necesario, ni conveniente, el uso directo de vapor de agua. El enfriamiento final se realizará también con agua helada.

1.2.2. Intercambiadores de calor de placas y tubos concéntricos

Intercambiadores de calor de placas

Los intercambiadores de calor de placas se desarrollaron a principios del siglo pasado (1920) para atender las necesidades de las industrias agroalimentarias, y más exactamente la de las industrias lácteas.

Este tipo de intercambiador está compuesto por uno o varios paquetes de placas de acero inoxidable (véase figura 1.4), equipadas con juntas y colocadas una al lado de otra en un bastidor entre un cabezal fijo y otro móvil. Entre estos dos cabezales existen unos tirantes que se encargan de ejercer la presión suficiente para conseguir la estanquidad necesaria en las juntas. Un rail solidario al cabezal permite el desplazamiento de las placas para las operaciones de mantenimiento (revisión, limpieza, etc.). Esta disposición es la que marca su versatilidad y a la vez sus limitaciones. La primera limitación que condiciona su uso es la presión diferencial entre los dos fluidos. En la actualidad se admiten presiones de servicio máximas de 16 a 20 Bar, que son suficientes para su empleo en las industrias agroalimentarias.

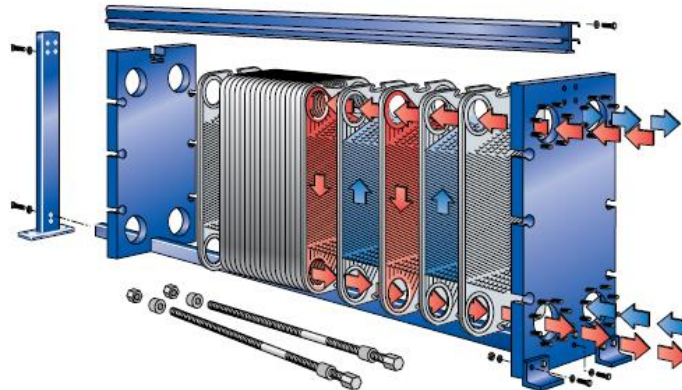


FIGURA. 1.4. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

Fuente: ALFA-LAVAL (www2, 2007)

La segunda limitación es la temperatura máxima de trabajo, que es función de la naturaleza de las juntas empleadas. Para juntas estándar se admite como temperatura límite de utilización 150°C, que también es suficiente para el uso en este tipo de industrias.

La figura 1.5 ilustra la forma general de flujo en un intercambiador de placas e indica que los espacios entre las placas forman canales alternativos de flujo a través de los cuales los fluidos caliente y frío podrían circular, en este caso, en contracorriente. Estos cambiadores de calor son más eficientes para el trabajo con líquidos de baja viscosidad.

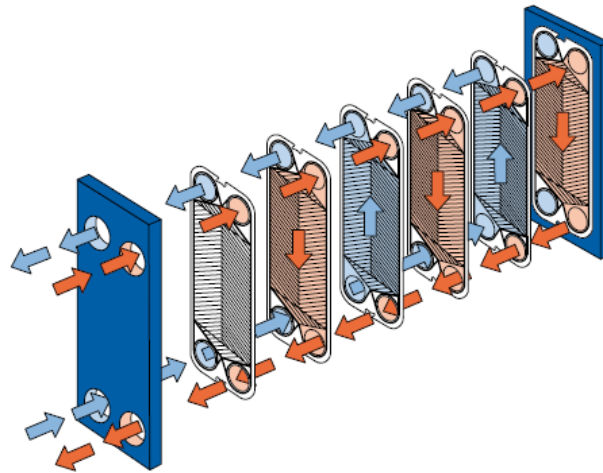


FIGURA 1.5 FLUJO EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

Fuente: Catálogos Alfa-Laval, (www2, 2007)

Tipos de placas

Habitualmente las placas se constituyen de acero inoxidable, de un espesor del orden de 0,6 a 0,8 mm. Se trata de placas corrugadas o acanaladas, en las que por embutido se han conseguido distintos dibujos geométricos. Las acanaladuras tienen por objeto esencial incrementar la turbulencia del flujo y de esta forma que sea mayor el coeficiente global de intercambio de calor del equipo. A la vez consiguen asegurar la rigidez mecánica del conjunto debido al gran número de puntos de contacto metal-metal que se obtienen. Las acanaladuras también marcan el camino que deben recorrer los fluidos,

consiguiendo que se utilice toda la superficie de las placas sin que se produzcan caminos preferentes.

Se utilizan dos tipos de geometrías en las acanaladuras de las placas: acanaladuras rectas (tabla de lavar) y en V (Chevron). Las acanaladuras rectas son perpendiculares a la dirección principal de circulación del fluido y paralelas entre ellas. Al circular por estas placas el fluido sufre cambios continuos de dirección. En este caso se admiten velocidades de circulación comprendidas entre 0,1 y 2 m/s.

Las acanaladuras en V presentan un ángulo de inclinación con respecto a la dirección principal de circulación del fluido que caracterizará el funcionamiento de la placa. En el mercado se encuentran con ángulos de 30 y 60°. La velocidad media de circulación entre dos de estas placas es del orden de 0.1 y 1 m/s (1).

Las juntas van pegadas a unas ranuras alrededor de la placa y aseguran la estanquedad de la misma frente al exterior e imposibilitan la mezcla de los dos fluidos que circulan por el cambiador.

Las dos placas extremas no contribuyen al intercambio de calor entre los dos fluidos, por lo tanto, el número efectivo de placas es el número total de estas menos dos. Debe notarse, además, que se debe usar un número impar de placas para asegurar un igual número de canales para los fluidos caliente y frío.

Intercambiadores de calor de tubos concéntricos

Con estos equipos se pueden tratar líquidos de viscosidad baja, media e incluso alta en algunos modelos, y de acuerdo con el diámetro de los tubos, incluso, con partículas sólidas hasta un cierto tamaño. Desde el punto de vista de la transmisión de calor son de eficiencia media.

Fundamentalmente están compuestos por una serie de pareja de tubos concéntricos unidos unos a otros por medio de codos. Por el interior de los tubos circulan los fluidos, generalmente el producto ocupa el espacio central mientras que el fluido térmico se coloca en el espacio anular que queda libre entre los dos tubos.

En la figura 1.7 se puede ver el esquema de un cambiador de calor de tubos monocanal, en el que como está montada la

pareja de tubos concéntricos. Las partes principales son dos juegos de tubos concéntricos, dos conectores en T, un cabezal de retorno y un codo en U. La tubería interior se soporta en la exterior mediante estoperos y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador. Las tes tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido del ánulo que cruza de una sección a otra a través del cabezal de retorno. Cuando se arregla en dos pasos, como lo muestra la figura 1.6, la unidad se llama *horquilla*. La longitud efectiva es la distancia en cada rama sobre la que ocurre transferencia de calor y excluye la prolongación del tubo interior después de la sección de intercambio.

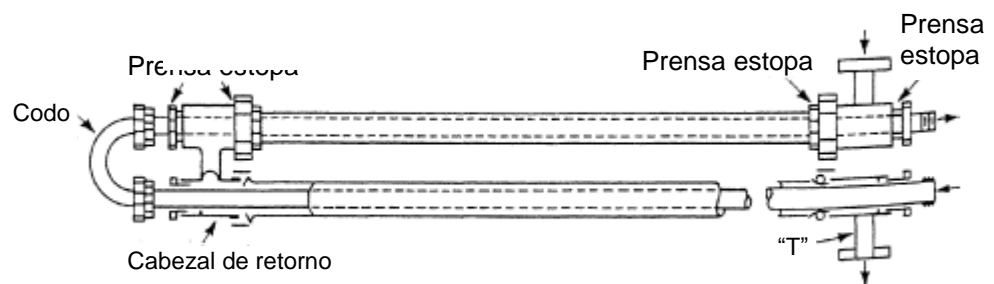


FIGURA 1.6. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS

Fuente: Perry et. al. Perry's Chemical Engineers' Handbook (3)

Los intercambiadores de calor de doble tubo, como también se llaman, encuentran su mayor uso donde la superficie total de transferencia de requerida es pequeña, 100 a 200 pies² o menos (4).

1.2.3. Tratamiento térmico de fluidos en flujo continuo: leche y jugos de baja viscosidad

El proceso especificado para la esterilización de fluidos en flujo continuo es llevado a cabo durante un tiempo de residencia en un tubo de retención o mantenimiento como se dijo antes, que es una sección sin calentamiento que conduce al fluido desde el intercambiador de calor, donde fue calentado, hasta otro intercambiador de calor para el enfriamiento. Después del enfriamiento, el producto ya estéril debe ser manipulado en una atmósfera también estéril. El tiempo de residencia es fijado para el volumen del tubo de retención y la velocidad de flujo entregada por la bomba.

$$\theta_{prom} = \frac{A_t L_R}{G_v} \quad \text{Ec. 1.1}$$

Donde θ_{prom} = tiempo promedio de residencia del fluido, A_t = área transversal del tubo de retención, L_R = longitud del tubo de retención y G_v = flujo volumétrico del fluido (5).

La velocidad promedio ($v_{prom} = G_v/A_t$) puede también usarse para calcular el tiempo de retención.

$$\theta_{prom} = \frac{L_R}{v_{prom}} \quad \text{Ec. 1.2}$$

En la mayoría de casos, sin embargo, se usa el tiempo de residencia de la porción más veloz del fluido en la tubería, como el tiempo de retención requerido en los cálculos de procesos térmicos.

El tiempo mínimo es:

$$\frac{\theta_{min}}{\eta} = \frac{L_R}{v_{max}} \quad \text{Ec. 1.3}$$

Donde:

η = eficiencia en la retención, generalmente 0.9 (6)

v_{max} = velocidad máxima para un fluido Newtoniano, se calcula mediante la expresión:

$$v_{max} = 2v_{prom} \quad \text{Ec. 1.4}$$

Caps et. al. (1) recomiendan que para alimentos poco ácidos, como la leche, la probabilidad de supervivencia de patógenos sea de 10^{-12} o menor, lo que corresponde a un tiempo mínimo de proceso $\theta = 12D$ (con que se conseguiría un 99,9999999999% de destrucción de los microorganismos iniciales).

En términos de destrucción térmica el tiempo mínimo de residencia se denomina F . Cuando este tiempo es referido a una temperatura específica se denota como F_T , donde T es la temperatura de referencia. Para el caso de la leche, el tiempo mínimo de pasteurización se basa en la reducción de la concentración de un microorganismo patógeno con $D_{63} = 2.5$ min. y $z = 4.3^\circ\text{C}$ (7) y se calcula como sigue:

$$F_{63} = n D_{63} \quad \text{Ec. 1.5}$$

Cuando la temperatura de retención es diferente de la de referencia, la equivalencia entre los tiempos de retención se determina mediante la expresión:

$$F_T = F_{63} \times 10^{\frac{63-T}{z}} \quad \text{Ec. 1.6}$$

Donde:

F_T = temperatura de residencia a la temperatura T .

CAPITULO 2

2. DISEÑO DE LA LÍNEA HTST

2.1. Determinación de capacidad de producción

Como se mencionó en el capítulo anterior la línea HTST será utilizada, en el laboratorio de Operaciones Unitarias. Por lo tanto, la capacidad de producción debe ser acorde a las necesidades de las pruebas de laboratorio. Considerando que los estudiantes son los que proporcionarán la materia prima para las prácticas, se determinó que el equipo debe manejar un flujo de 200 litros por hora de leche cruda. A esta conclusión se llegó luego de analizar el tiempo máximo que tomaría realizar una prueba en el sistema una vez instalado y de la cantidad de producto disponible para la misma.

Sin embargo, para las prácticas con este equipo, no será necesario contar con los 200 litros de muestra, ya que solo es necesaria una práctica de 15 minutos. Por lo que sería necesario solo 50 litros de muestra. Esta cantidad puede aun ser grande para los propósitos, como alternativa se podría trabajar con una solución azucarada con la concentración de sólidos similar al de la leche, aproximadamente 13%.

2.2. Diseño de las zonas de Calentamiento, Regeneración, Enfriamiento y Retención: Intercambiadores de Calor de Placas y de Tubos Concéntricos.

El sistema de pasteurización HTST consta de cuatro secciones fundamentales, las cuales serán diseñadas en este punto. Primero, se empezará realizando el diseño con intercambiadores de placas y luego con intercambiadores de calor de tubos concéntricos, como una segunda alternativa. El sistema completo constará por tanto de tres intercambiadores de calor y de un tubo de retención. Algunos intercambiadores de calor, especialmente de placas, vienen ensamblados en un solo cuerpo, es decir, que las secciones de calentamiento, regeneración y enfriamiento están juntas, separadas únicamente por placas de conexión, pero en este caso, por tratarse

de una unidad experimental, la mejor alternativa es tener cada sección del pasteurizador separadamente en tres intercambiadores.

El diseño comprende la determinación de las áreas de transferencia de calor nominal y real, el número de placas necesarias, las temperaturas de salida de cada corriente y la caída de presión en cada intercambiador. En la sección 2.6 se tratará el aspecto económico de los equipos aquí diseñados.

Además se verificará la validez del método de diseño utilizado en el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor mediante su evaluación experimental para el caso del pasteurizador de placas.

Intercambiadores de Calor de Placas

Para el diseño de la línea de pasteurización en intercambiadores de placas, se utilizará el método iterativo desarrollado por Welti-Chanes et. al. (8), con algunas modificaciones, especialmente en lo referente a la eficiencia, el Número de Unidades de Transferencia de los intercambiadores y las ecuaciones para determinar el coeficiente pelicular de transferencia de calor h . El método consiste en asumir primero un valor para el coeficiente global de transferencia de calor “U” y al final comprobar la validez de esta primera suposición, si se cumple dentro de rangos aceptables entonces la iteración termina,

sino, este nuevo valor se convierte en el asumido y se realiza de nuevo el todo cálculo hasta que se cumpla la condición anterior. También es necesario en este punto mencionar que los fluidos de servicio serán agua caliente y fría según corresponda, pues el uso de vapor directo para esta aplicación está restringido y además que los fluidos deben ser newtonianos.

El diseño se realizará para el tratamiento térmico de leche entera. A continuación se explica los pasos a seguir para dimensionar los intercambiadores de calor de placas:

1. Se requiere los datos de temperatura de entrada y salida del producto (T_e y T_s), temperatura de entrada de fluido de servicio, en este caso agua (t_e), flujo de producto a tratar (m_F) y flujo del agua de servicio (m_w).

Se supone una temperatura de salida del fluido de servicio (t_s). Con estos datos se evalúan las temperaturas medias del producto y del fluido de servicio:

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2} \quad \text{Ec. 2.1}$$

$$t_m = \frac{t_e + t_s}{2} \quad \text{Ec. 2.2}$$

Alvarado (9) establece la siguiente expresión para estimar el valor de la temperatura de la pared T_w de una manera aproximada:

$$T_w = \frac{T_m + t_m}{2} \quad \text{Ec. 2.3}$$

Al final se comprobará la exactitud de esta aproximación. Es importante el cálculo de esta variable ya que de esta depende la evaluación de las viscosidades tanto del producto como del fluido del alimento en la pared de la placa, esta propiedad es necesaria para el cálculo del número adimensional de Nusselt y finalmente del coeficiente pelicular de transferencia de calor como se verá más adelante.

2. Cálculo de las propiedades de los fluidos como: k , C_p , ρ , μ . Se emplean los modelos propuestos por Choi y Okos (7) para las tres primeras propiedades, a continuación se detalla:

Conductividad térmica, k

$$\kappa = \sum_{i=1}^n \kappa_i Y_i \quad \text{Ec. 2.4}$$

Donde el alimento tiene n componentes, k_i es la conductividad térmica de componente i , Y_i es la fracción en volumen del componente i obtenido como sigue:

$$Y_i = \frac{X_i/\rho_i}{\sum_{i=1}^n (X_i/\rho_i)} \quad \text{Ec. 2.5}$$

Donde X_i es la fracción peso y ρ_i es la densidad de componente i , n es el número total de componentes del alimento.

Calor específico, C_p

$$C_p = \sum_{i=1}^n C_{p_i} X_i \quad \text{Ec. 2.6}$$

Donde C_{p_i} es la fracción y calor específico del componente i .

Densidad ρ

$$\rho = \frac{1}{\sum_{i=1}^n (X_i/\rho_i)} \quad \text{Ec. 2.7}$$

Donde ρ_i es densidad del componente i (10).

Los valores para la composición de algunos alimentos seleccionados así como de los coeficientes utilizados para estimar las propiedades se pueden ver en el apéndice 5 y 6.

Para determinar los valores de las viscosidades tanto de la leche y de los fluidos de servicio, se tomaron los valores experimentales reportados por Alvarado (9) y Geankoplis (11).

3. Evaluación del calor requerido por el producto para pasteurizarlo (Q), mediante la ecuación:

$$Q = m_F C_p (T_s - T_E) \quad \text{Ec. 2.8}$$

$$m_W = \frac{Q}{C_{pW}(t_e - t_s)} \quad \text{Ec. 2.9}$$

4. Estimación de la temperatura media logarítmica ($MLDT$), considerando flujo a contracorriente, pues es la configuración más eficiente (4):

$$\Delta t_2 = t_e - T_s \quad \text{Ec. 2.10}$$

$$\Delta t_1 = t_s - T_e \quad \text{Ec. 2.11}$$

$$MLDT = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad \text{Ec. 2.12}$$

5. Cálculo del área de transferencia de calor requerida A_T .

$$A_T = \frac{Q}{U_D MLDT} \quad \text{Ec. 2.13}$$

Para esto es necesario suponer un valor de U_D . Perry et. al. (3) sugieren algunos valores de U_D para el sistema Agua-Agua, 5.7

– 7.4 kW/m²K, que es una aproximación aceptable con la cual se podría iniciar la iteración.

6. Cálculo del número de placas necesarias (N_p):

$$N_p = \frac{A_T}{A_p} \quad \text{Ec. 2.14}$$

Donde A_p es el área de transferencia de calor de cada placa. El número de placas debe ser impar. El número de canales totales (N_{ct}) resulta de sumar 1 al número de placas. Si $N_p > 700$ se considera que el diseño es incorrecto y se debe regresar al paso anterior y verificar las dimensiones de las placas.

7. Cálculo del número de canales (N_c) para el fluido de servicio y del producto.

$$N_c = \frac{N_{ct}}{2} \quad \text{Ec. 2.15}$$

8. Cálculo del área de flujo total para los fluidos A_f .

$$A_f = a_p E_p N_c \quad \text{Ec. 2.16}$$

Donde a_p es el ancho efectivo de cada placa y E_p es la separación entre placas.

9. Cálculo del diámetro hidráulico equivalente D_e :

$$D_e = \frac{4a_p E_p}{a_p + E_p} \quad \text{Ec. 2.17}$$

10. Cálculo de las velocidades de masa de cada fluido (G_F y G_W):

$$G_F = \frac{m_F}{A_f} \quad \text{Ec. 2.18}$$

$$G_W = \frac{m_W}{A_f} \quad \text{Ec. 2.19}$$

11. Evaluación del número de Reynolds y el número Prandtl para ambos fluidos.

Producto (flujo newtoniano):

$$Re_F = \frac{D_e G_F}{\mu_F} \quad \text{Ec. 2.20}$$

$$Pr_F = \left(\frac{Cp\mu}{\kappa} \right)_F \quad \text{Ec. 2.21}$$

Fluido de servicio (flujo newtoniano):

$$Re_W = \frac{D_e G_W}{\mu_W} \quad \text{Ec. 2.22}$$

$$Pr_W = \left(\frac{Cp\mu}{\kappa} \right)_W \quad \text{Ec. 2.23}$$

12. Estimación del valor del coeficiente de transferencia de calor convectivo para los dos fluidos (h_F y h_W), dependiendo de las propiedades de cada uno (Cp , μ , k , ρ):

$$Nu = C_h (Re)^y (Pr)^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.17} \quad \text{Ec. 2.24}$$

Donde C_h y y son coeficientes de Kumar (12) que dependen del ángulo de inclinación de las acanaladuras de la placa (β) y del régimen de flujo, estos valores están tabulados en el apéndice 7.

$$h_F = \frac{Nu \kappa_F}{D_e} \quad \text{Ec. 2.25}$$

$$h_W = \frac{Nu \kappa_W}{D_e} \quad \text{Ec. 2.26}$$

13. Cálculo del coeficiente global de diseño (U_c) mediante la siguiente ecuación:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_F} + \frac{S_p}{K_{ac}} + \frac{1}{h_W}} \quad \text{Ec. 2.27}$$

Donde S_p es el espesor de cada placa y K_{ac} es la conductividad térmica del material de las placas, en este caso acero inoxidable 316.

14. Evaluación del coeficiente de transferencia global real del equipo (U_D), suponiendo un factor de ensuciamiento R_d :

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_c} + R_d \quad \text{Ec. 2.28}$$

Con relación al factor de ensuciamiento, Alvarado (1996) (9) se refirió al trabajo de Lalande y Corrieu (1980), quienes

determinaron que la resistencia por ensuciamiento o factor de ensuciamiento, durante la pasteurización de leche, es del orden de $8 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$ luego de 14400 s. Sin embargo en el diseño se utilizaran valores recomendados por el propio fabricante del equipo.

Calculado el valor del coeficiente global de transferencia de calor, se lo compara con el supuesto en el paso 5, si $U_{D \text{ asum}}/U_{D \text{ calc}}$ se encuentra entre 0.995 y 1.05, el valor se considera aceptable, sino, el U_D calculado pasa a ser supuesto y se repiten todas las operaciones anteriores hasta que se cumpla la condición.

15. Como se mencionó al inicio de este método, la expresión utilizada para determinar la temperatura de la pared es solo aproximada, por lo que se requiere de su comprobación. Para esto se utiliza la siguiente expresión:

$$h_F(T_w - T_m) = U_D(t_m - T_m) \quad \text{Ec. 2.29}$$

Donde T_w es la temperatura de la pared. Para el caso de que el fluido de servicio sea el lado caliente del intercambiador de calor, en la ecuación 2.29 todos los datos son conocidos, se despeja y se calcula T_w y si es igual al supuesto al inicio se da por terminada esta segunda parte de la iteración sino este valor

pasa a ser el nuevo asumido y se calculan, asimismo, nuevamente todos los valores hasta que se cumplan las condiciones

16. Estimación de las Unidades de Transferencia de Calor (NTU) y la efectividad (ϵ):

$$NTU = \frac{U_c A_T}{(mCp)_{min}} \quad \text{Ec. 2.30}$$

Donde $(mCp)_{min}$ es la *razón de capacidad calorífica menor* o C_{min} , que en este caso podría ser de la corriente del producto o del fluido de servicio, dependiendo del flujo y de la capacidad calorífica de cada una. Por otro lado, $(mCp)_{máx}$, es la *razón de capacidad calorífica mayor* o $C_{máx}$. Holman (13) describió el trabajo de Kays y London (1955) quienes presentaron un método simplificado para el cálculo de intercambiadores de calor basados en el NTU , de su trabajo se rescata además la relación que permite establecer la efectividad de estos equipos funcionando en contracorriente:

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \times \exp[-NTU(1 - c)]} \quad \text{Ec. 2.31}$$

Donde $c = C_{min}/C_{máx}$. Cengel (14), hace algunas observaciones acerca de estos dos parámetros: la efectividad aumenta con

rapidez para valores pequeños de NTU (hasta alrededor de 1.5) como se verifica en la figura 2.1. Sin embargo, se incrementa con lentitud para valores más grandes, por lo que no se justifica económicamente el uso de un intercambiador de calor con un NTU grande (por lo común mayor que 3). Ya que el NTU es una medida del tamaño de un intercambiador, pues es directamente proporcional a área de transferencia de calor. Para los cálculos se considera un valor aceptable de NTU entre 2 y 3.5.

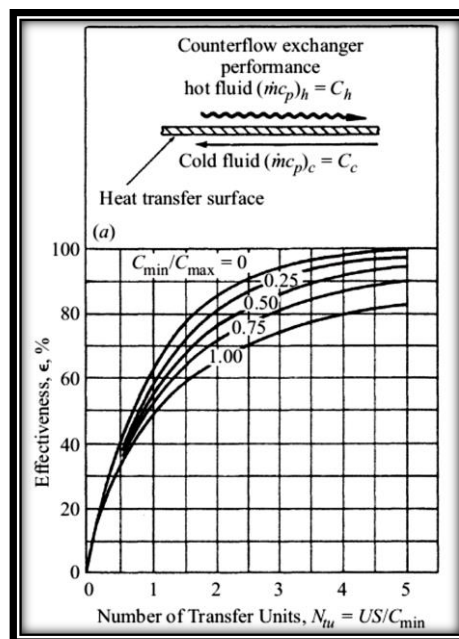


FIGURA 2.1. EFECTIVIDAD DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

Fuente: Bejan, Heat Transfer Handbook (12)

17. Evaluación del número de pasos (N_{pasos}) para ambos fluidos.

$$N_{pasos,F} = \frac{NTUm_F Cp_F}{2A_p U_C N_C} \quad \text{Ec. 2.32}$$

$$N_{pasos,W} = \frac{NTUm_W Cp_W}{2A_p U_C N_C} \quad \text{Ec. 2.33}$$

18. Verificación del cumplimiento el balance de energía con el área de intercambio calculada.

$$Q = U_D A_T MLDT = m_F Cp (T_2 - T_1) \quad \text{Ec. 2.34}$$

Si el balance no se cumple se asume otra temperatura de salida del fluido de servicio, t_2 .

Con la información generada en los pasos anteriores se obtienen los parámetros básicos del diseño de intercambiadores de calor de placas, además, se obtiene el perfil de temperatura del producto a lo largo del intercambiador de calor, incluyendo las etapas, de calentamiento, regeneración, retención y enfriamiento.

Asimismo, es necesario evaluar la caída de presión en cada uno de los equipos mencionados, pues este dato es muy necesario al momento de la selección de las bombas para el transporte de los fluidos. Para intercambiadores de placas, la pérdida de presión total es la suma de las pérdidas por fricción ΔP_f y la pérdida de presión en los puertos de entrada y salida del equipo ΔP_p . Bejan (12) define las

siguientes ecuaciones para el cálculo de las pérdidas de presión, aplicables para ambas corrientes:

$$\Delta P_f = \frac{4fN_c L_p G^2}{2\rho D_e (\mu/\mu_w)^{0.17}} \quad \text{Ec. 2.35}$$

$$\Delta P_p = \frac{1.3N_c G^2}{2\rho} \quad \text{Ec. 2.36}$$

Donde f , factor de fricción, se define:

$$f = \frac{K_p}{Re^z} \quad \text{Ec. 2.37}$$

Las constantes de Kumar, K_p y z , dependen del ángulo de las acanaladuras de las placas y del número de Reynolds y se presentaron en la tabla 2. Finalmente, la pérdida de presión total:

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_p \quad \text{Ec. 2.38}$$

Respecto a la máxima pérdida de presión en un intercambiador de calor, Kern (4) establece que económicamente no se justifica una caída mayor a 10 PSI, por lo tanto esta será otra de las restricciones a tomar en cuenta en el diseño.

Como se dijo al inicio el diseño se basará en el tratamiento térmico de leche, por ello es importante definir el programa de temperaturas que va a manejar el sistema de pasteurización.

La temperatura que debe alcanzar la leche para su pasteurización es de 75°C (6) acompañada de la respectiva retención inmediata. Así mismo se sabe que la temperatura que debe alcanzar luego de terminado el proceso térmico es de 4°C, que corresponde a la temperatura a la que saldría de la zona de enfriamiento. Además se menciona que la regeneración puede alcanzar valores de hasta 95% (6), en nuestro caso utilizaremos un valor medio de 85%, así se puede determinar la temperatura a la que entra el alimento a la zona de calentamiento de la siguiente manera:

$$R = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1} \times 100 \quad \text{Ec. 2.39}$$

Donde R es la regeneración, T_1 es la temperatura de entrada de la leche cruda, en nuestro caso 4°C, pues es la temperatura a la que se almacena la leche, T_2 temperatura después de la regeneración y T_3 la temperatura de pasteurización, entonces:

$$T_2 = 0.85 \times (76 - 4) + 4 = 65^\circ\text{C}$$

Para el medio de calefacción se recomienda una diferencia de 2 a 10°C con respecto a la temperatura de pasteurización (15), en este caso se contará con agua caliente a una temperatura de 80°C, 5°C más que la temperatura de pasteurización. De esta manera quedan determinadas todas las temperaturas necesarias que se usarán para el diseño, se muestra un resumen en la tabla 2.

TABLA 2
PROGRAMA DE TEMPERATURAS

Zonas	Leche		Agua de Calentamiento		Agua de Enfriamiento	
	T_e	T_s	t_e	t_s	t_{ce}	t_{cs}
	°C					
Regeneración	4	65	-	-	-	-
	75	T_4	-	-	-	-
Calentamiento	65	76	80	t_2	-	-
Enfriamiento	T_4	4	-	-	2	t_{c2}
Retención	76	75	-	-	-	-

Los valores desconocidos que aparecen en la tabla 3, se calculan luego. Por otro lado, se necesitará datos respecto a las placas del intercambiador de calor disponible. Para ello se consultó con varios proveedores de estos equipos y de acuerdo con el flujo se que manejará, se determinó el tipo intercambiador apropiado cuyas características se detallan en la tabla 3. Los detalles se pueden ver en el apéndice 8.

TABLA 3
CARACTERÍSTICAS DE LAS PLACAS

Longitud de las placas (m)	0.25
Ancho efectivo de las placas (m)	0.10
Espesor de las placas (m)	0.0005
Espacio entre placas (m)	0.001
Área de transferencia de calor (m ²)	0.02
Diámetros puertos entrada/salida (m)	0.025
Ángulo de corrugación (°)	30

Fuente: ALFA-LAVAL (www2, 2007)

Ahora se sigue el método iterativo explicado anteriormente para el diseño de los intercambiadores de calor de placas:

Zona de Calentamiento

1. Se requiere suponer la temperatura de salida del fluido de servicio, es decir del agua caliente t_2 , tomaremos como una primera aproximación 69°C . Temperaturas medias y de la pared:

$$T_m = \frac{65 + 76}{2} \cong 71^\circ\text{C}$$

$$t_m = \frac{80 + 69}{2} \cong 75^\circ\text{C}$$

$$T_w \cong \frac{71 + 75}{2} = 73^\circ\text{C}$$

2. Propiedades físicas de los dos fluidos con las ecuaciones 2.4, 2.5, 2.6 y 2.7, y la viscosidad previa interpolación de los datos reportados en (9 y 11). Los resultados se muestran en el apéndice 8.
3. Flujo de calor requerido y flujo de agua caliente, ecuación 2.8 y 2.9:

$$Q = 0.057(3.90)(76 - 65) = 2.45\text{kW}$$

$$m_w = \frac{2.45}{2.2(80 - 69)} = 0.055\text{ kg/s}$$

4. Estimación de la *MLDT*, ecuación 2.11:

$$MLDT = \frac{4 - 4.4}{\ln(4/4.4)} = 4.2^{\circ}\text{C}$$

5. Cálculo del área de transferencia de calor requerida, A_T . Se asume U_D , empezaremos con un valor medio de $3.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$ y aplicando la ecuación 2.12:

$$A_T = \frac{2.45}{3.5 \times 4.4} = 0.17 \text{ m}^2$$

6. Número de placas necesarias:

$$N_p = \frac{0.17}{0.02} = 8.33 \text{ placas}$$

Ya que el número de placas tiene que ser un número entero e impar, redondeamos al impar inmediato superior, es decir 9 placas necesarias para la transferencia de calor. Estas placas, por lo tanto, sostendrán 10 canales, entonces, será necesario una placa más para confinarlos. Finalmente llegamos a un número de placas de 11.

7. Número de canales para cada corriente, ecuación 2.14:

$$N_c = \frac{10}{2} = 5 \text{ canales}$$

8. Área de flujo, ecuación 2.15:

$$A_f = 0.01 \times 0.0012 \times 5 = 6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

9. Diámetro equivalente, ecuación 2.16:

$$D_e = \frac{2 \times 0.1 \times 0.0012}{0.1 + 0.0012} = 2.37 \times 10^{-3} \text{ m}$$

10. Velocidades de masa, ecuaciones 2.17 y 2.18:

$$G_F = \frac{0.057}{6 \times 10^{-4}} = 95.03 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$G_W = \frac{0.055}{6 \times 10^{-4}} = 91.65 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

11. Números de Reynolds y Prandtl, ecuaciones. 2.20, 2.21, 2.22 y 2.23:

Leche:

$$Re_F = \frac{2.37 \times 10^{-3} \times 95.03}{563 \times 10^{-6}} = 400.58$$

$$Pr_F = \frac{3903.14 \times 563 \times 10^{-6}}{0.61} = 3.59$$

Agua caliente:

$$Re_F = \frac{2.37 \times 10^{-3} \times 91.65}{382.2 \times 10^{-6}} = 568.63$$

$$Pr_W = \frac{4199.95 \times 382.2 \times 10^{-6}}{0.67} = 2.41$$

12. Cálculo los coeficientes peliculares de transferencia de calor, ecuaciones 2.24, 2.25 y 2.26:

$$Nu_F = 0.348(400.58)^{0.663}(3.59)^{1/3}(563/537)^{0.17} = 28.56$$

$$h_F = \frac{28.56 \times 0.61}{2.37 \times 10^{-3}} = 7.36 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$Nu_W = 0.348(568.63)^{0.663}(2.41)^{1/3}(382.2/393.2)^{0.17} = 31.15$$

$$h_W = \frac{31.15 \times 0.66}{2.37 \times 10^{-3}} = 8.74 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

13. Cálculo del coeficiente global de diseño, ecuación 2.24:

$$U_C = \frac{1}{\frac{1}{7.36} + \frac{0.0005}{0.0175} + \frac{1}{8.74}} = 3.59 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

14. Cálculo del coeficiente global real, ecuación 2.25:

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{3.59} + 0.054$$

$$U_D = 3 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

Comparando este valor de U_D calculado con el supuesto en el paso 5, se determina que no cumple con la condición de $0.995 < U_{D \text{ calc}}/U_{D \text{ asum}} > 1.005$, pues $U_{D \text{ calc}}/U_{D \text{ asum}} = 3/3.5 = 0.858$. Por lo tanto, este valor calculado del coeficiente global, pasa a ser el nuevo valor asumido y se vuelven a calcular todas las variables desde el paso 5 hasta que se cumpla la condición. Esta operación de prueba-error o iterativa se realizó con mayor rapidez en un programa desarrollado en Excel y los resultados se muestran en la tabla 4.

TABLA 4
ITERACIONES EN LA ZONA DE CALENTAMIENTO

Variable	ITERACIONES		
	2 ^{da}	3 ^{ra}	Unidades
$U_{D\ asum}$	3	2.74	kW/m^2K
A_T	0.19	0.21	m^2
N_P	13	13	-
N_C	6	6	-
$A_{fx} 10^4$	7.2	7.2	m^2
G_F	79.20	79.20	kg/m^2s
G_W	76.38	76.38	kg/m^2s
Re_F	333.82	333.82	-
Pr_F	3.59	3.59	-
Re_W	473.86	473.86	-
Pr_W	2.41	2.41	-
h_F	6.52	6.52	kW/m^2K
h_W	7.74	7.74	kW/m^2K
U_C	3.22	3.22	kW/m^2K
$U_{D\ calc}$	2.74	2.74	kW/m^2K
$U_{D\ asum}/U_{D\ calc}$	0.912	1	-

Finalmente en el tercer intento se logró satisfacer la condición y se puede continuar con el procedimiento.

15. Ahora se tiene que verificar la temperatura de la pared T_w , ecuación 2.29:

$$T_w = 75 - \frac{2.74}{6.52}(75 - 71) = 72.3^\circ C$$

Por lo que la aproximación hecha al inicio es bastante cercana a la real. Sin embargo por poseer este método,

hasta este punto dos iteraciones, fue necesario el uso de un programa desarrollado en Excel el cual calcula el valor exacto de T_w , al final de las iteraciones, se calculó que $T_w = 73.2^\circ\text{C}$, lo cual no cambia significativamente los resultados presentados arriba.

16. Unidades de Transferencia de Calor NTU y efectividad, ecuaciones 2.30 y 2.31:

$$NTU = \frac{3.22 \times 0.21}{0.057 \times 3903.14} = 3.08$$

Para el uso de la ecuación 2.31 es necesario primero evaluar c :

$$c = \frac{0.057 \times 3.9}{0.055 \times 4.2} = 0.96$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-3.08(1 - 0.96)]}{1 - 0.96 \exp[-3.08(1 - 0.96)]} = 0.76 = 76\%$$

17. Número de pasos, ecuaciones 2.32 y 2.33:

$$N_{pasos,F} = \frac{3.08 \times 0.057 \times 3.90}{2 \times 0.02 \times 3.22 \times 6} \cong 1$$

$$N_{pasos,W} = \frac{3.08 \times 0.055 \times 4.2}{2 \times 0.02 \times 3.22 \times 6} \cong 1$$

18. Verificación del balance de energía, ecuación 2.34:

$$Q = 2.74 \times 0.21 \times 4.2 = 2.45 \text{ kW}$$

Se comprueba que con el diseño establecido mediante este procedimiento satisface la carga total de calor y por lo tanto valida la temperatura t_2 asumida al inicio.

Ahora se evalúa la pérdida de presión, ecuaciones 2.35-36-37 y 2.38:

Lado de la leche:

$$f = \frac{19.4}{(333.82)^{0.589}} = 0.44$$

$$\Delta P_f = \frac{4 \times 0.44 \times 1 \times 0.25 \times (79.20)^2}{2 \times 1.01 \times 10^6 \times 2.37 \times 10^{-3} (563/537)^{0.17}} = 1.72 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_p = \frac{1.3 \times 1 \times (79.20)^2}{2 \times 1.01 \times 10^6} = 0.003 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 1.72 + 0.003 \cong 1.72 \text{ kPa} = 0.25 \text{ Psi}$$

Lado del agua de calentamiento:

$$f = \frac{19.4}{(473.86)^{0.589}} = 0.41$$

$$\Delta P_f = \frac{4 \times 0.41 \times 1 \times 0.25 \times (76.38)^2}{2 \times 0.98 \times 10^6 \times 2.37 \times 10^{-3} (382.2/393.2)^{0.17}} = 1.55 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_p = \frac{1.3 \times 1 \times (76.38)^2}{2 \times 0.98 \times 10^6} = 0.003 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 1.55 + 0.003 \cong 1.55 \text{ kPa} = 0.23 \text{ Psi}$$

Zona de Regeneración

1. Se requiere suponer la temperatura de la leche ya pasteurizada a la salida de la zona de regeneración T_4 .

Como en este punto se conocen las otras tres temperaturas y teniendo en cuenta que las capacidades caloríficas y los flujos de ambas corrientes son similares pues los dos fluidos son iguales, es posible obtener T_4 directamente. Realizando un balance entálpico tenemos:

$$T_4 = 75 - (65 - 4) = 14^\circ\text{C}$$

Temperaturas medias y de la pared:

$$T_{m,1} = \frac{4 + 65}{2} = 34.5^\circ\text{C}$$

$$T_{m,2} = \frac{75 + 14}{2} = 44.5^\circ\text{C}$$

$$T_w \cong \frac{34.5 + 44.5}{2} = 39.5^\circ\text{C}$$

Donde:

$T_{m,1}$ = temperatura media de la leche cruda

$T_{m,2}$ = temperatura media de la leche pasteurizada

- Propiedades físicas de las dos corrientes con las ecuaciones 2.4, 2.5, 2.6 y 2.7, y la viscosidad previa interpolación de los datos reportados en (9 y 11). Los resultados se muestran en el apéndice 9.

- Flujo de calor requerido, ecuación 2.8:

$$Q = 0.057(3.88)(65 - 4) = 13.51 \text{ kW}$$

4. Estimación de la *MTLD*. En este caso es imposible aplicar la ecuación 2.11, puesto que las capacidades caloríficas son prácticamente iguales (por ser el mismo fluido), las diferencias de temperatura en contracorriente resultan iguales y $\Delta T = \Delta T_1 = \Delta T_2$, por lo que para salvar la indeterminación 0/0 en el valor de la *MLDT*, hay que aplicar la regla de L'Hôpital:

$$\begin{aligned} Q &= UA_T \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{0}{0} \\ &= UA_T |\Delta T_2 = x\Delta T_1| = UA_T \Delta T_1 \frac{x-1}{\ln x} \\ Q &= UA_T \Delta T_2 \end{aligned} \quad \text{Ec. 2.40}$$

De esta manera se asume que para este caso en particular la *MLDT* es muy cercana a la ΔT_2 , por lo tanto:

$$MLDT = \Delta T_2 = 75 - 65 = 10^\circ\text{C}$$

La validez de esta aproximación se verifica al realizar un incremento infinitesimal a uno de los ΔT buscando evitar la indeterminación, hagamos entonces $\Delta T_2 = 10.001^\circ\text{C}$:

$$MLDT = \frac{10.001 - 10}{\ln(10.001/10)} = 10.0005^\circ\text{C}$$

Por lo que se comprueba la validez de la regla de L'Hôpital aplicada para esta parte del diseño.

5. Se asume U_D , empezaremos con un valor medio de 2.0 kW/m²K y aplicando la ecuación 2.12:

$$A_T = \frac{13.51}{2.0 \times 10} = 0.68 \text{ m}^2$$

Desde el paso 6 hasta el 14 corresponde a la etapa de iteración, que fue detallada anteriormente, los resultados se muestran en la tabla 5.

TABLA 5
ITERACIONES EN LA ZONA DE REGENERACIÓN

Variable	ITERACIONES			
	1 ^{era}	2 ^{da}	4 ^{ta}	
$U_{D \text{ asum}}$	2.0	2.16	2.3	kW/ m ² K
A_T	0.68	0.62	0.59	m ²
N_p	37	35	33	-
N_c	18	17	16	-
$A_{f \times 10^{-4}}$	9.72	9.18	8.64	m ²
G_F	58.66	62.11	66	kg/ m ² s
G_W	58.66	62.11	66	kg/ m ² s
Re_F	52.70	55.80	59.28	-
Pr_F	8.02	8.02	8.02	-
Re_W	64.94	68.77	73.06	-
Pr_W	6.38	6.38	6.38	-
h_F	5.30	5.50	5.73	kW/ m ² K
h_W	5.55	5.77	6.01	kW/ m ² K
U_C	2.52	2.61	2.70	kW/ m ² K
$U_{D \text{ calc}}$	2.16	2.23	2.30	kW/ m ² K
$U_{D \text{ asum}}/U_{D \text{ calc}}$	1.081	1.031	1	-

Finalmente en el cuarto intento se logró satisfacer la condición y se puede continuar con el procedimiento.

15. Se tiene que comprobar la temperatura de la pared, usando la ecuación 2.29 se llegó a determinar que $T_w = 40.7^\circ\text{C}$, valor muy cercano al supuesto al inicio y si lo reemplazamos no cambiará los resultados obtenidos de una manera significativa.

16. Unidades de Transferencia de Calor NTU y efectividad, ecuaciones 2.30 y 2.31:

$$NTU = \frac{2.70 \times 0.59}{0.057 \times 3.88} = 7.2$$

$$c = \frac{0.057 \times 3.88}{0.057 \times 3.89} \cong 1$$

En este caso no se puede aplicar la ecuación 2.30 pues con $c = 1$ resulta una indeterminación $0/0$, por lo que se usa la fig. 2.1:

$$\varepsilon \cong 88\%$$

17. Número de pasos, ecuaciones 2.32 y 2.33:

$$N_{pasos,F} = \frac{7.2 \times 0.057 \times 3.88}{2 \times 0.02 \times 2.7 \times 16} \cong 1$$

$$N_{pasos,W} = \frac{7.2 \times 0.057 \times 3.89}{2 \times 0.02 \times 2.7 \times 16} \cong 1$$

18. Verificación del balance de energía, ecuación 2.34

$$Q = 0.59 \times 2.3 \times 10 = 13.5 \text{ kW}$$

Comprueba que con el diseño establecido mediante este procedimiento satisface la carga total de calor.

Ahora se evalúa la pérdida de presión, ecuaciones 2.35-36-37 y 2.38:

Lado de la leche cruda:

$$f = \frac{19.4}{(59.28)^{0.589}} = 1.28$$

$$\Delta P_f = \frac{4 \times 1.28 \times 1 \times 0.25 \times (66)^2}{2 \times 1.02 \times 10^6 \times 2.37 \times 10^{-3} (120/108)^{0.17}} = 9.96 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_p = \frac{1.3 \times 16 \times (66)^2}{2 \times 1.02 \times 10^6} = 0.003 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 9.96 + 0.003 \cong 9.96 \text{ kPa} = 1.45 \text{ PSI}$$

Lado de la leche pasteurizada:

$$f = \frac{19.4}{(73.06)^{0.589}} = 1.12$$

$$\Delta P_f = \frac{4 \times 1.12 \times 1 \times 0.25 \times (73.06)^2}{2 \times 1.02 \times 10^6 \times 2.37 \times 10^{-3} (97/108)^{0.17}} = 9.03 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_p = \frac{1.3 \times 1 \times (73.06)^2}{2 \times 1.02 \times 10^6} \cong 0.003 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 9.03 + 0.003 \cong 9.03 \text{ kPa} = 1.31 \text{ Psi}$$

Zona de Enfriamiento

1. Se requiere suponer la temperatura del agua de enfriamiento t_{c2} , estimaremos como una primera aproximación 6°C .

Temperaturas media y de la pared:

$$T_F = \frac{15 + 4}{2} = 9.5^{\circ}\text{C}$$

$$t_c = \frac{2 + 6}{2} = 4^{\circ}\text{C}$$

$$T_w \cong \frac{9.5 + 4}{2} \cong 7^{\circ}\text{C}$$

2. Propiedades físicas de las dos corrientes con las ecuaciones 2.4, 2.5, 2.6 y 2.7, y la viscosidad previa interpolación de los datos reportados en (9 y 11). Los resultados se muestran en el apéndice 10.

3. Flujo de calor requerido y flujo de agua fría, ecuación 2.8 y 2.9:

$$Q = 0.057(3.87)(15 - 4) = 2.43 \text{ kW}$$

$$m_c = \frac{2.43}{4.18(6 - 2)} = 0.15 \text{ kg/s}$$

4. Estimación de la $MLDT$, ecuación 2.11:

$$MLDT = \frac{9 - 2}{\ln(9/2)} \cong 4.65^{\circ}\text{C}$$

5. Se asume U_D , empezaremos con un valor medio de 2.0 kW/m²K y aplicando la ecuación 2.12:

$$A_T = \frac{2.43}{2 \times 4.65} = 0.26 \text{ m}^2$$

Los cálculos desde el paso 6 hasta el 14, que corresponde a la etapa de iteración, se muestran en la tabla 6.

TABLA 6
ITERACIONES EN LA ZONA DE ENFRIAMIENTO

Variable	ITERACIONES		
	1 ^{era}	2 ^{da}	Unidades
$U_{D \text{ asum}}$	2	1.86	kW/ m ² K
A_T	0.26	0.28	m ²
N_P	17	17	-
N_C	8	8	-
$A_{f \times 10^{-4}}$	9.6	9.6	m ²
G_F	59.40	59.40	kg/ m ² s
G_W	151.56	151.56	kg/ m ² s
Re_F	60.24	60.24	-
Pr_F	16.56	16.56	-
Re_W	229.27	229.27	-
Pr_W	11.33	11.33	-
h_F	3.03	3.03	kW/ m ² K
h_W	7.10	7.10	kW/ m ² K
U_C	2.00	2.00	kW/ m ² K
$U_{D \text{ calc}}$	1.86	1.86	kW/ m ² K
$U_{D \text{ asum}}/U_{D \text{ calc}}$	0.928	1	-

En el segundo intento se logró satisfacer la condición y se puede continuar con el procedimiento.

15. Se tiene que comprobar la temperatura de la pared, usando la ecuación 2.29 finalmente se llegó a determinar que $T_w = 6.13^\circ\text{C}$, valor no es distante al supuesto al inicio, lo cual no cambiará los resultados obtenidos de una manera significativa.
16. Unidades de Transferencia de Calor NTU y efectividad, ecuaciones 2.30 y 2.31:

$$NTU = \frac{2 \times 0.28}{0.057 \times 3.87} = 2.55$$

$$c = \frac{0.057 \times 3.87}{0.15 \times 4.18} = 0.36$$

$$\varepsilon \cong 86\%$$

17. Número de pasos, ecuaciones 2.32 y 2.33:

$$N_{pasos,F} \cong 1$$

$$N_{pasos,C} \cong 3$$

18. Verificación del balance de energía, ecuación 2.34:

$$Q = 0.28 \times 1.86 \times 4.65 = 2.43 \text{ kW}$$

Se comprueba que la carga total de calor queda cubierta lo que valida la temperatura de salida del agua fría.

Ahora se evalúa la pérdida de presión, ecuaciones 2.35-36-37 y 2.38:

Lado de la leche pasteurizada:

$$f = 1.26$$

$$\Delta P_f = 3.74 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_p = 0.002 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 3.74 + 0.002 \cong 3.74 \text{ kPa} = 0.54 \text{ Psi}$$

Lado del agua de enfriamiento:

$$f = 0.47$$

$$\Delta P_f = 27.02 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_p = 0.04 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 27.02 + 0.04 = 27.06 \text{ kPa} = 3.93 \text{ Psi}$$

Zona de retención

Como se mencionó en el capítulo 1, la pasteurización de leche se basa en la reducción de la concentración de un microorganismo patógeno con $D_{63} = 2.5 \text{ min}$ y $z = 4.3^\circ\text{C}$, por lo que:

$$F_{63} = n D_{63} = 12 \times 2.5 = 30 \text{ min}$$

Que corresponde al tiempo de retención cuando se trabaja a una temperatura de 63°C , pero para una temperatura de 75°C , utilizando la ecuación 1.5, el tiempo sería:

$$F = 30 \times 10^{\frac{63 - 75}{4.3}} = 0.05 \text{ min} = 3 \text{ segundos}$$

Los puertos de salida y entrada de los intercambiadores de placas encontrados en el mercado son de 1 in (25 mm) como lo mostró la tabla 4, por lo tanto, el tubo de retención debería tener el mismo diámetro a fin de realizar las conexiones con mayor facilidad. El área de flujo de la retención será:

$$A_t = \frac{\pi}{4} (0.0229)^2 = 3.8 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Hasta este punto se sabe que el flujo másico de producto a procesar es de 0.057 kg/s y su densidad, a la temperatura de retención, es de 1004.5 kg/m³, de esta manera se puede obtener el flujo volumétrico:

$$G_V = \frac{0.057}{1004.5} = 5.68 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

De la ecuación 1.4, la velocidad máxima es:

$$v_{max} = 2 \left(\frac{5.68 \times 10^{-5}}{3.8 \times 10^{-4}} \right) = 0.30 \text{ m/s}$$

Finalmente, de la ecuación 1.3, la longitud requerida del tubo de retención es:

$$L_R = \frac{3 \times 0.30}{0.9} = 0.97 \text{ m}$$

Se puede realizar el mismo procedimiento para $T = 72^\circ\text{C}$ en cuyo caso la longitud de la retención es:

$$L_R = \frac{14.5 \times 0.30}{0.9} = 4.82 \text{ m}$$

Con esto se abre la posibilidad de tener dos temperaturas de retención, lo que dará la oportunidad de realizar prácticas para comparar la influencia de esta variable en la destrucción térmica de los microorganismos.

Intercambiadores de Calor de Tubos Concéntricos

Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos son también muy usados en aplicaciones industriales para la pasteurización de alimentos, especialmente de aquellos de baja viscosidad. El método de diseño en intercambiadores de calor de tubos concéntricos es más sencillo que el realizado anteriormente en placas, para esto se sigue la metodología aplicada por Kern (4), con modificaciones en lo referente a las ecuaciones de cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor, pues más bien se usará los modelos presentados en el trabajo de Bejan et. al. (12) por ser expresiones más actuales, con rango de aplicación más amplio y de mayor exactitud.

Será necesario conocer también las dimensiones de los tubos que se utilizará en el diseño. Se consultó para ello con fabricantes locales de intercambiadores de tubos concéntricos y de acuerdo con el flujo que se va a manejar se determinó las características de los tubos a usar. El detalle en la tabla 7.

TABLA 7
DATOS DE LOS TUBOS

	Tubo Externo	Tubo Interno	Ánulo
D. nominal, BWG (in)	1 ½	1	-
Diámetro interno (in)	1.4	0.902	-
Diámetro externo (in)	1 ½	1	-
Área de flujo (ft ²)	-	0.64	0.75
Área de transf. Calor (ft ²)	0.2618		

La metodología junto con los cálculos correspondientes se presenta a continuación, para mayor detalle se recomienda consultar Kern (4):

Zona de Calentamiento

1. Temperaturas de entrada y salida del alimento (T_e y T_s) y del agua de calentamiento (t_e y t_s). Temperaturas media y de la pared:

$$T_m = \frac{65 + 76}{2} = 70.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_m = \frac{80 + 69}{2} = 74.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_w \cong \frac{70.5 + 74.5}{2} = 72.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. Evaluación de las propiedades físicas de las corrientes a las temperaturas media. Debido a que las propiedades físicas dependen de las temperaturas, estas resultan ser las mismas que las estimadas en la sección de intercambiadores de placas. Los resultados se muestran en la tabla 5.

3. Flujo de calor requerido y flujo de agua caliente, ecuaciones 2.8 y 2.9:

$$Q = 0.057(3.90)(76 - 65) = 2.45 \text{ kW}$$

$$m_H = \frac{2.45}{4.20(80 - 69)} = 0.053 \text{ kg/s}$$

4. Cálculo de la MLDT, en flujo contracorriente. Se aplica la regla de regla de L'Hôpital:

$$MLDT = \Delta T_2 = 80 - 76 = 4 \text{ °C}$$

5. Área de flujo y diámetro equivalente:

Tubo interior:

$$A_p = \frac{\pi}{4}(0.0229)^2 = 4.12 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Ánulo:

$$\begin{aligned} A_a &= \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)^2 = \frac{\pi}{4}(0.0356^2 - 0.0254^2) \\ &= 4.86 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Diámetro equivalente, D_e

$$D_e = \frac{D_2^2 - D_1^2}{D_1} = \frac{0.0356^2 - 0.0254^2}{0.0254} = 0.0244 \text{ m}$$

6. Velocidades de masa G , ecuaciones 2.17 y 2.18:

Tubo interior:

$$G_p = \frac{0.057}{4.12 \times 10^{-4}} = 138.31 \text{ kg/s}^2\text{m}$$

Ánulo:

$$G_p = \frac{0.053}{4.86 \times 10^{-4}} = 108.94 \text{ kg/s}^2\text{m}$$

7. Números de Reynolds y Prandtl, ecuaciones. 2.20, 2.21, 2.22 y 2.23:

Tubo interior:

$$Re = 5632.22$$

$$Pr = 3.59$$

Ánulo:

$$Re = 6930.93$$

$$Pr = 2.42$$

8. Estimación del valor del coeficiente de transferencia de calor convectivo para los dos fluidos (h_i y h_o), dependiendo del régimen de flujo y de las propiedades de cada fluido (C_p , μ , k , ρ):

Flujo laminar ($Re \leq 2300$): Ecuación de Sieder-Tate (12):

$$Nu = \frac{hD_e}{\kappa} = 1.86 \left[RePr \frac{D_e}{L_e} \right]^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad \text{Ec. 2.41}$$

Donde L_e es la longitud efectiva de cada horquilla, se ha seleccionado una de 3 m, dado el espacio disponible en el laboratorio.

Flujo en transición y turbulento (Re > 2300): Ecuación de Gnielinski (1976) (12):

$$Nu = \frac{hD_e}{\kappa} = \frac{(f'/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f'/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \text{Ec. 2.42}$$

Donde f' se determina mediante la expresión:

$$f' = \frac{1}{(1.82 \times \log Re - 1.64)^2} \quad \text{Ec. 2.43}$$

Tubo interior:

$$f' = 0.04$$

$$h_i = 0.95 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

Ánulo:

$$f' = 0.03$$

$$h_o = 0.94 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

9. Corrección del h_i para el área externa:

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o} \quad \text{Ec. 2.44}$$

$$h_{io} = 0.86 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

10. Cálculo del coeficiente global de diseño (U_c):

$$U_c = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} \quad \text{Ec. 2.45}$$

$$U_c = 0.45 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

11. Cálculo del coeficiente global real, ecuación 2.25:

$$U_D = 0.44 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

12. Ahora es necesario verificar el valor de la temperatura de pared T_w cuyo valor se asumió al inicio. Esto se hace mediante el uso de la ecuación 2.29:

$$T_w = 74.5 - \frac{0.86}{0.94}(74.5 - 70.5) = 72.6^\circ\text{C}$$

Resultado que es prácticamente igual al asumido al inicio, por lo tanto, lo valida.

13. Cálculo del área de transferencia de calor requerida A_T , ecuación 2.13:

$$A_T = 1.40\text{m}^2$$

14. Número de tubos y horquillas necesarios, N_t y n_h :

$$N_t = \frac{A_T}{A_t L} \quad \text{Ec. 2.46}$$

$$N_t = 6 \text{ tubos}$$

$$n_h = \frac{N_t}{2} \quad \text{Ec. 2.47}$$

$$n_h = 3 \text{ horquillas}$$

Donde A_t es el área de transferencia de calor por tubo y L la longitud efectiva.

15. Verificación del balance de energía, ecuación 2.34:

$$Q = 2.45 \text{ kW}$$

Evaluación de la pérdida de presión

La pérdida de presión total ΔP_T en un intercambiador de calor de tubos concéntricos se debe a las pérdidas por fricción ΔP_f y a las pérdidas por giros ΔP_g en las horquillas:

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_g \quad \text{Ec. 2.48}$$

$$\Delta P_f = 4n_h f \rho v^2 \frac{L}{D'_e} \quad \text{Ec. 2.49}$$

$$\Delta P_g = 2(2n_h - 1)\rho v^2 \quad \text{Ec. 2.50}$$

Donde $D'_e = D_2 - D_1$ y f es el factor de fricción que se determina de acuerdo al régimen de flujo:

Flujo Laminar:

$$f = \frac{16}{Re'} \quad \text{Ec. 2.51}$$

Flujo en transición y turbulento:

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{(Re')^{0.42}} \quad \text{Ec. 2.52}$$

Donde Re' se evalúa con D'_e para el caso del ánulo, en el tubo interior se usa el número de Reynolds y diámetro normales.

Tubo interior:

$$f = 0.011$$

$$\Delta P_f = 4 \times 3 \times 0.011 \times 3.9 \times 0.14^2 \frac{3}{0.0229}$$

$$= 0.33 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_g = 2(6 - 1)3.9 \times 0.14^2 = 0.20 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 0.33 + 0.20 = 0.54 \text{ kPa} \cong 0.1 \text{ Psi}$$

Ánulo:

$$D'_e = 0.0356 - 0.0254 = 0.0102 \text{ m}$$

$$f = 0.012$$

$$\Delta P_f = 4 \times 3 \times 0.012 \times 4.2 \times 0.11^2 \frac{2}{0.0102} = 0.48 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_g = 2(6 - 1)4.2 \times 0.11^2 = 0.11 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 0.48 + 0.11 = 0.60 \text{ kPa} \cong 0.1 \text{ Psi}$$

Zona de Regeneración

1. Se requiere la temperatura de la leche ya pasteurizada a la salida de la zona de regeneración T_4 . En la sección de intercambiadores de placas se determinó T_4 como sigue:

$$T_4 = 75 - (65 - 4) = 14 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperaturas media y de la pared:

$$T_{m1} = 34.5^\circ\text{C}$$

$$T_{m2} = 44.5^\circ\text{C}$$

$$T_w = 39.5^\circ\text{C}$$

2. Propiedades físicas de los dos corrientes con las ecuaciones 2.4, 2.5, 2.6 y 2.7. Los resultados se muestran en la tabla 6.

3. Flujo de calor requerido, ecuación 2.8:

$$Q = 0.057(3.88)(65 - 4) = 13.50 \text{ kW}$$

4. Estimación de la *MTLD*. Se aplica la regla de L'Hôpital:

$$MLDT = 10^\circ\text{C}$$

5. Área de flujo y diámetro equivalente:

Tubo interior: $A_p = 4.12 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Ánulo: $A_a = 4.86 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Diámetro equivalente: $D_e = 0.0244 \text{ m}$

6. Velocidades de masa G , ecuaciones 2.17 y 2.18:

Tubo interior: $G_p = 138.31 \text{ kg/s}^2\text{m}$

Ánulo: $G_a = 117.22 \text{ kg/s}^2\text{m}$

7. Números de Reynolds y Prandtl, ecuaciones. 2.20, 2.21, 2.22 y 2.23:

Tubo interior: $Re = 3265.85$

$$Pr = 6.38$$

Ánulo: $Re = 2390.26$

$$Pr = 8.02$$

8. Estimación del valor del coeficiente pelicular de transferencia de calor convectivo para los dos fluidos (h_i y h_o), dependiendo del régimen de flujo y de las propiedades de cada fluido (C_p, μ, k, ρ), ecuaciones 2.42 y 2.43:

Tubo interior:

$$f' = 0.04$$

$$h_i = 0.62 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

Ánulo:

$$f' = 0.05$$

$$h_i = 0.41 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

9. Corrección del h_i para el área externa, ecuación 2.44:

$$h_{io} = 0.56 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

10. Cálculo del coeficiente global de diseño (U_c), ecuación 2.45:

$$U_c = 0.24 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

11. Cálculo del coeficiente global real, ecuación 2.25:

$$U_D = 0.23 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

12. Se tiene que verificar la temperatura de la pared T_w , dato que se asumió al inicio, ecuación 2.29:

$$T_w = 44.5 - \frac{0.23}{0.41}(44.5 - 34.5) = 40.7^\circ\text{C}$$

Valor que es muy próximo al asumido al inicio, puede reemplazarse este nuevo valor y realizar nuevamente los cálculos, se comprobará que no habrá una variación significativa.

13. Cálculo del área de transferencia de calor requerida A_T ,
ecuación 2.13:

$$A_T = 5.79 \text{ m}^2$$

14. Número de tubos y horquillas necesarios, N_t y n_h
ecuaciones 2.46 y 2.47:

$$N_t = 25 \text{ tubos}$$

$$n_h = 13 \text{ horquillas}$$

15. Verificación del balance de energía, ecuación 2.32:

$$Q = 13.50 \text{ kW}$$

Evaluación de la pérdida de presión, ecuaciones 2.48-50:

Tubo interior:

$$\Delta P_f = 1.5 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_g = 1.36 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 1.5 + 1.36 = 2.83 \text{ kPa} = 0.41 \text{ Psi}$$

Ánulo:

$$\Delta P_f = 2.19 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_g = 0.97 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 2.19 + 0.97 = 2.83 \text{ kPa} = 0.41 \text{ Psi}$$

Zona de Enfriamiento

1. Se requiere suponer la temperatura del agua de enfriamiento t_c . Este valor ya fue determinado en la sección de intercambiadores de placas. Temperaturas medias y de la pared:

$$T_m = 9.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_m = 4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_w = 7 \text{ }^\circ\text{C}$$

2. Propiedades físicas de los dos corrientes con las ecuaciones 2.4, 2.5, 2.6 y 2.7. Los resultados se muestran en la 8.
3. Flujo de calor requerido y flujo de agua fría, ecuación 2.8 y 2.9:

$$Q = 2.43 \text{ Kw}$$

$$m_w = 0.15 \text{ kg/s}$$

4. Estimación de la $MLDT$, ecuación 2.11:

$$MLDT = 4.65 \text{ }^\circ\text{C}$$

5. Área de flujo y diámetro equivalente:

Tubo interior: $A_p = 4.12 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Ánulo: $A_a = 4.86 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Diámetro equivalente: $D_e = 0.0244 \text{ m}$

6. Velocidades de masa G , ecuaciones 2.17 y 2.18:

Tubo interior: $G_p = 138.31 \text{ kg/s}^2\text{m}$

Ánulo: $G_a = 299.11 \text{ kg/s}^2\text{m}$

7. Números de Reynolds y Prandtl, ecuaciones. 2.20, 2.21, 2.22 y 2.23:

Tubo interior: $Re = 1355.10$

$$Pr = 16.56$$

Ánulo: $Re = 4652.27$

$$Pr = 11.33$$

8. Estimación del valor del coeficiente de transferencia de calor convectivo para los dos fluidos (h_i y h_o), dependiendo del régimen de flujo y de las propiedades de cada fluido (C_p , μ , k , ρ), ecuaciones 2.42 y 2.43:

Tubo interior:

$$h_i = 0.24 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

Ánulo:

$$f' = 0.04$$

$$h_o = 1.05 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

9. Corrección del h_i para el área externa:

$$h_{io} = 0.22 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

10. Cálculo del coeficiente global de diseño (U_c), ecuación 2.45:

$$U_c = 0.18 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

11. Cálculo del coeficiente global real, ecuación 2.25:

$$U_D = 0.18 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

12. Se verifica la temperatura de la pared, ecuación 2.29:

$$T_w = 9.5 - \frac{0.18}{0.18}(9.5 - 4) = 5.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

Este valor es cercano al asumido, más igual, por lo que se éste pasa a ser el nuevo valor asumido y se vuelven a calcular todos los valores, se comprueba que estos no cambian significativamente y los valores encontrados quedan iguales.

13. Cálculo del área de transferencia de calor requerida A_T , ecuación 2.13:

$$A_T = 2.93 \text{ m}^2$$

14. Número de tubos y horquillas necesarios, N_t y n_h , ecuaciones 2.46 y 2.47:

$$N_t = 13 \text{ tubos}$$

$$n_h = 7 \text{ horquillas}$$

15. Verificación del balance de energía, ecuación 2.32:

$$Q = 2.43 \text{ kW}$$

Evaluación de la pérdida de presión, ecuaciones 2.48-50:

Tubo interior:

$$\Delta P_f = 0.73 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_g = 0.43 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 0.73 + 0.43 = 1.16 \text{ kPa} = 0.17 \text{ Psi}$$

Ánulo:

$$\Delta P_f = 18.87 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_g = 2.22 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_T = 18.87 + 2.22 = 21.08 \text{ kPa} = 3.06 \text{ Psi}$$

Zona de retención

Se sigue el mismo procedimiento que en el caso de intercambiadores de placas, por lo que los resultados serán los mismos.

Evaluación Experimental del Coeficiente Pelicular de Transferencia de Calor h

Para validar el diseño anteriormente obtenido, es necesario determinar experimentalmente si la metodología aplicada en el diseño simula a un proceso de transferencia de calor real. Como se vio, la fase fundamental de la metodología seguida radica en la determinación de los coeficientes peliculares de transferencia de calor " h ", ahora se

verificará cuán cerca de los valores reales está la estimación hecha por las ecuaciones del modelo utilizado.

Las pruebas se realizaron en el intercambiador de calor de placas del laboratorio de Operaciones Unitarias de la carrera de Ingeniería en Alimentos. Como fluido de servicio se utilizó agua caliente proveniente del tanque térmico del laboratorio y, por razones de costo, el líquido a calentarse fue agua potable. Los resultados igualmente son válidos dado que los datos experimentales que se obtuvieron de h fueron comparados con los determinados teóricamente.

Para evaluar el coeficiente pelicular de transferencia de calor experimental o real se utilizó la siguiente expresión:

$$h_R = \frac{Q}{A_T \Delta T_b} \quad \text{Ec. 2.53}$$

Donde Q se calcula con la ecuación 2.7 y ΔT_b es la diferencia entre la temperatura media del fluido T_m o t_m , según corresponda, y la temperatura de pared de la placa T_w .

El equipo, cuya instalación establece un flujo en contracorriente, posee placas corrugadas con un área de transferencia de calor de 0.03 m^2 por placa, las demás características se muestran en la tabla 8. Además se contó con un equipo de Termocuplas electrónico, que

facilitó la medición de las temperaturas de cada corriente entrando y saliendo del intercambiador.

TABLA 8
DATOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE LAS PRUEBAS

Número de placas de transferencia de calor	17
Longitud de las placas	0.50 m
Ancho efectivo de las placas	0.05 m
Espesor de las placas	0.0005 m
Arreglo establecido	9/9
Espacio entre placas	0.0017 m
Área de transferencia de calor por placas	0.03 m ²
Área total de transferencia de calor	0.51 m ²

Fuente: Manual de Prácticas de Transferencia de Calor, Ingeniería en Alimentos

Luego de hallados los valores de h teóricos y reales, es necesario establecer el porcentaje de error, para medir la exactitud del método analítico utilizado:

$$\%E = \left| \frac{h_R - h_T}{h_R} \right| \times 100 \quad \text{Ec. 2.54}$$

Se trabajó con 6 diferentes flujos, con la finalidad de obtener 6 valores distintos de h . Durante las primeras pruebas se varió el flujo del alimento (agua fría) manteniendo constante el flujo de agua caliente, luego se realizó el proceso inverso, es decir, se varió el flujo de agua caliente manteniendo la otra corriente constante. Por supuesto, fue

necesario esperar varios minutos -aproximadamente ocho- mientras se alcanzaba el estado estacionario en cada prueba, pues son estos datos los que sirven para los cálculos. A su vez, para cada flujo se realizaron ocho réplicas, con la finalidad de obtener valores promedios de las temperaturas.

Primero se efectuaron las pruebas variando el flujo del lado del fluido frío y manteniendo constante la corriente de fluido caliente. En el apéndice 11 se muestran los resultados promedios para cada prueba.

Los valores de las propiedades del agua correspondientes a la temperatura promedio de cada prueba son los reportados en el apéndice 12.

El diámetro equivalente corresponde a:

$$D_e = \frac{2(0.005)(0.00174)}{0.005 + 0.00174} = 0.00336 \text{ m}$$

Los números adimensionales se calculan de las ecuaciones 2.18, 2.19 y 2.22 como sigue:

$$Re = \frac{105.87(0.00336)}{671.36 \times 10^{-6}} = 530.30$$

$$Re = \frac{4180.81(671.36 \times 10^{-6})}{0.63} = 4.46$$

$$Nu = 0.13(530.3)^{0.732}(4.46)^{1/3}(671.36/623.9)^{0.17} = 21.39$$

Y finalmente de la ecuación 2.23 se puede calcular h_T para el lado del fluido frío:

$$h_T = Nu \frac{\kappa}{D_e} = 21.39 \frac{0.63}{0.00336} = 4.0 \text{ kW/m}^2\text{°C}$$

Para la determinación del h_R , se fijó primero la cantidad de calor transferida en cada prueba con la ecuación 2.7:

$$Q = 0.083(4.181)(51 - 26) = 8.7 \text{ kW}$$

Luego de la ecuación 2.53 se calcula el h_R :

$$h_R = \frac{8.7}{0.51(41.36 - 36.89)} = 4.08 \text{ kW/m}^2\text{°C}$$

El porcentaje de error se obtiene de la ecuación 2.54:

$$\%E = \left| \frac{4.08 - 4.0}{4.08} \right| \times 100 = 1.9\%$$

Los resultados para todas las pruebas realizadas se resumen en la tabla 9.

TABLA 9

RESULTADOS DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES 1

<i>Fluido Frío</i>							
Prueba Nº	<i>Re</i>	<i>Pr</i>	<i>Nu</i>	$\frac{h_T}{\text{kW/m}^2\text{K}}$	$\frac{Q}{\text{kJ}}$	$\frac{h_R}{\text{kW/m}^2\text{K}}$	<i>% E</i>
1	530.30	4.46	21.39	4.00	8.66	4.08	1.9
2	686.45	4.61	26.19	4.89	10.58	4.58	6.7
3	850.98	4.65	30.74	5.73	12.71	5.68	1.0
4	1004.87	4.70	34.82	6.49	14.46	6.67	2.7
5	1148.39	4.78	38.63	7.19	15.45	7.04	2.1
6	1283.66	4.85	42.09	7.82	16.29	7.93	1.4

En la figura 2.2 se puede ver el comportamiento de los coeficientes teóricos y reales.

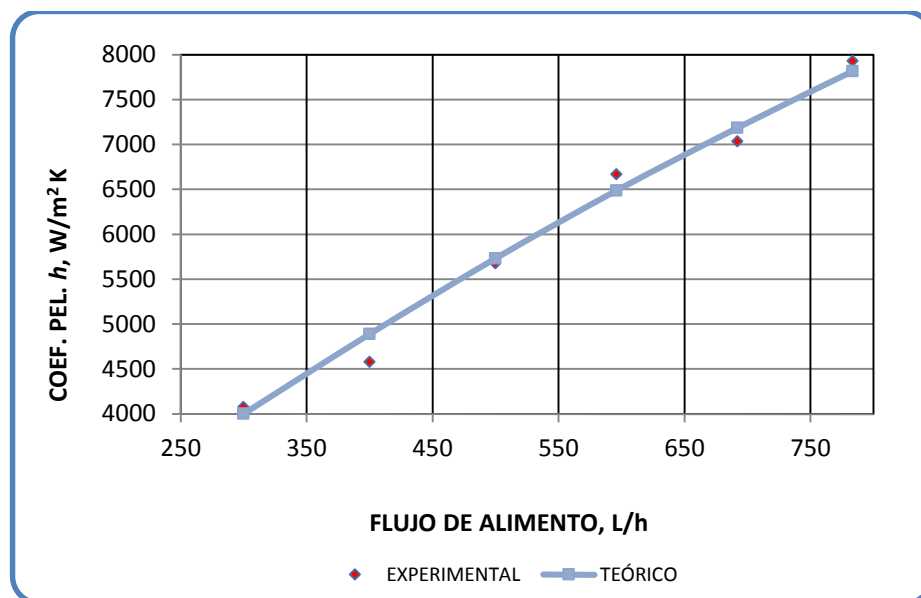


FIGURA 2.2. COMPARACIÓN DE h EXPERIMENTAL Y TEÓRICO

Luego se realizaron las pruebas manteniendo constante la corriente del fluido frío y variando a seis diferentes valores el flujo del fluido caliente. En el apéndice 13 se muestran los resultados promedio para estas pruebas.

Los valores de las propiedades del agua correspondientes a la temperatura promedio de cada prueba son los reportados en el apéndice 14.

Los números adimensionales se calculan, asimismo, de las ecuaciones 2.18, 2.19 y 2.22 como sigue:

$$Re = \frac{117.75(0.00336)}{573.25 \times 10^{-6}} = 779.40$$

$$Pr = \frac{4184.28(573.25 \times 10^{-6})}{0.64} = 3.75$$

$$Nu = 0.13(779.40)^{0.732}(3.75)^{1/3}(573.25/606.49)^{0.17} = 26.17$$

De la ecuación 2.23 se puede calcular h teórico para el lado del fluido caliente:

$$h_T = 26.17 \frac{0.64}{0.00336} = 4.413 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

Para la determinación del h_R , se determinó primero la cantidad de calor transferida en cada prueba con la ecuación 2.7:

$$Q = 0.09(4.184)(57 - 38.22) = 7.2 \text{ kW}$$

Luego de la ecuación 2.53 se calculó el h_R :

$$h_R = \frac{7.2}{0.51(47.61 - 44.31)} = 4.297 \text{ kW/m}^2\text{°C}$$

El porcentaje de error se obtiene de la ecuación 2.54:

$$\%E = \left| \frac{4.297 - 4.413}{4.297} \right| \times 100 = 2.7\%$$

Los resultados para todas las pruebas realizadas se resumen en la tabla 10.

TABLA 10
RESULTADOS DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES 2

<i>Fluido Caliente</i>							
Prueba Nº	Re	Pr	Nu	$\frac{h_T}{kW/m^2K}$	$\frac{Q}{kJ}$	$\frac{h_R}{kW/m^2K}$	% E
1	779.40	3.75	26.17	4.41	7.24	4.30	2.70%
2	812.63	3.77	27.03	4.56	7.87	4.55	0.11%
3	840.68	3.82	27.79	4.68	8.79	4.53	3.26%
4	872.09	3.85	28.62	4.81	9.53	4.93	2.41%
5	906.46	3.86	29.47	5.00	10.08	5.13	3.43%
6	977.36	3.87	31.13	5.23	11.07	5.02	4.15%

En la figura 2.3 se puede ver el comportamiento de los coeficientes teóricos y reales para estas pruebas.

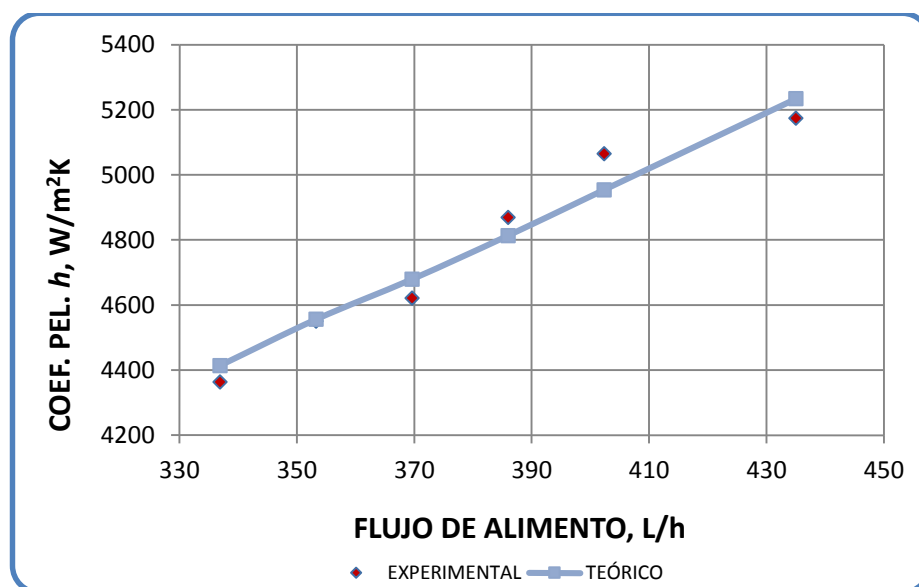


FIGURA 2.3. COMPARACIÓN DE h EXPERIMENTAL Y TEÓRICO

2.3. Diseño de las líneas de agua de calentamiento y de enfriamiento

Agua de calentamiento

Para completar el sistema de pasteurización HTST se necesitan tanto agua de calefacción como de enfriamiento. Para generar el agua de calefacción, se cuenta con un intercambiador de calor cuyas características físicas se mencionan en la tabla 12. Se utilizará vapor vivo proveniente de la caldera para el intercambio de calor con agua fría. A continuación se calcula el número de placas necesarias para la operación con la finalidad de conocer si el equipo servirá o no.

Para ello se sigue el método de Welti-Chanes et. al. (8) como se explicó antes. La variante, en este caso, lo constituye el uso de vapor, que amerita la utilización de una nueva ecuación para el cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor para la condensación de vapor h_v . Cabe mencionar aquí, que será necesario el uso de una válvula reguladora de presión para bajar la presión del vapor vivo desde la presión que genera la caldera hasta los 2 PSIG, con que se planea trabajar.

$$h_v = 0.725 \left[\frac{g \lambda_v D_e^3 \rho_l^2}{\mu_l \kappa_l (T_v - T_w)} \right]^{1/4} \left(\frac{\kappa_l}{D_e} \right) \quad (\text{Ec. 2.55})$$

Donde:

g = gravedad (m/s^2)

λ_v = calor latente de vaporización a la presión de trabajo (J/kg)

D_e = diámetro equivalente (m)

ρ_l = densidad del condensado (kg/m^3)

μ_l = viscosidad del condensado (Pa-s)

κ_l = conductividad térmica del condensado (W/m K)

T_v y T_w = temperaturas de saturación del vapor y la de la pared ($^{\circ}C$).

A la presión de trabajo, la temperatura de saturación es de $103^{\circ}C$ aproximadamente, se asume que el vapor saturado se condensa saliendo del intercambiador como condensado sin sub-enfriamiento, por lo tanto sale a la misma temperatura. El agua entra al equipo a $25^{\circ}C$, que corresponde a la temperatura ambiente promedio, teniendo que salir del mismo a $81^{\circ}C$, un grado más de la que se necesita en la zona de calentamiento para compensar las pérdidas de calor.

Los datos requeridos para los cálculos se muestran en la tabla 11. Las propiedades físicas del agua de calentamiento se estimaron a partir de Choi y Okos (7) como ya se ha descrito en la sección anterior. Para el vapor, se utilizó los datos reportados en Van-Wylen et. al. (16).

TABLA 11
PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS PARA EL
INTERCAMBIADOR DE PLACAS EXISTENTE

Propiedad	Agua	Vapor cond.	Unidades
C_p	4176	-	J/kg K
$\mu, \mu_l \times 10^5$	157	28.3	Pa-s
$\mu_w \times 10^5 (a T_w)$	147	-	Pa-s
κ, κ_l	0.58	0.68	W/m ² K
ρ, ρ_l	997.2	957.6	kg/m ³

Seguida la metodología indicada para el diseño de intercambiadores de placas, se obtuvieron los resultados que se muestran en la tabla 12.

TABLA 12
CÁLCULOS DE DISEÑO PARA EL INTERCAMBIADOR
DE PLACAS EXISTENTE

	Cantidad	Unidades
Q	12.86	kW
$MLDT$	44.25	°C
h_w	5.88	kW/m ² K
h_v	11.54	kW/m ² K
U_c	3.50	kW/m ² K
U_D	3.07	kW/m ² K
A_T	0.09	m ²
N_p	7	placas

Tal como se aprecia en la tabla 12, el intercambiador de placas que actualmente posee el Laboratorio de Operaciones Unitarias cumpliría

con las condiciones requeridas para la generación de agua de calentamiento, pues solo son necesarias 7 placas de las 17 que posee para la tarea.

Agua de enfriamiento

El agua de enfriamiento que será usada en la zona de enfriamiento será generada mediante la utilización de un Chiller. Al igual que el agua de calentamiento, la temperatura inicial de agua será la ambiente al momento de arrancar el funcionamiento del equipo, es decir 25°C. La temperatura de salida ya está fijada en 2°C, menos uno para compensar la ganancia de calor, es decir 1°C. Al ser una temperatura cercana a la congelación del agua, será necesario el uso de un depresor del punto de congelación, usaremos entonces una solución de sal muera en la concentración del 10%, suficiente para bajar el punto de congelación del agua. Las propiedades físicas son muy similares al agua por ello se usa el C_p del mismo para el cálculo de la potencia que debe tener el equipo, a continuación lo referido:

$$P = 0.146 \times 4.18 \times (25 - 1) = 14.58 \text{ kW}$$

Generalmente, estos equipos se compran en base a las “Toneladas de refrigeración” que se calcula de la siguiente manera:

$$P = 14.58/3,5168 \cong 4 \text{ ton.ref.}$$

2.4. Servicios auxiliares

Dentro de estos tenemos aquellos accesorios aparte de los intercambiadores que se necesitan para el sistema funcione. Para ello se realizó un esquema de la línea completa para establecer la cantidad de accesorios, véase la figura 2.4. En la tabla 13 se muestran los equipos y accesorios adicionales.

TABLA 13

EQUIPOS Y ACCESORIOS ADICIONALES PARA LA IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA COMPLETO

	Cantidad	Capacidad
Chiller	1	5 ton. ref.
Bomba centrífuga sanitaria	1	0.5 HP
Sistema de control de temperatura	1	-
Válvula de desviación, tres vías, sanitaria	1	-
Válvula de reducción de presión para vapor	1	-
Bombas	2	0.5 HP
Termocuplas	1	-
Codos 90°, acero inoxidable, tipo clamp	22	-
Ferrules, acero inoxidable	37	-
Válvula mariposa, sanitaria	5	1 in
Te, acero inoxidable, tipo clamp	8	1 in
Empaques teflón sanitario	68	1 in
Clamps, acero inoxidable	68	1 in
Tubo, acero inoxidable	2	1 in
Tanque acero inoxidable	2	-

El sistema de control de temperatura, es un sistema de control automático, que sirve para desviar el flujo al tanque de materia prima

cuando la leche o producto a pasteurizarse no ha alcanzado la temperatura de retención, dejándola pasar únicamente cuando se alcance esta. Es equipo funciona junto con la válvula de tres vías que es la que ejecuta la acción. De esta manera se asegura que en todo momento el alimento que llega al tanque esté debidamente pasteurizado.

2.5. Ubicación de la línea HTST en el laboratorio de Operaciones Unitarias

Esta sección corresponde básicamente a la distribución de los equipos dentro del laboratorio de Operaciones Unitarias, de tal manera que se tenga una idea clara de su disposición cuando se implemente.

Para ello se realizó un diagrama con la vista de planta de la instalación, buscando la mejor configuración en el orden de optimizar espacio, el diagrama se muestra en la figura 2.4, el cual fue elaborado para intercambiadores de placas. Como se ve en el mencionado gráfico, constan la línea completa de vapor con todos sus componentes, la línea de agua potable, la línea de pasteurización HTST además del evaporador existente.

La línea HTST consta de los tres intercambiadores de placas, los tanques de almacenamiento de producto y materia prima, el chiller o enfriador de agua, las bombas y el intercambiador de placas que genera el agua caliente para el sistema; cabe recalcar que este último usará vapor como medio de calefacción, por ello es necesario una derivación de la línea de vapor principal, como puede verse. El producto a pasteurizar pasa desde el tanque de almacenamiento de materia prima, impulsado por la bomba centrífuga, a la zona de regeneración donde se precalienta para luego pasar a la de calentamiento alcanzando la temperatura de pasteurización. Se mantiene a esta temperatura en el tubo de retención finalmente ingresando a la zona de enfriamiento donde se reduce su temperatura para pasar al tanque de almacenamiento de producto pasteurizado.

La función de la válvula de tres vías es la de desviar el flujo hacia el tanque de materia prima cuando no se ha alcanzado la temperatura de retención, que generalmente sucede al inicio de la operación del equipo pues se requiere de un tiempo mínimo para llegar al estado estacionario.

**FIGURA 2.4. VISTA DE PLANTA DEL LABORATORIO DE OPERACIONES UNITARIAS CON LA
INSTALACIÓN DEL PASTEURIZADOR DE PLACAS**

Esta válvula es regulada por un sistema de control automático, que registra la temperatura de retención, y solo cuando se alcance la temperatura del set-point, el sistema de control permite que el fluido adecuadamente pasteurizado pase al tanque de almacenamiento, e otra manera, si la temperatura registrada es menor a la necesaria, el sistema hace que se desvíe el flujo enviando el producto nuevamente al tanque de materia prima para su reproceso.

2.6. Estimación del costo del proyecto y selección de equipos

Estimación del costo

Para realizar una estimación del costo aproximado del proyecto, se consultó a los principales distribuidores locales. Para el caso de los intercambiadores de placas en la tabla 14 se muestran los costos proporcionados por IVAN BOHMAN C. A. representante nacional de la marca ALFA-LAVAL. Estos equipos no son de construcción nacional y por lo tanto es necesario importarlos.

TABLA 14
ESTIMACIÓN DEL COSTO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

Descripción de intercambiador	Nº de placas	Cantidad	Valor unitario US \$	Total US \$
Regeneración: Modelo T2B-FG, Área = 0.62 m ²	33	1	3131	3131
Calentamiento: Modelo T2B-FG, Área = 0.18 m ²	11	1	2281	2281
Enfriamiento: Modelo T2B-FG, Área = 0.3 m ²	17	1	2504.8	2504.8
Subtotal				7916.8
IVA 12%				950.02
Nacionalización y envío (10%)				791.68
TOTAL				9658.50

Fuente: IVAN BOHMAN C. A., ALFA-LAVAL

Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos se los puede conseguir localmente, los costos de estos equipos proporcionados por un fabricante de los mismos de muestran en la tabla 15.

TABLA 15
ESTIMACIÓN DEL COSTO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS

Descripción de intercambiador	Nº de horqll.	Cantidad	Valor unitario US \$	Total US \$
Regeneración: Long. efectiva = 3 m Área = 6.23 m ² Acero inoxidable 316	13	1	3629.50	3629.50
Calentamiento: Long. efectiva = 3 m Área = 1.44 m ² Acero inoxidable 316	3	1	940.84	940.84
Enfriamiento: Long. efectiva = 3 m Área = 3.35 m ² Acero inoxidable 316	7	1	4028.67	4028.67
Subtotal				8599.01
IVA 12%				793.75
TOTAL				9392.76

Fuente: GRUPO PROVI C. A.

La cotización de los demás equipos y accesorios se muestran en la tabla 16.

TABLA 16
ESTIMACIÓN DEL COSTO DE EQUIPOS Y ACCESORIOS
ADICIONALES

Descripción	Cantidad	Valor Unitario US \$	Total US \$
Chiller ¹	1	1545.60	1545.60
Bomba centrífuga sanitaria ²	1	750	750
Sistema de control de temperatura ²	1	2000	2000
Válvula de desviación, tres vías, sanitaria ²	1	250	250
Válvula de reducción de presión para vapor ³	1	300	300
Bombas ³	2	100	200
Termocuplas ²	1	350	350
Codos 90°, acero inoxidable, tipo clamp ³	22	18.98	417.56
Ferrules, acero inoxidable ³	37	3.8	140.6
Válvula mariposa, sanitaria ³	5	75	375
Te, acero inoxidable, tipo clamp ³	8	15.13	121.04
Empaques teflón sanitario ³	68	1.87	127.16
Clamps, acero inoxidable ³	68	7.5	510
Tubo, acero inoxidable ³	2	78.05	156.1
Tanque acero inoxidable ²	2	1000	2000
Subtotal			8943.06
IVA 12%			1073.17
TOTAL			10016.23

Fuente: ¹AGROINDUSTRIAS, ²REFRASER S. A., ³GRUPO PROVI C. A.

Hasta ahora se han expuesto los costos referente a los equipos, pero la labor de implementación, también tiene su costo adicional, de acuerdo con Vaca (17), en un proyecto de esta índole el costo de Ingeniería e Implementación del mismo debe estimarse en un 8% de la inversión total.

En la tabla 17 se resumen los costos obtenidos anteriormente y se agrega el costo correspondiente a la Ingeniería e Implementación, mostrando allí el costo final del proyecto con las dos propuestas mencionadas anteriormente.

TABLA 17
RESUMEN DE LA ESTIMACIÓN DEL COSTO
TOTAL DEL PROYECTO

	Costo total US \$	Costo total US \$
Intercambiadores de Placas	9658.50	-
Intercambiadores Tubos Concéntricos	-	9392.76
Otros equipos y accesorios	10016.23	10016.23
Ingeniería e implementación (8%)	1573.98	1552.72
<i>TOTAL</i>	21248.70	20961.71

Los datos mostrados en las tablas 13 a la 17 tratan de ser lo más cercanos a la exactitud deseada, sin embargo no dejan de ser estimaciones que pueden cambiar al momento de la implementación del proyecto, pues, en el caso de los costos, están sujetos a variaciones de precios de equipos y accesorios en el mercado, dado el periodo relativamente corto de tiempo en las proformas obtenidas tienen validez.

Selección de equipos

Hasta ahora es evidente que con ambas opciones presentadas en 2.3 se va a obtener los mismos resultados en cuanto a inocuidad del alimento a pasteurizar, pero es necesario determinar cuál de los dos sistemas conviene a la facultad para su implementación. Aquí se presenta una herramienta más que será de gran influencia a la hora de seleccionar el sistema adecuado, se denomina punto de equilibrio. Ahora es necesario crear una función lineal que represente el costo de producción de cada alternativa.

$$CT = CF + XCV \quad \text{Ec. 2.56}$$

Donde:

CT = Costo total de producción (\$)

CF = Costo fijos (\$)

CV = Costo variable (\$)

X = Producción (L/batch)

Los costos fijos en la producción lo representan el costo de los equipos, el resumen se detalló en la tabla 25.

Por otro lado los costos variables están representados básicamente dos rubros:

- Consumo de combustible en la caldera, en este caso diesel.

- Consumo de energía eléctrica, principalmente consumida por las bombas y chiller.

Pero como se vio en la sección 2.3, el consumo en energía eléctrica será mínimo ya que el sistema necesita poca energía para mover los fluidos. Por lo que el gasto en diesel sería el más representativo y solo ese costo se tomará en cuenta en los cálculos.

Además se consideran los siguientes costos importantes:

- Mantenimiento. Se considera un 2% anual del valor inicial de los equipos (17).
- Depreciación: Se considera un valor de salvamento del 10% de valor inicial de los equipos y el resto depreciado a 5 años.

Hay que suponer una eficiencia del caldero que posee la carrera, estimaremos un valor bastante aceptable de 85%, este valor no solo representa la eficiencia de la caldera, sino que también compensa las pérdidas en la red de distribución de vapor. Asimismo la potencia calorífica del combustible se calcula en un valor de 146043.7 kJ/gal.

Las consideraciones aquí realizadas son válidas ya que como se verá al final de esta sección son aplicadas a las dos opciones de equipos con la finalidad de establecer los costos de producción de cada una. Primero, tenemos que estimar la producción anual que la

línea de pasteurización procesaría. Es necesario aclarar que la línea no solo serviría para práctica de los estudiantes, sino que eventualmente podrían hacerse pequeñas corridas de producción para pasteurizar leche o zumos de frutas a escala piloto. Para este punto en especial consideraremos que se trata de una línea de producción y, por lo tanto, debemos calcular la producción anual de esta línea.

Al inicio de este capítulo se mencionó que el diseño considera procesar unos 200 litros de producto por hora, así que asumamos que un batch de producción corresponde a un lote de 1 m³ de leche, así en un día de trabajo de 10 horas se podrían realizar dos batches. Así, en un año podría procesarse 2x5x48=480 batches. Con este dato se puede estimar el costo fijo por batch a producir.

Valor inicial	\$ 21248.70
[-] Salvamento (10%)	- 2124.9
	19123.83
[÷] 5 años	3824.77
[+] Mantenimiento (2%)	+ 849.95
Total anual	\$ 4674.71

$$4674.71 \frac{\$}{\text{año}} \times \frac{\text{año}}{480 \text{ batches}} = 9.74 \frac{\$}{\text{batch}}$$

Este es el valor del costo fijo de la función. Para el costo variable, que corresponde al combustible requerido, se hace necesario el uso de la siguiente ecuación:

$$m_D = \frac{m_v \lambda_v}{0.85(PCI)} \quad \text{Ec. 2.57}$$

Donde:

m_D = cantidad de combustible, diesel, necesario [gal/batch]

m_v = cantidad de vapor necesaria, [kg/batch]

PCI = potencia calorífica inferior del combustible diesel (kJ/gal)

De la sección 2.3 se obtiene que para un batch de producción la cantidad necesaria de vapor:

$$m_v = 0.00578 \frac{kg}{s} \times \frac{3600s}{h} \times \frac{5 h}{batch} = 104.1 kg/batch$$

Reemplazando valores en la ecuación 2.56:

$$m_D = \frac{104.1 \times 2243.7}{0.85(146043.7)} \cong 1.88 gal/batch$$

El precio actual del diesel en el mercado es de US\$ 1.05/gal., por lo tanto:

$$1.88 \frac{gal}{batch} \times 1.05 \frac{\$}{gal} \times \frac{1 batch}{1000 L leche} = 0.00198 \frac{\$}{L leche}$$

La función del costo para el caso del sistema en intercambiadores de calor de placas sería:

$$CT = 9.74 + 0.00198X \quad \text{Ec. 2.58}$$

Si reemplazamos el nivel de producción a realizarse en litros/batch, obtendremos una línea recta con intercepto 9.64 y pendiente 0.00198.

Ahora sigamos el mismo procedimiento para hallar la función del costo para el caso de los intercambiadores de calor de tubos concéntricos.

Valor inicial	\$ 20961.71
[-] Salvamento (10%)	- 2096.17
	18865.54
[÷] 5 años	3773.11
[+] Mantenimiento (2%)	+838.47
Total anual	\$ 4611.58

Por lo que el valor del costo fijo es:

$$4611.58 \frac{\$}{\text{año}} \times \frac{\text{año}}{480 \text{ batches}} = 9.61 \frac{\$}{\text{batch}}$$

El costo variable:

$$m_v = 0.0083 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \frac{3600\text{s}}{\text{h}} \times \frac{5 \text{ h}}{\text{batch}} = 148.67 \text{ kg/batch}$$

De la ecuación 2.56:

$$m_D = \frac{148.67 \times 2243.7}{0.85(146043.7)} = 2.69 \text{ gal/batch}$$

Finalmente:

$$2.69 \frac{\text{gal}}{\text{batch}} \times 1.05 \frac{\$}{\text{gal}} \times \frac{1 \text{ batch}}{1000 \text{ L leche}} \cong 0.00282 \frac{\$}{\text{L leche}}$$

La función del costo para el caso del sistema en intercambiadores de calor de tubos concéntricos sería:

$$CT = 9.61 + 0.00282X \quad \text{Ec. 2.59}$$

En la figura 2.4 se aprecia la gráfica de las dos funciones del costo total, ecuaciones 2.58 y 2.59.

Como se ve en el gráfico de la figura 2.4, el punto de equilibrio es de aproximadamente 1265 L/h. Esto significa que si se trabaja a este nivel de producción, ambos sistemas daría en mismo costo total de producción. Pero a partir de aquella en adelante, el sistema con intercambiadores de placas daría el menor costo. Al inicio de este análisis se estimó una producción diaria de 2000 L/día, por lo tanto, la opción más económica sería la de intercambiadores de placas.

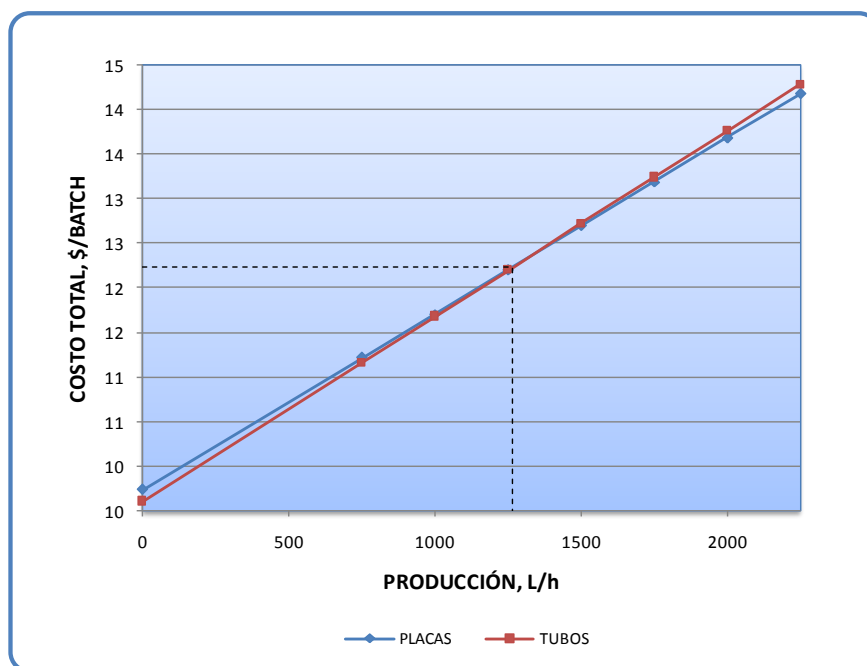


FIGURA 2.5. PUNTO DE EQUILIBRIO PARA LA SELECCIÓN DE EQUIPOS

Análisis de resultado

Finalizada esta etapa del diseño de los equipos que conforman el sistema de pasteurización HTST, es necesario establecer comparaciones entre las dos opciones, intercambiadores de calor de placas y tubos concéntricos, para ello se resumen los resultados obtenidos en las tablas 26 y 27.

TABLA 18
RESUMEN DEL DISEÑO CON
INTERCAMBIADORES DE PLACAS

Sección	Intercambiador de Placas				
	Área de tranf. Calor m ²		Nº de placas		U_D kW/m ² K
	Efectiva	Total	Efectiva	Total	
Calentamiento	0.21	0.22	11	13	2.74
Regeneración	0.59	0.62	31	33	2.30
Enfriamiento	0.28	0.30	15	17	1.86
TOTAL		1.14		63	

TABLA 19
RESUMEN DEL DISEÑO CON
INTERCAMBIADORES DE TUBOS CONCÉNTRICOS

Sección	Intercambiador de Tubos Concéntricos				
	Área de tranf. Calor m ²		Nº Horquillas	Nº Tubos	U_D kW/m ² K
	Efectiva	Real			
Calentamiento	1.40	1.44	3	6	0.44
Regeneración	5.79	5.99	14	26	0.23
Enfriamiento	2.90	3.11	7	14	0.18
TOTAL		10.54		46	

El primer resultado de importancia es el área de transferencia de calor necesaria, que para el caso del sistema diseñado en intercambiadores de calor de placas, resulta ser casi 10 veces menor que la otra opción, lo cual reduce el tamaño del equipo ocupando menos espacio en la instalación del laboratorio. Este resultado se esperaba dado que los coeficientes de transferencia de calor para placas son muy superiores que en el caso de tubos, como se constata en las tablas anteriores. En

un primer acercamiento a la elección del sistema más adecuado, se puede estimar que el de intercambiadores de calor de placas es el mejor por el tamaño reducido que ocuparía, pues el área de instalación en el laboratorio, como se sabe, es pequeña.

Por otro lado, de la evaluación de las pérdidas de presión, que se resumen en la tabla 28, se determina que en ningún caso excederá los 10 PSI que es una de las restricciones establecidas en el proceso de diseño, por lo que eventualmente podría utilizarse una sola bomba para el transporte del alimento por todo el sistema en ambas opciones, intercambiadores de placas y tubos, además de aquellas para el transporte de los fluidos de servicio.

TABLA 20

**PÉRDIDAS DE PRESIÓN ESTIMADAS PARA
LOS INTERCAMBIADORES**

Sección	Pérdidas de Presión (PSI)					
	Placas			Tubos concéntricos		
	Alimento		Agua	Agua		Alimento
Calentamiento	0.25		0.23	0.08		0.1
Regeneración	1.44	1.31	-	-	0.41	0.35
Enfriamiento	0.55		3.94	3.06		0.17
TOTAL	3.55					1.03

De la evaluación experimental de los coeficientes peliculares se nota que los modelos utilizados para determinarlos son bastante aceptables, pues la máxima desviación que se obtuvo fue de 6,7%, que para cálculos de

ingeniería es un valor admisible validando los resultados obtenidos en el diseño, pues el punto neurálgico en el proceso es la determinación de los coeficientes peliculares de transferencia de calor. Además, como se aprecia en la figuras 2.2 y 2.3, la variación de los coeficientes, según el modelo, es proporcional al incremento en el flujo, debido a la proporcionalidad de estos con el número de Reynolds. Los puntos rojos, que representan los datos experimentales, están bastante cerca de la línea celeste que representa a los coeficientes predichos por las ecuaciones, lo cual confirma la validez del modelo utilizado en el diseño de la línea de pasteurización para el caso de intercambiadores de placas.

Finalmente de la herramienta de punto de equilibrio aplicada para la selección de equipos se rescata que ambas opciones tienen costos de producción muy cercanos, dada la cercanía de las rectas de la figura 2.4, sin embargo, para una producción menor que el punto de equilibrio (1265 L/batch), la opción más económica resulta la de intercambiadores de calor de tubos concéntricos, pero para una mayor, como la estimada de 2000 L/batch, la opción más económica resulta la de intercambiadores de calor de placas. Si se considera el espacio disponible y el costo operacional del sistema de pasteurización HTST, la mejor opción sin duda alguna que es el diseño en intercambiadores de calor de placas.

CAPITULO 3

3. DESARROLLO DEL MANUAL DE PRÁCTICAS

3.1. Guías de prácticas para: Balance de Energía, Transferencia de Calor y Preservación por Calor

A continuación se describirán tres prácticas que se podrían realizar en el equipo de pasteurización. Son prácticas introductorias para el estudio de Balance de Energía, Transferencia de Calor y Preservación por Calor. Sin embargo puede haber muchas otras aplicaciones que se pueden adaptar una vez realizada la implementación del proyecto.

Práctica 1: Balance de Energía

Materia: Balance de Materia y Energía

Laboratorio: Operaciones Unitarias (IAL)

Nombre de la Práctica: Evaluación de carga de calor transferida desde un fluido a otro en un Intercambiador de calor.

Objetivo

Evaluación experimental de la cantidad de calor que se transfiere de un fluido a otro en un intercambiador de calor.

Materiales

- Equipo de pasteurización

Fundamento teórico

De la primera ley de la termodinámica se determina que la cantidad de energía (calor) que pierde un sistema tiene ser transferido a otro, con la consecuente disminución de temperatura del primero y aumento del otro. Cuando las sustancias que intercambian calor no cambian de fase, y no hay la presencia de trabajo en el sistema, la primera ley de la termodinámica se reduce a un cambio de entalpía, que puede ser evaluada fácilmente conociendo el cambio de temperaturas (ΔT) y el calor específico (C_p) de las mismas mediante la expresión:

$$|mC_p\Delta T|_1 = |mC_p\Delta T|_2 \quad \text{Ec. 3.1}$$

Procedimiento experimental

- Llenar el tanque de materia prima con la muestra de 200 litros, por razones de economía se trabajará con agua potable la cual debe estar a temperatura ambiente 25°C.
- Dejar pasar vapor para la generación de agua caliente y encender el chiller.
- Especificar la temperatura de pasteurización en el panel del controlador automático, 75°C.
- Hacer circular los fluidos a través del sistema de pasteurización excepto el producto a pasteurizar (agua).
- Se abre la válvula de paso de la muestra y se fija un flujo específico con la ayuda del medidor de flujo.
- Una vez que se haya alcanzado la temperatura de pasteurización, la válvula de tres vías dejará pasar el producto pasteurizado, en este instante se habrá alcanzado el estado estable.
- Se toman las lecturas de las temperaturas.
- Se llena la siguiente tabla de datos.

TABLA 21
TABLA PARA DATOS EXPERIMENTALES DE LA PRÁCTICA
1

ZONA	Temperatura °C			
	Producto		Fluido de Servicio	
	T_e	T_s	T_e	T_s
Regeneración				
Calentamiento				
Enfriamiento				
FLUJO L/h				
Agua de Calentamiento				
Agua de Enfriamiento				

- Se deben realizar los cálculos de balance de energía mediante la ecuación 2.8.
- Discutir acerca de los resultados de obtenidos.

Los cálculos de ésta práctica pueden ser asistidos de manera automática ingresando los datos obtenidos en un programa desarrollado para este efecto en Excel, se dará más detalle en la sección 3.2.

Práctica 2: Transferencia de calor

Materia: Operaciones Unitarias II

Laboratorio: Operaciones Unitarias (IAL)

Nombre de la Práctica: Evaluación del Coeficiente de incrustación R_d en intercambiadores de placas.

Objetivo

Evaluación experimental del coeficiente de incrustación R_d y de las variables de transferencia de calor en intercambiadores de calor de placas.

Materiales

- Equipo de pasteurización

Fundamento teórico

Cuando un intercambiador de calor es puesto en funcionamiento las superficies para la transferencia de calor están presumiblemente limpias. Con el tiempo, en el proceso industrial donde es usado, el equipo sufre un decaimiento en su capacidad para transferir calor, esto se debe a la acumulación y depósito de sustancias que actúan como aislantes térmicos sobre la superficie de transferencia. Por ello la eficiencia de estos equipos se ve disminuida con el tiempo de uso.

Procedimiento experimental

- Llenar el tanque de materia prima con la muestra de 200 litros, por razones de economía se trabajará con agua potable la cual debe estar a temperatura ambiente 25°C.
- Dejar pasar vapor para la generación de agua caliente y encender el chiller.
- Especificar la temperatura de pasteurización en el panel del controlador automático, 75°C.
- Hacer circular los fluidos a través del sistema de pasteurización excepto el producto a pasteurizar (agua).
- Se abre la válvula de paso de la muestra y se fija un flujo específico con la ayuda del medidor de flujo.
- Una vez que se haya alcanzado la temperatura de pasteurización, la válvula de tres vías dejará pasar el producto pasteurizado, en este momento se habrá alcanzado el estado estable.
- En este momento se toman las lecturas de las temperaturas.
- Este procedimiento se repite dos veces más, pero aumentando el caudal del producto a pasteurizar.
- Se llena la tabla 22 para los diferentes caudales.

- Se deben realizar los cálculos generales de transferencia de calor y pérdida de presión como se detalló en la sección 2.2. Para el cálculo de R_d se utiliza la siguiente expresión:

$$R_d = \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_C} - \frac{S_p}{\kappa_{ac}} \quad \text{Ec. 3.2}$$

TABLA 22

TABLA PARA DATOS EXPERIMENTALES DE LA PRÁCTICA 2

ZONA	G* L/h	Temperatura °C			
		Producto		Fluido de Servicio	
		Te	Ts	Te	Ts
Regeneración	100				
	150				
	200				
Calentamiento	100				
	150				
	200				
Enfriamiento	100				
	150				
	200				
FLUJOS L/h					
Agua de Calentamiento					
Agua de Enfriamiento					

*Flujo o caudal.

- Discutir acerca de los resultados de R_d obtenidos para diferentes caudales.

Los cálculos de ésta práctica pueden ser asistidos de manera automática ingresando los datos obtenidos en un programa desarrollado para este efecto en Excel, se dará más detalle en la sección 3.2.

Práctica 3: Preservación por calor

Materia: Ingeniería de Procesos II

Laboratorio: Operaciones Unitarias (IAL)

Nombre de la Práctica: Determinación de la curva de supervivencia para la flora bacteriana de la leche.

Objetivo

Determinación práctica del parámetro “D” para conocer la relación que existe entre el tiempo de pasteurización y el número de microorganismos presentes en el líquido a tratar

Materiales

- Equipo de Pasteurización
- Equipo para realizar análisis microbiológicos

Fundamento teórico

Los primeros estudios de la destrucción de microorganismos por el calor se deben a Bigelow (1921) y a Ball (1923), que

desarrollaron la teoría de la evaluación del proceso térmico con respecto a la muerte o inactivación de los microorganismos. Más tarde, Gillespy (1946), Jakobsen (1954) y Stumbo (1973) determinaron que la destrucción térmica de microorganismos se puede explicar de acuerdo con un proceso estadístico (1).

Los experimentos de estos investigadores llevaron a la determinación de un parámetro muy importante en los tratamientos térmicos de alimentos, este se denomina “*tiempo de reducción decimal*” y se representa mediante la letra “D”. El parámetro D caracteriza la termoresistencia de una especie de microorganismo definida a una determinada temperatura y su significado práctico es el siguiente (1):

- Cuando se mantiene una suspensión de una especie microbiana determinada a una temperatura constante durante un tiempo D minutos, se destruye el 90% de la población inicial; si se alarga el tratamiento durante otros D minutos, se destruirá el 90% de la población residual y así sucesivamente.
- Conociendo el valor del parámetro D de un microorganismo a una temperatura definida y el número de reducciones decimales deseadas, se podrá determinar

cual será la duración del tratamiento aplicar a esa temperatura.

Si se calienta a una temperatura determinada y constante (T) durante tiempos variables (θ) un medio que posea un cultivo de una especie microbiana, cuyo número inicial de gérmenes vivos es N_0 , se obtiene una curva que representa el número de gérmenes supervivientes N en función del tiempo que se denomina "*Curva de Supervivencia Microbiana*". Trazadas en un plano semilogarítmico, esta curva de supervivencia se convierte en una recta, como se aprecia en la figura 3.1, cuya ecuación general es:

$$\log N = \log N_0 - \frac{\theta}{D} \quad \text{Ec. 3.3}$$

Donde:

N = número de microorganismos supervivientes luego de θ minutos de calentamiento.

N_0 = número de microorganismos iniciales

θ = tiempo de calentamiento.

D = tiempo de reducción decimal

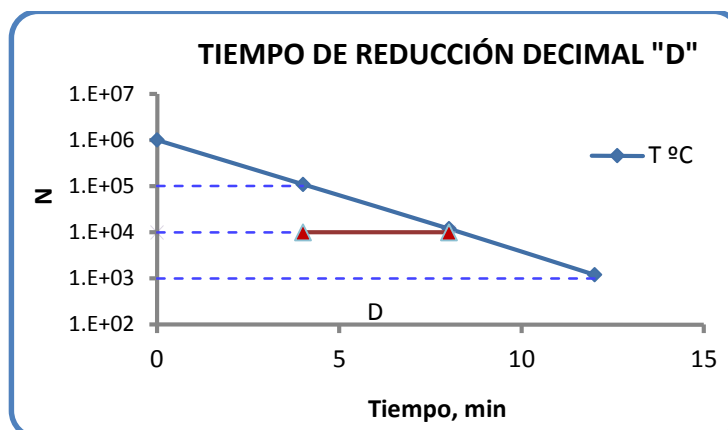


FIGURA 3.1. DETERMINACIÓN GRÁFICA DEL TIEMPO DE REDUCCIÓN DECIMAL "D"

El valor D representa la pendiente de la curva de supervivencia de la figura 3.1.

Procedimiento experimental

- En primer lugar se toma la muestra de leche de los 30 L que se requieren para la práctica y se procede a la realización del recuento de microorganismos presentes en la muestra, N_0 , la cual debe estar fría a 4°C. Se siguen los protocolos estándares para determinar unidades formadoras de colonias "ufc" publicados por la AOAC (www3, 2008).
- Se enciende el sistema de pasteurización y se espera hasta que se genere el agua caliente a la temperatura de pasteurización (75°C).

- En este momento, se abre la válvula de paso de la leche y se pone en marcha la bomba que se encarga de fijar un caudal de leche.
- Una vez que la leche alcance la temperatura deseada, se abrirá automáticamente la válvula de tres vías y la leche pasará al tanque de alimento pasteurizado. Se procede a tomar una muestra de la leche tratada y se realiza el recuento de microorganismos presentes en la leche.
- Este procedimiento se repite con tres distintos caudales de líquido a tratar, lo adecuado es ir aumentando el caudal progresivamente.
- Se realiza la siguiente tabla para distintos caudales a tratar:

TABLA 23

TABLA PARA DATOS EXPERIMENTALES PARA LA PRÁCTICA 3

G L/h	N ufc/ml
	N_0

- Discutir la influencia del tiempo de pasteurización sobre la cantidad de microorganismos presente en la leche después del tratamiento de pasteurización.

Los cálculos se pueden realizar de manera automática ingresando los datos obtenidos en un programa desarrollado para este efecto en Excel, se dará más detalle en la sección 3.2.

3.2. Desarrollo de programas en Excel

En la sección 2.2, para el diseño del sistema de pasteurización HTST, se utilizó un procedimiento desarrollado en Excel 2007 con la finalidad de hacer más sencillo el proceso de cálculo. En esta parte se presentan las herramientas mencionadas en Excel, no solo para el diseño básico de pasteurizadores sino además para intercambiadores de calor sencillos de placas y de tubos concéntricos. Además se presenta el programa-herramienta usado para el cálculo de las propiedades físicas y otro para realizar los cálculos de las guías de prácticas.

El programa, llamado por sus funciones como herramienta de cálculo de transferencia de calor *HEATTRANSFERCalc*, posee cuatro funciones definidas –véase la figura 3.2; estas son:

- Propiedades Físicas
- Diseño de Intercambiadores
- Prácticas de Laboratorio
- Diseño de un Pasteurizador HTST

Cada una de las opciones está vinculada a su correspondiente ventana de ingreso de datos, por lo que, si se da un clic sobre una de estas, conducirá al usuario a que ingrese los datos requeridos por aquella función. En las secciones siguientes se detalla el uso de cada función de *HEATTRANSFERCalc*.



FIGURA 3.2. VENTANA DE INICIO DEL PROGRAMA-HERRAMIENTA DE CÁLCULO *HEATTRANSFERCalc*

3.2.1. Determinación de las propiedades físicas de los alimentos

La opción “Propiedades Físicas” conduce a una página que brinda la oportunidad de calcular las propiedades termofísicas de un alimento determinado, como se muestra en la figura 3.3. Para ello se tiene que seleccionar el “Producto”, dando un clic sobre la celda en blanco, de inmediato aparecerá una lista desplegable con un inventario de 141

productos alimenticios ecuatorianos, seguidamente se ingresa la temperatura en grados Centígrados, °C”.

En el ejemplo mostrado en la figura 3.3, se ha seleccionado el “Durazno” y una temperatura de “30°C”. Luego de ingresar los datos, se da un clic en el botón “CALCULAR” y los resultados aparecen enseguida en la parte inferior de la ventana.

The image shows a software window titled "PROPIEDADES FÍSICAS". It contains the following elements:

- Producto:** A text box containing "Durazno".
- Temperatura:** A text box containing "30" followed by "°C".
- Buttons:** A blue "CALCULAR" button to the right of the temperature field, and "OTRO" and "INICIO" buttons at the bottom right.
- Propiedades Físicas:** A section displaying four physical properties:
 - Calor Específico: 3,66 kJ/kg K
 - Densidad: 1113,00 kg/m³
 - Conduct. Térmica: 0,56 W/m °C
 - Difusivid. Térmica: 1,37E-07 m²/s
- Unidades:** A dropdown menu currently set to "SI", with a list showing "CGS", "INGLÉS", and "SI".
- HTCalc:** A vertical logo on the right side of the results section.

FIGURA 3.3. VENTANA PARA EL CÁLCULO DE PROPIEDADES FÍSICAS DE ALIMENTOS SELECCIONADOS

Las propiedades termofísicas que se obtienen en los resultados son Calor Específico (C_p), Densidad (ρ), Conductividad Térmica (κ) y Difusividad Térmica (a).

Las unidades por defecto estarán en el Sistema Internacional, “SI”, pero también existe la alternativa de cambiarla al sistema “CGS” o “INGLÉS”, en la lista desplegable “Unidades”. Asimismo los resultados cambiarán inmediatamente cuando se elija cambiar las unidades.

Las propiedades físicas se calculan usando los modelos de Choi and Okos (6) mostrados anteriormente en la sección 2.2, con un error estándar máximo de 5.98% (6). Como se sabe, estos modelos están en función de la composición del alimento y de la temperatura del mismo. Por ello fue necesario elaborar una base de datos con la composición de los alimentos mostrados en el programa, estos datos fueron tomados de la publicación del Instituto Nacional de Nutrición (1975, 17). Por supuesto, esta tabla así como los cálculos no están visibles para el usuario.

Además, si el alimento, cuyas propiedades físicas se quiere calcular, no se encuentra en la lista desplegable, se puede dar clic en el botón “OTRO” y aparecerá una ventana donde será necesario ingresar manualmente la composición del alimento a investigar, figura 3.4.

En la ventana se tiene que ingresar los datos de la composición y finalmente la temperatura en las celdas en color blanco. Se debe tener especial atención en ingresar correctamente los valores de la composición. Esto se puede verificar en el cuadro situado a la derecha

de la ventana con el título “TOTAL” el mismo que debe sumar 100% cuando se han ingresado correctamente los datos. Luego de presiona en el botón “CALCULAR” y los resultados se muestran inmediatamente debajo.

PROPIEDADES FÍSICAS

Producto
Mamey

Datos de Composición

Agua	57,90	%	TOTAL 100%
Proteínas	0,90	%	
Grasas	0,80	%	
Carbohidratos	37,60	%	
Fibra	2,00	%	
Cenizas	0,80	%	

Temperatura
75 °C **CALCULAR**

Propiedades Físicas

Calor Específico	2,47	kJ/kg K
Densidad	583,59	kg/m ³
Conduct. Térmica	0,65	W/m °C
Difusivid. Térmica	0,10	m ² /s

Unidades: SI **ATRÁS** **INICIO**

HTCalc

FIGURA 3.4. VENTANA PARA EL CÁLCULO DE PROPIEDADES FÍSICAS DE OTROS ALIMENTOS

Asimismo aquí hay la opción de cambiar de unidades, escogiendo la unidad deseada en la lista desplegable como se muestra en la figura 3.4. En el ejemplo se ha ingresado los datos del mamey. Este es un

alimento que no se encuentra en la base de datos mencionada anteriormente. Este producto se está exportando mucho como pulpa congelada, para lo cual hay que pasteurizarla. Por eso el ejemplo muestra las propiedades físicas del mamey a la temperatura de pasteurización 75°C, las cuales son útiles para cálculos de ingeniería, no solo para pasteurización, sino también para congelación.

3.2.2. Desarrollo de programas para la guía de prácticas

Estos programas sirven para asistir a los cálculos que se requieren en las prácticas descritas anteriormente. Para acceder se tiene que pulsar en “*PRÁCTICAS DE LABORATORIO*” de la página principal, figura 3.2. Luego se presentará la ventana para seleccionar la práctica a realizar como se muestra en la figura 3.5.



FIGURA 3.5. VENTANA PARA SELECCIONAR LA PRÁCTICA A REALIZAR

Esta ventana presenta tres opciones que corresponden a las tres prácticas. Seguido se explica cada opción disponible en esta ventana.

Práctica 1: Balance de Energía

Cuando se da clic en “PRÁCTICA 1” de la ventana para seleccionar la práctica a realizar, se accede la ventana para el ingreso de datos correspondientes a la práctica de balance de energía, como se ve en la figura 3.6.

PRÁCTICA DE BALANCE DE ENERGÍA

DATOS GENERALES

Producto

Flujo volumétrico L/h

ZONA	Producto		F. de Servicio		°C
	T_e	T_s	T_e	T_s	
Regeneración	<input type="text" value="25"/>	<input type="text" value="65"/>	<input type="text" value="75"/>	<input type="text" value="34"/>	°C
Calentamiento	<input type="text" value="65"/>	<input type="text" value="75"/>	<input type="text" value="80"/>	<input type="text" value="70"/>	°C
Enfriamiento	<input type="text" value="34"/>	<input type="text" value="4"/>	<input type="text" value="2"/>	<input type="text" value="14"/>	°C

Flujo volumétrico

Corriente de calefacción L/h

Corriente de enfriamiento L/h

HTCalc

FIGURA 3.6. VENTANA PARA INGRESO DE DATOS PARA LOS CÁLCULOS DE LA PRÁCTICA 1

Se tiene que especificar el producto que se está pasteurizando, en este caso en especial, como se mencionó antes, se trabajará con agua para ahorrar recursos, por ello se debe seleccionar “AGUA” de la lista

desplegable que aparece en el casillero de “*Producto*”. Los demás datos son los obtenidos experimentalmente y descritos en la tabla 29. Se han ingresado datos asumidos para aplicar un ejemplo demostrativo.

Luego se oprime en “*CALCULAR*” para obtener los resultados. Para este caso los cálculos son bastante sencillos y consisten en aplicar la Termodinámica para determinar la cantidad de calor que se transfiere entre los dos fluidos. En teoría el calor que pierde el fluido caliente debe ser igual al que gana el frío, aunque en la práctica no siempre se cumple debido a factores extrínsecos. Por ello en los resultados, figura 3.7, se muestra el porcentaje de variación entre las dos cantidades calculadas.

PRÁCTICA DE BALANCE DE ENERGÍA

RESULTADOS

Producto

Flujo volumétrico L/h

CALOR TRANSFERIDO

	Regeneración	Calentamiento	Enfriamiento	
Lado del Producto	<input type="text" value="8,97"/>	<input type="text" value="2,28"/>	<input type="text" value="6,78"/>	kW
Lado del F. Servicio	<input type="text" value="9,21"/>	<input type="text" value="2,34"/>	<input type="text" value="6,36"/>	kW
% Variación	<input type="text" value="3%"/>	<input type="text" value="3%"/>	<input type="text" value="6%"/>	

HTCalc

FIGURA 3.7. RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS DE LA PRÁCTICA 1

Práctica 2: Transferencia de Calor

Se tiene que oprime en “PRÁCTICA 2” para acceder a la ventana de ingreso de datos, en esta se tiene ubicar los datos obtenidos en la parte experimental, figura 3.8. Para el ejemplo se han ingresado los mismos datos que en la práctica 1 descrita arriba, pero se han variado los flujos de los fluidos de servicio. Además se requiere conocer las características de las placas de los intercambiadores de calor. Para los datos del ángulo de corrugación de las placas y de separación entre placas se cuenta con listas desplegables que se presentan al ubicarse en las casillas respectivas. Luego se oprime en “CALCULAR” para obtener los resultados.

PRÁCTICA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

DATOS GENERALES

Producto Flujo volumét. L/h

ZONA	N° Placas	Producto		F. de Servicio	
		T_e	T_s	T_e	T_s
Regeneración	<input type="text" value="33"/>	<input type="text" value="25"/>	<input type="text" value="65"/>	<input type="text" value="75"/>	<input type="text" value="35"/> °C
Calentamiento	<input type="text" value="13"/>	<input type="text" value="65"/>	<input type="text" value="75"/>	<input type="text" value="80"/>	<input type="text" value="70"/> °C
Enfriamiento	<input type="text" value="17"/>	<input type="text" value="35"/>	<input type="text" value="4"/>	<input type="text" value="2"/>	<input type="text" value="6"/> °C

DATOS DE LOS FLUIDOS DE SERVICIO

Flujo volumétrico

Corriente de calefacción L/h

Corriente de enfriamiento L/h

DATOS DE LAS PLACAS

Área de transf. m² κ W/m°C

Largo cm Espesor mm

Ancho cm Separación mm

Ángulo Chevron °

HTCalc ← ATRAS INICIO CALCULAR →

FIGURA 3.8. VENTANA PARA INGRESO DE DATOS PARA LOS CÁLCULOS DE LA PRÁCTICA 2

Para los cálculos el programa sigue la metodología descrita en la sección 2.2, con la diferencia que en este caso se calcula el valor de R_d con la ecuación 3.1. Los resultados se muestran en la figura 3.9, además del factor de incrustación se muestran todas las variables de interés en transferencia de calor incluso la temperatura de la pared T_w . También se presenta la pérdida de presión para cada intercambiador con la opción de cambiar de unidades, de “kPa” a “PSI” y viceversa, pulsando en la lista desplegable como se presenta en la figura 3.9.

PRÁCTICA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

RESULTADOS

Producto

Flujo volumétrico L/h

	Regeneración	Calentamiento	Enfriamiento	
Calor transferido	<input type="text" value="8,98"/>	<input type="text" value="2,25"/>	<input type="text" value="6,94"/>	kW
R_d calculado	<input type="text" value="0,194"/>	<input type="text" value="0,287"/>	<input type="text" value="0,043"/>	$m^2 K/kW$

VARIABLES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

	Regeneración	Calentamiento	Enfriamiento	
MLDT	<input type="text" value="10,00"/>	<input type="text" value="5,00"/>	<input type="text" value="10,10"/>	°C
h (PRODUCTO)	<input type="text" value="4,05"/>	<input type="text" value="8,09"/>	<input type="text" value="4,03"/>	$kW/m^2 K$
h (F. DE SERVICIO)	<input type="text" value="4,21"/>	<input type="text" value="9,18"/>	<input type="text" value="6,85"/>	$kW/m^2 K$
U_c	<input type="text" value="1,95"/>	<input type="text" value="3,83"/>	<input type="text" value="2,36"/>	$kW/m^2 K$
U_D	<input type="text" value="1,36"/>	<input type="text" value="1,73"/>	<input type="text" value="2,02"/>	$kW/m^2 K$
A_T	<input type="text" value="0,66"/>	<input type="text" value="0,26"/>	<input type="text" value="0,34"/>	m^2
NTU	<input type="text" value="5,74"/>	<input type="text" value="4,42"/>	<input type="text" value="3,59"/>	
ϵ	<input type="text" value="85%"/>	<input type="text" value="84%"/>	<input type="text" value="78%"/>	
T_w	<input type="text" value="51,77"/>	<input type="text" value="74,06"/>	<input type="text" value="8,57"/>	°C

Pérdida de presión

	Regeneración	Calentamiento	Enfriamiento	
Lado del producto	<input type="text" value="0,20"/>	<input type="text" value="1,14"/>	<input type="text" value="1,59"/>	<input type="text" value="PSI"/>
Lado del F. Servicio	<input type="text" value="0,19"/>	<input type="text" value="5,50"/>	<input type="text" value="5,50"/>	PSI

HTCalc

FIGURA 3.9. RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS DE LA PRÁCTICA 2

Práctica 3: Preservación por Calor

Con los datos generados en la práctica 3, se trabaja en el programa para la esta práctica haciendo clic en el botón “PRÁCTICA 3” como se indica en la figura 3.5. Esta acción conduce a la ventana de ingreso de datos como lo muestra la figura 3.10.

The screenshot shows a software window titled "PRESERVACIÓN POR CALOR" with a "DATOS" section. The "Producto" is set to "LECHE ENTERA". The "Recuento de m. o. 'N'" section includes an "Inicial" value of 5,00E+06 ufc/ml and three flow rate entries (G₁, G₂, G₃) with their respective flow rates and initial counts. The "DATOS DE DESTRUCCIÓN TÉRMICA" section includes fields for Valor D (2,5 min), Tempert. Referencia (63 °C), Valor z (4,3 °C), and Valor de Esterilización (12). The "DATOS DEL TUBO DE RETENCIÓN" section includes fields for T_R (68 °C), D_i (22 mm), and L (97 cm). At the bottom, there is a logo for "HTCalc" and three buttons: "ATRÁS", "INICIO", and "CALCULAR".

DATOS			
Producto	LECHE ENTERA		
Recuento de m. o. "N"			
Flujo volumétrico	Inicial	5,00E+06	ufc/ml
G ₁	20 L/h	2,00E+00	ufc/ml
G ₂	40 L/h	3,00E+03	ufc/ml
G ₃	60 L/h	1,60E+04	ufc/ml
DATOS DE DESTRUCCIÓN TÉRMICA			
Valor D	2,5	min	
Tempert. Referencia	63	°C	
Valor z	4,3	°C	
Valor de Esterilización	12		
DATOS DEL TUBO DE RETENCIÓN			
T _R	68	°C	D _i 22 mm
L	97	cm	

FIGURA 3.10. VENTANA PARA INGRESO DE DATOS PARA LOS CÁLCULOS DE LA PRÁCTICA 3

Se tiene que ingresar los datos experimentales como son: los tres caudales o flujo volumétrico y los recuentos de microorganismos, para

el ejemplo demostrativo se han tomado datos encontrados en la bibliografía para la leche (6). Conjuntamente se ha de ingresar los datos de destrucción térmica para el caso de pasteurización de la leche, es decir los datos teóricos que luego se contrastarán con los experimentales, estos fueron tomados de la bibliografía (1) e ingresados como se mostró en la figura 3.10. Además se requieren los datos del tubo de retención del equipo de pasteurización como la longitud y diámetro interno, los cuales estarán disponibles para el usuario una vez implementado el proyecto; sin embargo en el diseño propuesto en el capítulo 2 se determinaron estas dos características y fueron usadas en el ejemplo como datos.

PRESERVACIÓN POR CALOR

RESULTADOS

Producto

	Flujo volumétrico		F calculado		V. E.	F teórico
G ₁	<input type="text" value="20"/> L/h		<input type="text" value="66,37"/> s		<input type="text" value="6,4"/>	<input type="text" value="123,73"/> s
G ₂	<input type="text" value="40"/> L/h		<input type="text" value="33,19"/> s		<input type="text" value="3,2"/>	
G ₃	<input type="text" value="60"/> L/h		<input type="text" value="22,12"/> s		<input type="text" value="2,1"/>	

VALOR "D"

Referencia	<input type="text" value="2,50"/> min	a	63 °C; T _{referencia}
Calculado	<input type="text" value="2,55"/> min	a	63 °C; T _{referencia}
Calculado	<input type="text" value="0,18"/> min	a	68 °C; T _R

HTCalc

FIGURA 3.11. RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS DE LA PRÁCTICA 3

Como el objetivo de la práctica es determinar experimentalmente el valor "D", en los resultados se muestra este valor calculado a la temperatura de referencia y a la temperatura de retención, figura 3.11.

Para el cálculo de los valores D es necesario graficar el número de microorganismos supervivientes "N" vs el tiempo de tratamiento térmico t , obteniéndose una recta cuya pendiente representa el valor "D". El programa aplica la herramienta de los mínimos cuadrados (18) para determinar el mejor ajuste lineal de los datos, como resultado se puede calcular analíticamente el valor de "D". Al dar un clic sobre el botón "GRÁFICA" se generará la gráfica del "tiempo de reducción decimal", como se ve en la figura 3.12. El coeficiente de correlación (0.996) es muy cercano a la unidad, lo que quiere decir que los datos se ajustan bastante bien.

En el ejemplo se ha obtenido un valor D calculado de 0.18 min a la temperatura de retención de 68°C, sin embargo es más práctico transformar este valor a su equivalente a la temperatura de referencia de 63°C ya que permitiría contrastar el valor experimental con el teórico. Para ello el programa aplica la siguiente correlación:

$$D_{63} = D_{68} \times 10^{-\frac{63-68}{z}} \quad \text{Ec. 3.4}$$

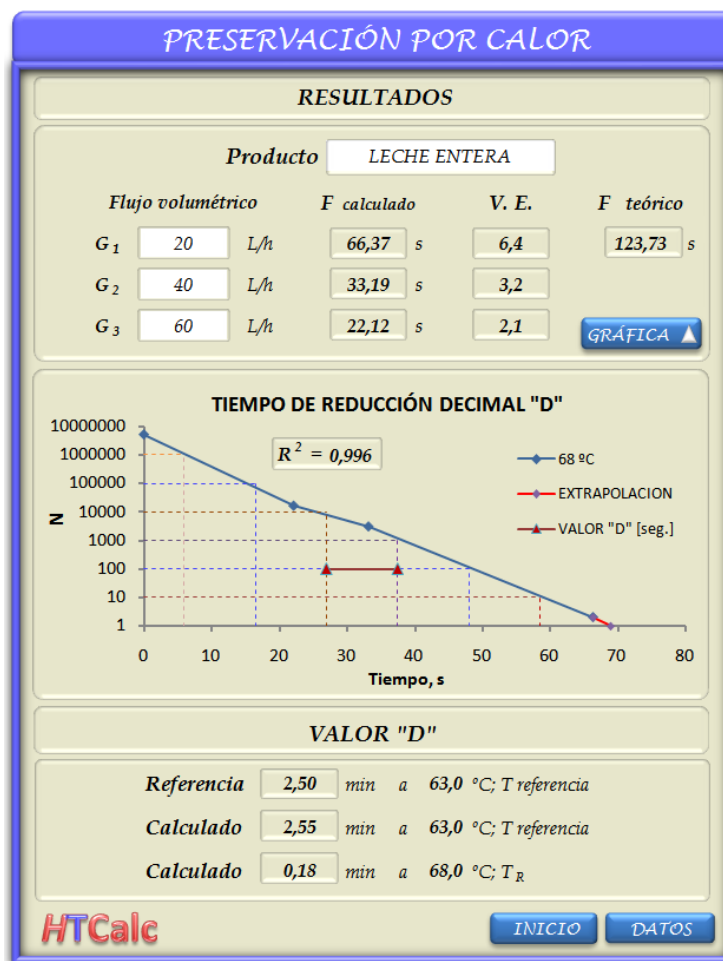


FIGURA 3.12. RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS DE LA PRÁCTICA 3 CON LA GRÁFICA PARA "D"

El resultado es de 2.55 min a 63°C que difiere en 2.5 min del valor teórico, lo que demuestra que con el procedimiento experimental se obtiene un valor D bastante cercano al teórico. Se deja al usuario la interpretación más profunda de este resultado.

Además se calculan los valores F para los distintos caudales. El " F teórico" se calcula a partir de los datos ingresados mediante la

ecuación 1.6, en cambio los valores "*F calculado*" corresponden al tiempo en que el alimento permanecerá en el tubo de retención a la temperatura de 68°C. Se determina que en ningún caso se alcanzaría la esterilidad deseada (12D) pues se necesita un tratamiento térmico con una retención de 124 segundos y, en el mejor de los casos, solo se obtiene 66 segundos de retención (con el caudal menor) cuyo valor de esterilización "*V. E.*" es de solo 6.4 (no 12 como se requiere de acuerdo con los datos).

3.2.3. Cálculo del número de placas, eficiencia, número de unidades de transferencia (NTU) y pérdida de presión de intercambiadores de calor de placas.

Ingresando por la opción "*DISEÑO INTERCAMBIADORES*" de la ventana de inicio del programa (figura 3.1) se encontrará una ventana en la cual se pide al usuario que decida la clase de intercambiador (placas o tubos concéntricos) y la tarea a realizar en éste (calentamiento o enfriamiento del producto), figura 3.13.

Se escogió la opción de "Intercambiador de Placas" y "Calentamiento" para aplicar un ejemplo demostrativo del uso de esta parte del programa.



FIGURA 3.13. VENTANA PARA SELECCIONAR LA CLASE DE EQUIPO A DISEÑAR

Esta selección nos conduce a la ventana de ingreso de datos mostrada en la figura 3.14. El usuario debe ingresar los datos requeridos. El tipo de producto se elige de la lista desplegable que sale al ubicarse en la celda de "Producto"; para el ejemplo se ha escogido "ZUMO DE NARANJA", las temperaturas de entrada y salida del producto (25 y 82°C), la de entrada del medio de calentamiento o "Fluido de Servicio" (90 °C). También debe ingresarse el flujo de producto a calentar y un valor estimado para el factor de incrustaciones R_d . Estos datos generalmente se conocen cuando se quiere diseñar un intercambiador de placas.

INTERCAMBIADOR DE PLACAS

CALENTAMIENTO

DATOS DE TRABAJO

Producto ZUMO DE NARANJA

Temperatura de Entrada 25,00 °C **Flujo volumétrico** 12000,00 L/h

Temperatura de Salida 82,00 °C **Fac. Incrst. R_a** 0,05 m² K/kW

FLUIDO DE SERVICIO

Fluido AGUA

Temperatura de Entrada 90 °C **Temperatura Salida** 60 °C

DATOS DE LAS PLACAS

Área de transferencia 0,14 m² **Espesor** 0,5 mm

Largo 64 cm **κ** 17,5 W/m°C

Ancho 14 cm

Ángulo Chevron 30 °

Separación 3 mm

HTCalc

← ATRAS INICIO CALCULAR

FIGURA 3.14. VENTANA PARA INGRESO DE DATOS EN EL DISEÑO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

La temperatura de salida del medio de calefacción se debe asumir (60°C), pues al inicio esta variable es desconocida. Además se requiere ingresar los datos referentes a las placas del Intercambiador, los mismos que son proveídos por los fabricantes de estos equipos y disponibles al público. Se han colocado en el ejemplo los datos correspondientes al intercambiador de placas modelo *M6 de ALFA-LAVAL* (www2, 2007).

Luego de haber ingresado los datos correctamente, se da clic en el botón “CALCULAR “y se mostrará una ventana con los resultados del diseño, figura 3.15.

INTERCAMBIADOR DE PLACAS

RESULTADOS DEL DISEÑO CALENTAMIENTO

Producto Flujo volumétrico L/h

N° Placas de transf. <input type="text" value="77"/> N° Placas total <input type="text" value="79"/> N° Canales / corriente <input type="text" value="39"/> ϵ <input type="text" value="92%"/> NTU <input type="text" value="3,85"/> MLDT <input type="text" value="18,29"/> °C	A_T nominal <input type="text" value="10,71"/> m ² A_T real <input type="text" value="10,78"/> m ² Sobredim. <input type="text" value="0,7%"/> Flujo de Calor <input type="text" value="750,47"/> kW U_C <input type="text" value="4,74"/> kW/m ² K U_D <input type="text" value="3,83"/> kW/m ² K
---	---

<p style="text-align: center;">ZUMO DE NARANJA</p> Flujo <input type="text" value="12178,12"/> kg/h N° Pasos <input type="text" value="1"/> Re <input type="text" value="1503,07"/> <p style="text-align: center;">AGUA</p> Flujo <input type="text" value="21441,13"/> kg/h N° Pasos <input type="text" value="2"/> Re <input type="text" value="5610,34"/>	<p style="text-align: center;">PROPIEDADES FÍSICAS</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th></th> <th>ZUMO DE NARANJA</th> <th>AGUA</th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>C_p</td> <td><input type="text" value="3892,07"/></td> <td><input type="text" value="4200,17"/></td> <td>J/kg°C</td> </tr> <tr> <td>μ</td> <td><input type="text" value="8,07"/></td> <td><input type="text" value="3,81"/></td> <td>Pa-s x10⁻⁴</td> </tr> <tr> <td>μ_w</td> <td><input type="text" value="5,71"/></td> <td><input type="text" value="4,08"/></td> <td>Pa-s x10⁻⁴</td> </tr> <tr> <td>κ</td> <td><input type="text" value="0,60"/></td> <td><input type="text" value="0,67"/></td> <td>W/m K</td> </tr> <tr> <td>ρ</td> <td><input type="text" value="1014,84"/></td> <td><input type="text" value="976,28"/></td> <td>kg/m³</td> </tr> </tbody> </table>		ZUMO DE NARANJA	AGUA		C_p	<input type="text" value="3892,07"/>	<input type="text" value="4200,17"/>	J/kg°C	μ	<input type="text" value="8,07"/>	<input type="text" value="3,81"/>	Pa-s x10 ⁻⁴	μ_w	<input type="text" value="5,71"/>	<input type="text" value="4,08"/>	Pa-s x10 ⁻⁴	κ	<input type="text" value="0,60"/>	<input type="text" value="0,67"/>	W/m K	ρ	<input type="text" value="1014,84"/>	<input type="text" value="976,28"/>	kg/m ³
	ZUMO DE NARANJA	AGUA																							
C_p	<input type="text" value="3892,07"/>	<input type="text" value="4200,17"/>	J/kg°C																						
μ	<input type="text" value="8,07"/>	<input type="text" value="3,81"/>	Pa-s x10 ⁻⁴																						
μ_w	<input type="text" value="5,71"/>	<input type="text" value="4,08"/>	Pa-s x10 ⁻⁴																						
κ	<input type="text" value="0,60"/>	<input type="text" value="0,67"/>	W/m K																						
ρ	<input type="text" value="1014,84"/>	<input type="text" value="976,28"/>	kg/m ³																						

Pérdida de presión, ΔP kPa

HTCalc

INICIO
DATOS

FIGURA 3.15. RESULTADOS DEL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

Los resultados del diseño muestra principalmente el número de placas necesarias para la tarea, el número de unidades de transferencia NTU , eficiencia del equipo, pérdida de presión y las demás variables de transferencia de calor. Además se muestra también las propiedades físicas de ambos fluidos.

En el ingreso de datos se asumió una temperatura de salida del flujo de servicio (60°C), esta sirvió para el cálculo del flujo de este fluido, mostrado en los resultados como flujo de "AGUA". El usuario evaluará si tal flujo está acorde con los propósitos del diseño, sino, puede regresar a modificar los datos, haciendo clic en el botón "DATOS", para variar esta temperatura hasta que se obtengan los resultados deseados o aquellos que se adapten a las necesidades del diseño.

En la ventana de resultados se brinda la opción de variar las unidades de la Pérdida de presión, pues muchas veces es más práctico conocer este dato en unidades inglesas "PSI". Para ello se coloca el cursor en la celda de la unidad de presión y se podrá visualizar una lista desplegable en donde se logrará seleccionar la alternativa deseada. En el ejemplo aparece la presión en unidades inglesas.

Como se dijo en la sección 2.2, el diseño de un intercambiador de placa se realiza mediante un método iterativo (7) que se detalló en esa sección. Aquí se aplicó nuevamente ese procedimiento para el diseño, sin embargo todos los pasos seguidos no están visibles para el usuario.

Asimismo existe la alternativa de trabajar con “Enfriamiento”, para ello se selecciona la opción “Enfriamiento”, figura 3.13, luego se procede de forma similar que la opción de calentamiento explicado arriba.

3.2.4. Cálculo del número de horquillas (ζ), eficiencia, número de unidades de transferencia (NTU) y pérdida de presión de intercambiadores de calor de tubos concéntricos.

De igual manera que en la sección anterior, al ingresar por la opción “*DISEÑO INTERCAMBIADORES*”, se puede seleccionar alternativamente “Intercambiadores de tubos concéntricos”, -véase figura 3.13-, para el diseño. Asimismo tenemos las opciones de “*Calentamiento*” y “*Enfriamiento*”. Se escogió para el ejemplo esta última opción.

El ingreso de datos es muy parecido al caso del diseño de intercambiadores de calor de placas, con la diferencia de que en este caso se necesita conocer los datos referentes a los tubos que se usarán en el diseño en lugar de placas.

Así, se debe indicar los diámetros interiores y exteriores de ambos tubos, la longitud efectiva que tendrá cada horquilla y la conductividad térmica de material, generalmente acero inoxidable 316 para

aplicaciones en alimentos. La ventana para el ingreso de datos se muestra en la figura 3.16.

FIGURA 3.16. VENTANA PARA INGRESO DE DATOS EN EL DISEÑO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS

Para el ejemplo de la explicación se escogió como producto “ZUMO DE NARANJA” y los tubos 18BWG de 1in y 9BWG de 1 ½ in, además se escogió una longitud efectiva de 3 m. Una vez ingresado los datos se presiona el botón “CALCULAR” para mostrar los resultados del diseño como se ve en la figura 3.17.

INTERCAMBIADOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS

RESULTADOS DEL DISEÑO ENFRIAMIENTO

Producto: **ZUMO DE NARANJA** Flujo volumétrico: **1000,00** L/h

<table style="width: 100%;"> <tr> <td>Nº de Tubos</td> <td>1</td> <td>1 1/3</td> <td>in</td> </tr> <tr> <td></td> <td>5</td> <td>5</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Nº de Horquillas</td> <td colspan="3">2 1/2</td> </tr> <tr> <td>L efectiva</td> <td colspan="3">3,00 m</td> </tr> <tr> <td>Flujo de Calor</td> <td colspan="3">64,17 kW</td> </tr> <tr> <td>NTU</td> <td colspan="3">2,24</td> </tr> <tr> <td>MLDT</td> <td colspan="3">25,48 °C</td> </tr> </table>	Nº de Tubos	1	1 1/3	in		5	5		Nº de Horquillas	2 1/2			L efectiva	3,00 m			Flujo de Calor	64,17 kW			NTU	2,24			MLDT	25,48 °C			<table style="width: 100%;"> <tr> <td>A_T nominal</td> <td>1,01</td> <td>m²</td> </tr> <tr> <td>A_T real</td> <td>1,20</td> <td>m²</td> </tr> <tr> <td>Sobredim.</td> <td>15,9%</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ϵ</td> <td>82%</td> <td></td> </tr> <tr> <td>U_C</td> <td>2,86</td> <td>kW/m² K</td> </tr> <tr> <td>U_D</td> <td>2,50</td> <td>kW/m² K</td> </tr> </table>	A_T nominal	1,01	m ²	A_T real	1,20	m ²	Sobredim.	15,9%		ϵ	82%		U_C	2,86	kW/m ² K	U_D	2,50	kW/m ² K
Nº de Tubos	1	1 1/3	in																																												
	5	5																																													
Nº de Horquillas	2 1/2																																														
L efectiva	3,00 m																																														
Flujo de Calor	64,17 kW																																														
NTU	2,24																																														
MLDT	25,48 °C																																														
A_T nominal	1,01	m ²																																													
A_T real	1,20	m ²																																													
Sobredim.	15,9%																																														
ϵ	82%																																														
U_C	2,86	kW/m ² K																																													
U_D	2,50	kW/m ² K																																													

<p style="text-align: center;">ZUMO DE NARANJA</p> <p>Flujo: 1040,75 kg/h</p> <p>Velocidad: 1,259 m/s</p> <p>Re: 60164,62</p>	<p style="text-align: center;">AGUA</p> <p>Flujo: 3687,17 kg/h</p> <p>Velocidad: 2,496 m/s</p> <p>Re: 60164,62</p>
--	---

PROPIEDADES FÍSICAS			
	ZUMO DE NARANJA	AGUA	
C_p	3894,22	4176,93	J/kg°C
μ	8,07	9,46	Pa·s $\times 10^4$
μ_w	13,11	7,96	Pa·s $\times 10^4$
κ	0,62	0,61	W/m K
ρ	1029,64	995,35	kg/m ³

Fluye por el ánulo: **ZUMO DE NARANJA** ΔP 13,18 14,87 PSI

HTCalc INICIO DATOS

FIGURA 3.17. RESULTADOS DEL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS

Dentro de los resultados se muestran el número de horquillas necesarias y número de tubos, la eficiencia, el Número de Unidades de Transferencia NTU y la pérdida de presión para ambos fluidos, entre otros parámetros importantes de diseño. Además se indica que corriente circulará por el ánulo y, por lo tanto, la otra lo hará por el tubo interno. El programa escoge esta alternativa dependiendo del flujo y del área de flujo. En este caso, el flujo de agua es mayor que el del alimento y por lo tanto el programa ubicará esta corriente por el tubo interno, ya que su área transversal es mayor que la del ánulo, con esto se busca reducir las pérdidas de presión.

Además se puede escoger el sistema de unidades para las pérdidas de presión en la lista desplegable como se indica en la figura, Sistema Internacional (kPa) o Inglés (PSI), en este caso se da en PSI. Generalmente se dice que la pérdida de presión no debe exceder los 10 PSI para que sea económicamente viable la construcción del equipo (3), por ello el usuario podría regresar a los datos, dando clic en “DATOS”, para escoger otros diámetros de tubos y reducir así la pérdida de presión, ya que en el ejemplo la caída de presión sobrepasa los 10 PSI.

Para los cálculos se siguió la metodología de Kern (3), presentada en detalle en la sección 2.2, a los que el usuario no tiene acceso, de igual modo, este proceso no está visible para el usuario.

3.2.5. Programa para diseño de un pasteurizador HTST con intercambiadores de calor de placas.

Además de las herramientas realizadas anteriormente en Excel para el diseño de equipos, también se creó un programa básico para el diseño de un pasteurizador utilizando intercambiadores de placas.

Para ingresar a esta herramienta se tiene que escoger la opción “*DISEÑO DE PASTEURIZADOR HTST*” en la ventana de inicio del

programa *HEATTRANSFERCalc*, figura 3.1. De inmediato aparecerá la ventana para el ingreso de datos como lo muestra la figura 3.18.

FIGURA 3.18. VENTANA PARA INGRESO DE DATOS PARA EL DISEÑO DE UN PASTEURIZADOR DE PLACAS

Cabe aclarar que el diseño se refiere a un pasteurizador con las tres zonas: Calentamiento, Regeneración y Enfriamiento, ya que puede existir pasteurizadores con solo dos zonas. Además de que el pasteurizador posee el mismo tipo de placas para todas las zonas. Dadas estas restricciones, dentro de los datos que se requieren están los de pasteurización en las que el usuario deberá escoger el producto alimenticio a pasteurizar en el equipo.

Para el ejemplo demostrativo se ha escogido “*LECHE ENTERA*”. Además se tiene que especificar las temperaturas de ingreso y salida del alimento del pasteurizador. Generalmente la leche ingresa a 4°C y sale a la misma temperatura. Se tiene que elegir el porcentaje de “Regeneración”, este es un parámetro que queda a elección y criterio del usuario o diseñador, también se tiene una lista desplegable con opciones que van desde el 50% hasta el 95% en incrementos de 5 unidades, se ha elegido 80%. Asimismo tiene que ingresarse la temperatura de pasteurización, en el ejemplo 72°C.

Los datos de destrucción térmica son específicos para cada alimento y el usuario deberá conocer los valores de Reducción Decimal D, el valor z, la temperatura de referencia de estos parámetros y el valor de esterilización al que se quiere llegar, éste último comúnmente es 12. Los datos ingresados en el ejemplo corresponden a la leche obtenidos de la bibliografía (6).

Además se tiene que ingresar el flujo de producto a procesar y los datos de los fluidos de servicio, de calentamiento y enfriamiento. Generalmente las temperaturas de salida de estos fluidos son desconocidos y por ello es usuario los deberá suponer y luego de obtener los resultados evaluar si fue adecuada la asunción.

Es necesario indicar en este punto que todos los programas realizados tienen “validación de datos”, esto quiere decir que cada programa ayudará al usuario a evitar el ingreso de datos erróneos. Uno típico es que se ingrese la temperatura de salida de la corriente de calentamiento mayor que la de ingreso, obviamente se caería en un error, sin embargo, el programa arrojará un mensaje de alerta indicando que se ha cometido un error, guiando al usuario a corregirlo.

The screenshot shows the 'PASTEURIZADOR DE PLACAS' software interface. It is divided into several sections for data entry:

- DATOS DE PASTEURIZACIÓN:**
 - Producto: LECHE ENTERA
 - Temperatura de Entrada: 4 °C
 - Temperatura de Salida: 4 °C
 - Regeneración: 80%
 - Temp. de Pasteurización: 72 °C
- DATOS DE DESTRUCCIÓN TÉRMICA:**
 - Valor D: 2,5 min
 - Tempert. Referencia: 63 °C
 - Valor z: 4,3 °C
 - Valor de Esterilización: 12
 - Flujo volumétrico: 1500 L/h
- Corriente de Calentamiento:** AGUA
 - Temperatura de Entrada: 80,0 °C
 - Temperatura Salida: 55 °C (highlighted in red)
- Corriente de Enfriamiento:** AGUA
 - Temperatura de Entrada: 2,0 °C
 - Temperatura Salida: 16 °C
- Propiedades de las Placas:**
 - Área de transferencia: 0,14
 - Largo: 64 cm
 - Ancho: 14 cm
 - Ángulo Chevron: 30 °
 - Separación de placas: 2,5 mm
 - κ: 17,50 W/m°C
- TUBO DE RETENCIÓN:** Di: 125 mm

An error dialog box is displayed over the interface with the following text: "ERROR!!! Valor no válido!!!, Debe ser mayor que el mostrado en rojo y menor que la entrada." The dialog includes buttons for "Reintentar", "Cancelar", and "Ayuda".

FIGURA 3.19. VENTANA DE ERROR EN EL INGRESO DE DATOS PARA EL DISEÑO DE UN PASTEURIZADOR DE PLACAS

En el ejemplo actual, se ha ingresado intencionalmente 55°C en la temperatura de salida del agua de calentamiento, como se ve en la

figura 3.19, enseguida el programa presenta una ventana indicando el error, pues este valor debe estar entre 59 y 80.

Los datos mostrados en rojo en la misma ventana corresponden, para este caso específico, a las temperaturas de las salidas del producto de la zona de regeneración, es decir que la leche sale de la regeneración e ingresa a la zona de calentamiento a 59°C y, por otro lado, la pasteurizada sale de la regeneración e ingresa al enfriamiento a 16°C. Por ello la temperatura de salida del agua de calentamiento debe ser mayor que 59 y menor que 80°C como lo indica la ventana de Error.

Siguiendo con el ejemplo, una vez ingresado correctamente se da clic en el botón “*CALCULAR*” y enseguida se muestran los resultados del diseño, como lo muestra la figura 3.20. Básicamente se presenta el número de placas necesarias para cada sección del pasteurizador, el número de canales de cada corriente, el número de pasos que tendrá el alimento dentro de equipo en cada sección, la eficiencia y el área de transferencia de calor. Se muestra además la longitud que debe tener el tubo y el tiempo de retención.

PASTEURIZADOR DE PLACAS

RESULTADOS DEL DISEÑO

Producto

Flujo volumétrico L/h

	Regeneración	Calentamiento	Enfriamiento	
Nº Placas	<input type="text" value="37"/>	<input type="text" value="5"/>	<input type="text" value="15"/>	
Número de canales	<input type="text" value="18"/>	<input type="text" value="2"/>	<input type="text" value="7"/>	
Número de pasos	<input type="text" value="1"/>	<input type="text" value="1"/>	<input type="text" value="1"/>	
NTU	<input type="text" value="4,78"/>	<input type="text" value="2,00"/>	<input type="text" value="2,93"/>	
ϵ	<input type="text" value="83%"/>	<input type="text" value="72%"/>	<input type="text" value="89%"/>	

Calor transferido	<input type="text" value="91,63"/>	<input type="text" value="21,35"/>	<input type="text" value="21,35"/>	kW
MLDT	<input type="text" value="12,84"/>	<input type="text" value="9,33"/>	<input type="text" value="4,93"/>	°C
U_c	<input type="text" value="1,68"/>	<input type="text" value="8,48"/>	<input type="text" value="3,09"/>	kW/m ² K
U_D	<input type="text" value="1,51"/>	<input type="text" value="5,82"/>	<input type="text" value="2,75"/>	kW/m ² K
A_T nominal	<input type="text" value="4,73"/>	<input type="text" value="0,39"/>	<input type="text" value="1,57"/>	m ²
A_T real	<input type="text" value="4,90"/>	<input type="text" value="0,42"/>	<input type="text" value="1,82"/>	m ²

Pérdida de presión

Lado del producto	<input type="text" value="0,82"/>	<input type="text" value="37,44"/>	<input type="text" value="5,25"/>	<input type="text" value="kPa"/>
Lado del F. Servicio	<input type="text" value="0,82 *"/>	<input type="text" value="49,02"/>	<input type="text" value="69,13"/>	<input type="text" value="kPa"/>

Retención

Longitud	<input type="text" value="100,59"/>	cm
Diámetro	<input type="text" value="125,00"/>	mm
Tiempo Ret.	<input type="text" value="14,53"/>	s

* En este caso es el Producto Pasteurizado

HTCalc

FIGURA 3.20. RESULTADOS DEL DISEÑO DE UN PASTEURIZADOR DE PLACAS

También se presenta la pérdida de presión para ambas corrientes con la opción de cambiar sus unidades, al Sistema Internacional o Inglés según prefiera el usuario escogiendo esta opción de la lista desplegable. En el ejemplo se muestra la pérdida de presión en “kPa”.

Es necesario mencionar que los programas desarrollados no pretenden ser herramientas completas y exactas de diseño, pero si un instrumento básico que permite tener una idea clara y de primera mano del tamaño de los equipos de transferencia de calor para aplicaciones en procesamiento de

alimentos. Sin lugar a duda, esta herramienta puede ser mejorada para que tenga un rango de aplicación más amplio.

Se puede apreciar que las ventanas tienen además la opción de moverse a la sección de inicio para regresar rápidamente a la ventana principal del programa.

Además, es preciso indicar las limitaciones de esta herramienta de cálculo. La primera es la naturaleza del fluido a tratar, en todos los diseños se tiene que trabajar con fluidos newtoneanos, ya que los modelos matemáticos utilizados son específicos para estos fluidos, por ello el usuario comprobará que en las casillas correspondientes a "Producto", figura 3.14, solo se encuentran 7 productos líquidos además del agua. La siguiente restricción tiene que ver con los fluidos de servicio, tanto para "calentamiento" como para "enfriamiento", solo se encuentra disponible el agua como fluido para el intercambio de calor. Se podría trabajar con vapor de agua como medio de calefacción y con gases refrigerantes como enfriamiento, pero sería necesario incluir los modelos matemáticos para esas aplicaciones en los algoritmos de cálculo del programa, hasta el término de este trabajo, estas últimas herramientas no fueron incluidas. Además es necesario mencionar que en todas las tareas de diseño, los flujos de los fluidos están en contracorriente.

CAPITULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones:

1. Los productos de mayor fabricación son aquellos agrupados bajo la clasificación de Productos del mar Congelado, luego las Frutas y Vegetales Procesados y finalmente las Bebidas Gaseosas y Agua Embotellada.
2. Las operaciones de mayor utilización en las industrias de alimentos son las de Congelación-Refrigeración, Esterilización y Pasteurización.
3. La principal plaza de trabajo para Ingenieros en Alimentos es la de Control de Calidad, en segundo lugar la de Producción y finalmente la de Desarrollo de Productos entre las más importantes.

4. El equipo será capaz de manejar hasta un flujo máximo de 200 L/h y se necesitan 33, 13 y 17 placas para los intercambiadores de calor de placas para las zonas de regeneración, calentamiento y enfriamiento respectivamente.
5. Se requieren 24 horquillas de 3 m de longitud efectiva cada una para las tres zonas del pasteurizador si se usara intercambiadores de tubos concéntricos.
6. Los coeficientes globales de transferencia de calor de las placas, para los mismos flujos, son muy superiores que para tubos concéntricos, por ello el área requerida resultó casi diez veces menor que para el caso de tubos concéntricos.
7. El costo total del proyecto con ambas alternativas, intercambiadores de calor de placas y tubos concéntricos, son muy similares. Sin embargo la herramienta de punto de equilibrio demostró que en operaciones el costo de producción sería menor con intercambiadores de placas.
8. El programa-herramienta de cálculo *HEATTRANSFERCalc* facilita el cálculo de propiedades físicas de alimentos e incluso las del agua.
9. El programa ayuda a obtener los parámetros básicos de diseño de intercambiadores de calor de placas y tubos concéntricos

para dimensionar estos equipos, además de un pasteurizador completo.

10. Su aplicación en el diseño del pasteurizador objetivo de esta tesis fue de vital importancia y cabe destacar que esta labor fue la que dio origen al programa-herramienta de cálculo.

Recomendaciones:

1. Se recomienda realizar un estudio más completo del perfil ocupacional del Ingeniero en Alimentos orientado a ajustar su formación en función de las demandas actuales del mercado laboral.
2. Es recomendable que de implementarse el proyecto, se utilice la opción de intercambiadores de calor de placas.
3. Asimismo se sugiere trabajar con la guía de prácticas diseñadas para las materias correspondientes, que con programa-herramienta de cálculo serían de gran ayuda para el estudiante.
4. Para que la aplicación del programa-herramienta de cálculo sea más amplia, se plantea la creación de la opción que permita el diseño de otros equipos de transferencia de calor, como un intercambiador de tubos y coraza. Además se podría incrementar la base de datos de alimentos, para la determinación de las propiedades físicas de otros que aún no están en la lista.

APÉNDICES

APÉNDICE 1

CLASIFICACIÓN DE LAS EMPRESAS SEGÚN LOS PRODUCTOS QUE ELABORAN

#	PRODUCTOS	Nº EMPRESAS	PONDERACIÓN
1	PRODUCTOS DEL MAR CONGELADOS	92	14%
2	FRUTAS Y VEGETALES PROCESADOS	82	12%
3	GASEOSAS, AGUA EMBOTELLADA E ISOTÓNICOS	78	12%
4	PRODUCTOS DEL MAR ENLATADOS	63	10%
5	LÁCTEOS	59	9%
6	PASTAS Y HARINAS	55	8%
7	CACAO Y CAFÉ	44	7%
8	PAN Y GALLETAS	36	5%
9	ESPECIES, SALSAS, SAZONADORES Y SAL	28	4%
10	GRASAS Y ACEITES COMESTIBLES	27	4%
11	BEBIDAS ALCOHÓLICAS	23	3%
12	CÁRNICOS	14	2%
13	PRODUCTOS EXTRUÍDOS	14	2%
14	HELADOS	13	2%
15	CONFITERÍA	12	2%
16	COMPOTAS, MERMELADAS, JALEAS	11	2%
17	BEBIDAS INSTANTANEAS	6	1%
18	AZÚCAR	5	1%
	TOTAL	662	100%

APÉNDICE 2

CLASIFICACIÓN DE LAS EMPRESAS DE ACUERDO A LAS OPERACIONES

OPERACIÓN	Nº EMPRESAS	PONDERACIÓN
CONGELACIÓN-REFRIGERACIÓN	193	35%
FERMENTACIÓN	26	5%
ESTERILIZACIÓN	152	27%
PASTEURIZACIÓN	138	25%
EVAPORACIÓN	36	6%
SECADO	70	13%
DESTILACIÓN	12	2%
TOTAL EMPRESAS	559	--

APÉNDICE 3

RESUMEN DE LAS OPERACIONES MÁS IMPORTANTES DE LAS EMPRESAS

OPERACIÓN	Nº EMPRESAS	PONDERACIÓN
CONGELACIÓN-REFRIGERACIÓN, ESTERILIZACIÓN, PASTEURIZACIÓN, EVAPORACIÓN Y SECADO	384	69%
OTROS	175	31%

APÉNDICE 4

RESULTADOS DE LA ENCUESTA

1. ¿Trabaja en áreas relacionadas a la Industria de Alimentos?

Sí	100%
No	0%

2. La Industria en la cual trabaja usted está relacionada con los siguientes productos:

Lácteos	3%	Productos del Mar-Mariscos	26%
Cárnicos	10%	Confites-Chocolates	10%
Aceites y Grasas	3%	Cereales	6%
Fermentados	6%	Harinas-Pastas	13%
Vegetales-Frutas	16%	Otros	6%

3. Área de trabajo

Producción	23%	Asesoría	10%
Control de Calidad	33%	Ventas	7%
Desarrollo de Productos	13%	Administración	7%
Planeamiento Alimentario y Nutrición	3%	Otros	0%
Docencia-Investigación	0%		

4. ¿Qué proceso de producción está vinculado a la industria en la cual trabaja usted?

Refrigeración-Congelación	30%	Mezclado-Molienda	16%
Esterilización-Pasteurización	16%	Emulsificación	0%
Destilación	0%	Tamizado-Separaciones Mecánicas	5%
Evaporación	8%	Extrusión	3%
Biotecnología	3%	Cristalización	0%
Humidificación	0%	Deshidratación-Secado	11%
Fermentación	8%	Otros	0%

5. Clasifique en orden de importancia los conocimientos que debe adquirir un Ingeniero en Alimentos

Siendo 1 el más importante			
Transferencia de calor	2	Reología de Alimentos	8
Transferencia de Masa	5	Control Automático de Procesos	11
Empaques	9	Diseño de Planta	7
Tratamientos Térmicos	1	Frituras	10
Flujo de fluidos	6	Congelación-Refrigeración	4
Biología	3	Otros	

APÉNDICE 5

COMPOSICIÓN DE ALGUNOS ALIMENTOS SELECCIONADOS

Food	Water (%)	Protein (%)	Fat (%)	Carbohydrate (%)	Ash (%)
Apples, fresh	84.4	0.2	0.6	14.5	0.3
Applesauce	88.5	0.2	0.2	10.8	0.6
Asparagus	91.7	2.5	0.2	5.0	0.6
Beans, lima	67.5	8.4	0.5	22.1	1.5
Beef, hamburger, raw	68.3	20.7	10.0	0.0	1.0
Bread, white	35.8	8.7	3.2	50.4	1.9
Butter	15.5	0.6	81.0	0.4	2.5
Cod	81.2	17.6	0.3	0.0	1.2
Corn, sweet, raw	72.7	3.5	1.0	22.1	0.7
Cream, half-and-half	79.7	3.2	11.7	4.6	0.6
Eggs	73.7	12.9	11.5	0.9	1.0
Garlic	61.3	6.2	0.2	30.8	1.5
Lettuce, Iceburg	95.5	0.9	0.1	2.9	0.6
Milk, whole	87.4	3.5	3.5	4.9	0.7
Orange juice	88.3	0.7	0.2	10.4	0.4
Peaches	89.1	0.6	0.1	9.7	0.5
Peanuts, raw	5.6	26.0	47.5	18.6	2.3
Peas, raw	78.0	6.3	0.4	14.4	0.9
Pineapple, raw	85.3	0.4	0.2	13.7	0.4
Potatoes, raw	79.8	2.1	0.1	17.1	0.9
Rice, white	12.0	6.7	0.4	80.4	0.5
Spinach	90.7	3.2	0.3	4.3	1.5
Tomatoes	93.5	1.1	0.2	4.7	0.5
Turkey	64.2	20.1	14.7	0.0	1.0
Turnips	91.5	1.0	0.2	6.6	0.7
Yoghurt (whole milk)	88.0	3.0	3.4	4.9	0.7

FUENTE: SINGH P., Introduction to Food Engineering (6)

APÉNDICE 6

COEFICIENTES PARA ESTIMAR LAS PROPIEDADES DE LOS ALIMENTOS

Table A.2.9 Coefficients to Estimate Food Properties

Property	Component	Temperature function	Standard error	Standard % error
k (W/[m °C])	Protein	$k = 1.7881 \times 10^{-1} + 1.1958 \times 10^{-3}T - 2.7178 \times 10^{-6}T^2$	0.012	5.91
	Fat	$k = 1.8071 \times 10^{-1} - 2.7604 \times 10^{-3}T - 1.7749 \times 10^{-7}T^2$	0.0032	1.95
	Carbohydrate	$k = 2.0141 \times 10^{-1} + 1.3874 \times 10^{-3}T - 4.3312 \times 10^{-6}T^2$	0.0134	5.42
	Fiber	$k = 1.8331 \times 10^{-1} + 1.2497 \times 10^{-3}T - 3.1683 \times 10^{-6}T^2$	0.0127	5.55
	Ash	$k = 3.2962 \times 10^{-1} + 1.4011 \times 10^{-3}T - 2.9069 \times 10^{-6}T^2$	0.0083	2.15
	Water	$k = 5.7109 \times 10^{-1} + 1.7625 \times 10^{-3}T - 6.7036 \times 10^{-6}T^2$	0.0028	0.45
	Ice	$k = 2.2196 - 6.2489 \times 10^{-3}T + 1.0154 \times 10^{-4}T^2$	0.0079	0.79
α (m ² /s)	Protein	$\alpha = 6.8714 \times 10^{-2} + 4.7578 \times 10^{-4}T - 1.4646 \times 10^{-6}T^2$	0.0038	4.50
	Fat	$\alpha = 9.8777 \times 10^{-2} - 1.2569 \times 10^{-4}T - 3.8286 \times 10^{-8}T^2$	0.0020	2.15
	Carbohydrate	$\alpha = 8.0842 \times 10^{-2} + 5.3052 \times 10^{-4}T - 2.3218 \times 10^{-6}T^2$	0.0058	5.84
	Fiber	$\alpha = 7.3976 \times 10^{-2} + 5.1902 \times 10^{-4}T - 2.2202 \times 10^{-6}T^2$	0.0026	3.14
	Ash	$\alpha = 1.2461 \times 10^{-1} + 3.7321 \times 10^{-4}T - 1.2244 \times 10^{-6}T^2$	0.0022	1.61
	Water	$\alpha = 1.3168 \times 10^{-1} + 6.2477 \times 10^{-4}T - 2.4022 \times 10^{-6}T^2$	0.0022×10^{-6}	1.44
	Ice	$\alpha = 1.1756 - 6.0833 \times 10^{-3}T + 9.5037 \times 10^{-5}T^2$	0.0044×10^{-6}	0.33
ρ (kg/m ³)	Protein	$\rho = 1.3299 \times 10^3 - 5.1840 \times 10^{-1}T$	39.9501	3.07
	Fat	$\rho = 9.2559 \times 10^2 - 4.1757 \times 10^{-1}T$	4.2554	0.47
	Carbohydrate	$\rho = 1.5991 \times 10^3 - 3.1046 \times 10^{-1}T$	93.1249	5.98
	Fiber	$\rho = 1.3115 \times 10^3 - 3.6589 \times 10^{-1}T$	8.2687	0.64
	Ash	$\rho = 2.4238 \times 10^3 - 2.8063 \times 10^{-1}T$	2.2315	0.09
	Water	$\rho = 9.9718 \times 10^2 + 3.1439 \times 10^{-3}T - 3.7574 \times 10^{-3}T^2$	2.1044	0.22
	Ice	$\rho = 9.1689 \times 10^2 - 1.3071 \times 10^{-1}T$	0.5382	0.06
c_p (kJ/[kg °C])	Protein	$c_p = 2.0082 + 1.2089 \times 10^{-3}T - 1.3129 \times 10^{-6}T^2$	0.1147	5.57
	Fat	$c_p = 1.9842 + 1.4733 \times 10^{-3}T - 4.8008 \times 10^{-6}T^2$	0.0236	1.16
	Carbohydrate	$c_p = 1.5488 + 1.9625 \times 10^{-3}T - 5.9399 \times 10^{-6}T^2$	0.0986	5.96
	Fiber	$c_p = 1.8459 + 1.8306 \times 10^{-3}T - 4.6509 \times 10^{-6}T^2$	0.0293	1.66
	Ash	$c_p = 1.0926 + 1.8896 \times 10^{-3}T - 3.6817 \times 10^{-6}T^2$	0.0296	2.47
	Water ^a	$c_p = 4.0817 - 5.3062 \times 10^{-3}T + 9.9516 \times 10^{-4}T^2$	0.0988	2.15
	Water ^b	$c_p = 4.1762 - 9.0864 \times 10^{-5}T + 5.4731 \times 10^{-6}T^2$	0.0159	0.38
Ice	$c_p = 2.0623 + 6.0769 \times 10^{-3}T$			

Source: Choi and Okos (1986).

^aFor the temperature range of -40 to 0°C.

^bFor the temperature range of 0 to 150°C.

FUENTE: SINGH P., Introduction to Food Engineering (6)

APÉNDICE 7

CONSTANTES DE KUMAR (1984) PARA TRANSFERENCIA DE CALOR Y PÉRDIDAS DE PRESIÓN

Chevron Angle β	Reynolds	C_h	y	Reynolds	K_p	z
≤ 30	≤ 10	0.718	0.349	< 10	50	1
	> 10	0.348	0.663	10-100	19.4	0.589
				> 100	2.99	0.183
45	< 10	0.718	0.349	< 15	47	1
	10-100	0.4	0.598	15-300	18.29	0.652
	> 100	0.3	0.663	> 300	1.441	0.206
50	< 20	0.63	0.333	< 20	34	1
	20-300	0.291	0.591	20-300	11.25	0.631
	> 300	0.13	0.732	> 300	0.772	0.161
60	< 20	562	0.326	< 40	24	1
	20-400	0.306	0.529	40-400	3.24	0.457
	> 400	0.108	0.703	> 400	0.76	0.215
≥ 65	< 20	0.562	0.326	< 50	24	1
	20-500	0.331	0.503	50-500	2.8	0.451
	> 500	0.087	0.718	> 500	0.639	0.213

Fuente: Bejan, Heat Transfer Handbook (12)

APÉNDICE 8

INTERCAMBIADOR DE PLACAS ALFA-LAVAL T-2



T2

Plate heat exchanger

Applications

General heating and cooling duties.

Standard design

The plate heat exchanger consists of a pack of corrugated metal plates with portholes for the passage of the two fluids between which heat transfer will take place.

The plate pack is assembled between a fix frame plate and a movable pressure plate and compressed by tightening bolts. The plates are fitted with a gasket which seals the interplate channel and directs the fluids into alternate channels. The number of plates is determined by the flow rate, physical properties of the fluids, pressure drop and temperature program. The plate corrugations promote fluid turbulence and support the plates against differential pressure.

The plate and the pressure plate are suspended from an upper carrying bar and located by a lower guiding bar.

Connections are located in the frame plate or, if either or both fluids make more than a single pass within the unit, in the frame and pressure plates.



T2B-FG

Typical capacities

Liquid flow rate

Up to 2 kg/s, depending on media, permitted pressure drop and temperature program.

Plate types

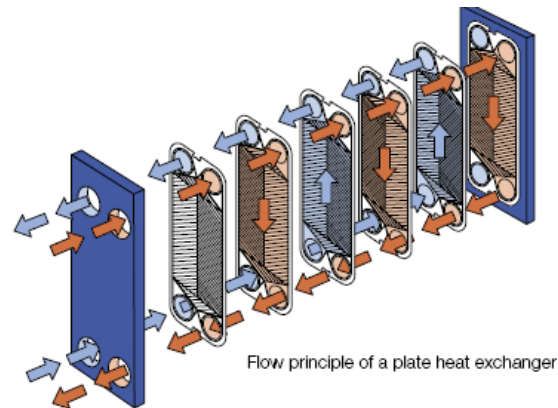
T2B

Frame types

FG

Working principle

Channels are formed between the plates and the corner ports are arranged so that the two media flow through alternate channels. The heat is transferred through the plate between the channels, and complete counter-current flow is created for highest possible efficiency. The corrugation of the plates provides the passage between the plates, supports each plate against the adjacent one and enhances the turbulence, resulting in efficient heat transfer.



Flow principle of a plate heat exchanger

Standard materials

Frame plate

Mild steel, Epoxy painted

Nozzles

Stainless steel AISI 316, Titanium

Plates

Stainless steel AISI 316 or Titanium

Gaskets

Nitrile, EPDM

Connections

Straight pipe thread ISO-G 3/4"

Technical data

Mechanical design pressure (g) / temperature

FG 1.6 MPa / 160°C

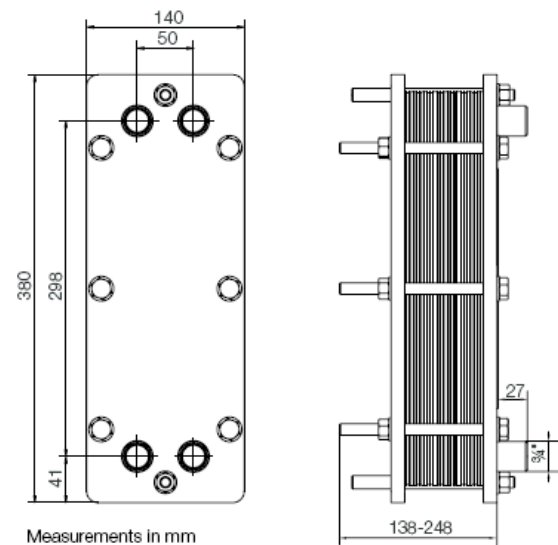
Maximum heat transfer surface

1.0 m² (10.76 sq. ft)

Particulars required for quotation

- Flow rates or heat load
- Temperature program
- Physical properties of liquids in question (if not water)
- Desired working pressure
- Maximum permitted pressure drop

Dimensions



Measurements in mm

APÉNDICE 9

PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS EN LA ZONA DE CALENTAMIENTO

Propiedad	Leche	Agua de Calentamiento	Unidades
C_p	3903.14	4199.95	J/kg K
$\mu \times 10^6$	563	382.2	Pa-s
$\mu_w \times 10^6 (a T_w)$	537	393.2	Pa-s
κ	0.61	0.67	W/m ^o K
ρ	1006.95	976.45	kg/m ³

APÉNDICE 10

PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS EN LA ZONA DE REGENERACIÓN

Propiedad	Leche Cruda	Leche Pasteurizada	Unidades
C_p	3882.61	3887.21	J/kg K
$\mu \times 10^5$	120	97	Pa-s
$\mu_w \times 10^5 (a T_w)$	108	107.6	Pa-s
κ	0.58	0.59	W/m ^o K
ρ	1021.28	1018.21	kg/m ³

APÉNDICE 11

PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS EN LA ZONA DE ENFRIAMIENTO

Propiedad	Leche Pasteurizada	Agua de enfriamiento	Unidades
C_p	3874.83	4175.92	J/kg K
$\mu \times 10^5$	234	157	Pa-s
$\mu_w \times 10^5 (a T_w)$	264	144	Pa-s
κ	0.55	0.58	W/m ^o K
ρ	1025.93	997.19	kg/m ³

Elaborado por: Danny Mendieta P., 2007.

APÉNDICE 12

DATOS REGISTRADOS PARA EL SISTEMA AGUA-AGUA CON VARIACIÓN DEL FLUJO DE FLUIDO FRÍO

Prueba Nº	Fluido Frío			Fluido Caliente		
	m_F L/h	T_1 °C	T_2 °C	m_w L/h	t_1 °C	t_2 °C
1	300	26.00	51.00	401.63	57.00	36.67
2	400	26.00	48.89	401.63	57.00	36.00
3	500	26.00	48.00	401.63	57.00	34.56
4	596	26.00	47.00	401.63	57.00	33.00
5	692	26.00	45.33	401.63	57.00	31.56
6	783.5	26.00	44.00	401.63	57.00	29.11

APÉNDICE 13

PROPIEDADES FÍSICAS CALCULADAS PARA EL FLUIDO FRÍO

<i>Fluido Frío</i>							
G_F	T_m	T_w	C_p	κ	ρ	$\mu \times 10^6$	$\mu_w \times 10^6$
kg/s m ²	°C	°C	J/kg°C	W/m°C	kg/m ³	Pa-s	Pa-s
105.87	36.89	41.36	4180.81	0.63	991.73	671.36	623.90
141.16	36.50	41.33	4180.47	0.63	992.03	691.53	631.48
176.44	35.67	40.22	4180.33	0.63	992.15	697.29	637.94
210.32	34.89	39.44	4180.18	0.63	992.29	703.88	645.13
244.20	34.28	38.78	4179.92	0.63	992.51	715.12	654.03
276.49	33.67	37.86	4179.72	0.63	992.69	724.35	665.07

APÉNDICE 14

DATOS REGISTRADOS PARA EL SISTEMA AGUA-AGUA CON VARIACIÓN DEL FLUJO DE FLUIDO CALIENTE

<i>Prueba</i>	<i>Fluido Frío</i>			<i>Fluido Caliente</i>		
	m_F	T_1	T_2	m_w	t_1	t_2
Nº	L/h	°C	°C	L/h	°C	°C
1	200	26.00	56.00	336.92	57.00	38.22
2	200	26.00	55.00	353.28	57.00	37.56
3	200	26.00	52.00	369.63	57.00	36.22
4	200	26.00	51.30	385.98	57.00	35.44
5	200	26.00	50.70	402.33	57.00	35.11
6	200	26.00	48.50	435.04	57.00	34.78

APÉNDICE 15

PROPIEDADES FÍSICAS CALCULADAS PARA EL FLUIDO CALIENTE

<i>Fluido Caliente</i>							
G_F	T_m	T_w	C_p	κ	ρ	$\mu \times 10^6$	$\mu_w \times 10^6$
kg/s m ²	°C	°C	J/kg°C	W/m°C	kg/m ³	Pa-s	Pa-s
117.75	47,61	44,31	4184,28	0.64	988,81	573,25	606,49
123.47	47,28	43,89	4184,14	0,64	988,93	576,49	610,85
129.18	46,61	42,81	4183,86	0,64	989,16	583,05	622,40
134.90	46,22	42,44	4183,69	0,64	989,30	586,92	626,40
140.61	46,06	42,20	4183,62	0,64	989,35	588,59	628,95
152.04	45,89	41,57	4183,56	0,64	989,41	590,27	635,93

BIBLIOGRAFÍA

1. CASP A. et. al., Procesos de Conservación de Alimentos, Editorial Mundi-Prensa, Madrid, España, 2003.
2. LÓPEZ EUGENIO, et al, Construcción de un Pasteurizador Utilizando los Intercambiadores de Placas Disponibles en el Instituto de Investigaciones Tecnológicas y Estudio de las Variable de Transferencia de Calor, Facultad de Ingeniería Química, Universidad de Guayaquil, 2003.
3. PERRY R. et. al., Perry's Chemical Engineers' Handbook, Séptima Edición, Editorial McGraw-Hill, New York, EEUU, 1999.
4. KERN D., Procesos de Transferencia de Calor, Compañía Editorial Continental, New York, EEUU, 1972.
5. TOLEDO R., Fundamentals of Food Process Engineering, Editorial Kluwer Academic and Plenum Publishers, New York, EEUU, 1999.
6. GOSTA B., Manual de Industrias Lácteas, Editorial Madrid Vicente, Madrid, España, 1996.

7. SINGH R. et. al., Introduction to Food Engineering, Editorial Academic Press, San Diego, California, EEUU, 2003.
8. WELTI-CHANES J. et. al., Simulación y Optimización de Procesos de Pasteurización en Intercambiadores de Placas: Jugos y Bebidas de Frutas. México, México.
9. ALVARADO J., Principios de Ingeniería Aplicados a Alimentos, Ambato, Ecuador, 1996.
10. HELDMAN D. et. al., Handbook of Food Engineering, Editorial CRC Press, EEUU, 2007.
11. GEANKOPLIS C., Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias, Editorial CECSA, México D. F., México, 2003.
12. BEJAN A. et. al., Heat Transfer Handbook, Editorial Wiley, New Jersey, EEUU, 2003.
13. HOLMAN J., Transferencia de Calor, Editorial CECSA, México D. F., México, 1980.
14. CENGEL Y, Transferencia de Calor, Editorial Mc Graw-Hill, Segunda Edición, México D. F., México, 2004.

15. BRENAN J., Food Processing Handbook, Editorial Wiley-VCH, Weinheim, Germany, 2006.
16. VAN WYLEN et. al., Fundamentos de Termodinámica, Segunda Edición, Editorial Limusa Wiley, México DF, México, 2002.
17. BACA G., Evaluación de Proyectos, Cuarta Edición, Editorial McGraw-Hill, México D.F., México, 2001.
18. Instituto Nacional de Nutrición, Tabla de Composición de los Alimentos Ecuatorianos, 1975.
19. MONTGOMERY D, et. al., Probabilidad y Estadística Aplicadas a la Ingeniería, Segunda Edición, Editorial Limusa, 2002.

Referencias

1. www1, 2007: <http://www.supercias.gov.ec/>
2. www2, 2007: <http://www.alfalaval.com>
3. www3, 2008: <http://eoma.aoac.org/>