



**FACULTAD DE INDUSTRIAS ALIMENTARIAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN INDUSTRIAS ALIMENTARIAS**

EXAMEN DE SUFICIENCIA PROFESIONAL

**DETERMINACIÓN Y PREDICCIÓN DE LAS PRINCIPALES PROPIEDADES
FÍSICAS DE LOS FLUIDOS DE USO ALIMENTARIO: VISCOSIDAD,
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA Y DIFUSIVIDAD**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO EN INDUSTRIAS ALIMENTARIAS**

**PRESENTADO POR:
ANGELA EDELMIRA ROJAS DONAYRE**

**ASESOR:
ING. ELMER TREVEJO CHÁVEZ MSc**

IQUITOS, PERÚ

2022



UNAP

FACULTAD DE INDUSTRIAS ALIMENTARIAS

Escuela Profesional de
Ingeniería en Industrias Alimentarias

**ACTA DE SUSTENTACIÓN DEL EXAMEN DE SUFICIENCIA PROFESIONAL N° 026-
CGT-FIA-UNAP-2022**

En Iquitos, en las instalaciones del laboratorio de ingeniería, ubicado en la Planta Piloto, sito Av. Freyre N° 610, a los 12 días del mes de mayo de 2022, a horas 10:20, se dió inicio a la sustentación pública del informe del examen de suficiencia profesional titulado: **“DETERMINACIÓN Y PREDICCIÓN DE LAS PRINCIPALES PROPIEDADES FÍSICAS DE FLUIDOS DE USO ALIMENTARIO: VISCOSIDAD, CONDUCTIVIDAD TÉRMICA Y DIFUSIVIDAD”** presentado por el (la) Bachiller **ANGELA EDELMIRA ROJAS DONAYRE**; para optar el Título Profesional de Ingeniero(a) en Industrias Alimentarias, que otorga la Universidad de acuerdo a Ley y Estatuto.

El Jurado Calificador y dictaminador designado mediante Resolución Decanal N° 0183-FIA-UNAP-2022 del 02 de mayo de 2022, está integrado por:

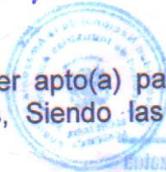
Ing. SEGUNDO ARÉVALO DEL AGUILA, MSc.
Ing. JUAN ALBERTO FLORES GARAZATUA, Mtro.
Lic. MIRIAM RUTH ALVA ANGULO, Mgr

Luego de haber escuchado con atención y formulado las preguntas necesarias, las cuales fueron respondidas: ACERTADAMENTE

El Jurado después de las deliberaciones correspondientes, llego a las siguientes conclusiones:

La sustentación pública y el informe del examen de suficiencia profesional, según promedio final, ha sido: APROBADO con la calificación BUENA

Estando el (la) bachiller apto(a) para obtener el Título Profesional de Ingeniero(a) en Industrias Alimentarias, Siendo las 19:20 se dió por terminado el acto de sustentación.



Presidente
Ing. SEGUNDO ARÉVALO DEL AGUILA, MSc.
CIP: 26699

Miembro
Ing. JUAN ALBERTO FLORES GARAZATUA, Mtro.
CIP: 31646

Miembro
Lic. MIRIAM RUTH ALVA ANGULO, Mgr.
CNP: 130

Asesor
Ing. ELMER TREVEJO CHÁVEZ, Mgr.
CIP: 18493



MIEMBROS DEL JURADO

Examen de suficiencia profesional aprobada sustentación pública en la ciudad de Iquitos en las instalaciones del laboratorio de ingeniería de alimentos, ubicado en la avenida Augusto Freyre N° 610, Planta Piloto de la Universidad Nacional de la Amazonia Peruana, llevado a cabo 12 de mayo del 2022, siendo, 7:20 pm del día jueves, siendo los miembros del jurado calificador los abajo firmantes.

Ing. SEGUNDO AREVALO DEL AGUILA MSc

Ing. JUAN ALBERTO FLORES GARAZATUA MSc

Lic. MIRIAM RUTH ALVA ANGULO MSc

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado a mi querida madre Teresa Donayre Figueredo, quien siempre me apoyo en los malos momentos de la vida, emocionalmente, dándome ánimos a seguir adelante y no abandonar mis sueños por las inconveniencias de la vida.

A mis hijos Rodrigo y Benjamín, que siempre supieron entender mi ausencia y hasta hoy son mi soporte emocional para seguir adelante.

Angela E. Rojas Donayre

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por la vida, por fortalecerme cuando me sentía cansada del esfuerzo cotidiano, por darme salud y permitir que logre uno más de mis proyectos de vida.

Agradezco a mi familia, mis padres, mis hermanos y mis hijos, que son la razón de mi vivir y la estructura que me sostiene emocionalmente.

A los docentes de la UNAP, que me impartieron parte de su conocimiento para lograr mi meta de concluir la carrera de ingeniería Alimentaria y contribuir con la sociedad ejerciéndola. aun después de haberla dilatado en el tiempo hoy lo tengo concluida, gracias.

Angela E. Rojas Donayre

ÍNDICE GENERAL

	Páginas
PORTADA	i
ACTA DE EXAMEN DE SUFICIENCIA PROFESIONAL	ii
MIEMBROS DEL JURADO	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
ÍNDICE GENERAL	vi
ÍNDICE DE TABLAS	viii
ÍNDICE DE FIGURAS	ix
ABREVIATURAS	xi
RESUMEN	xii
ABSTRACT	xiii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I:	2
1.1 MARCO TEÓRICO	2
1.1 TRANSFERENCIA DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO	2
1.1.1 Fluidos	2
1.1.2 propiedades de los líquidos	2
1.1.3 Densidad	2
1.1.4 Viscosidad	3
1.1.5 Medida de la viscosidad	6
1.1.5.1 Viscosímetro de tubo capilar	6
1.1.5.2 Viscosímetro rotatorio	10
1.1.6 INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA EN LA VISCOSIDAD	13
1.1.7 Propiedades de los líquidos no-newtonianos	13
1.2 TRANSFERENCIA DE CALOR	17
1.2.1 Sistemas para el calentamiento y enfriamiento de alimentarios	18
1.2.1.1 Cambiadores de calor de placas	19
1.2.1.2 Cambiadores de calor tubulares	21
1.2.1.3 Cambiadores de calor de superficie rascada	23
1.2.1.4 Cambiadores de calor por inyección de vapor	25
1.2.2 Propiedades térmicas de los alimentos	26
1.2.2.1 Calor específico	26

1.2.2.2_Conductividad térmica	29
1.2.3 Mecanismo de transmisión de calor	31
1.2.3.1 Transmisión de calor por conducción	31
1.2.3.2 Transformación de calor por convección	34
1.2.3.3 Transmisión de calor por radiación	36
1.2.4 REFRIGERACIÓN	37
1.2.4.1 Componentes de un sistema de refrigeración	39
1.2.4.1.1. Evaporador	40
1.2.4.1.2 Compresor	42
1.2.4.1.3 Condensador	46
1.2.4.1.3.1 Condensador de tubos concéntricos	46
1.2.4.1.3.2 Condensadores de carcasa y tubos	47
1.2.4.1.3.3 Condensadores de carcasa y serpentín	47
1.2.4.1.3.4 Condensadores refrigerados por aire	47
1.2.4.1.3.5 Condensador evaporativo	47
1.2.4.1.4 Válvula de expansión	49
1.2.4.2 Diagrama presión- entalpia	52
1.2.4.3 Tablas presión-entalpia	55
1.2.4.4 Expresiones matemáticas útiles en el análisis de la refrigeración	56
1.2.4.5 Sistema de “flash” de eliminación de vapor	62
1.3 TRANSFERENCIA DE MASA	67
1.3.1 El proceso de difusión	68
1.3.1.1 Difusión en estado estacionario de gases (y líquidos)	72
1.3.1.2 Coeficiente de transferencia de materia	72
1.3.1.3 Flujo laminar sobre una lámina plana	76
1.3.1.4 Flujo turbulento sobre una lámina plana	76
1.3.1.5 Flujo laminar en una tubería	76
1.3.1.6 Flujo turbulento en una tubería	77
1.3.1.7 Transparencia de materia para flujo sobre objetos esféricos	77
CAPÍTULO II: CONCLUSIONES	82
CAPÍTULO III: RECOMENDACIONES	83
CAPÍTULO IV: FUENTES DE INFORMACIÓN	84

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla N ^o 01. Viscosidad de algunos alimentos a temperatura ambiente	04
TABLA 2: Valores de los coeficientes en el modelo de fluido de Herschel-Bulkley.	15
TABLA 03: Composición de diversos alimentos	28
Tabla N ^o 04. Valores orientativos de coeficiente de transmisión de calor por convección.	34
Tabla N ^o 05. Coeficiente de difusión de determinados gases en agua a 20°C	70
Tabla N ^o 06. Coeficiente de difusión de determinados gases y vapores en aire (bajo condiciones estándar)	70

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 01: Hidrómetro de mano o Densímetro	02
Figura 02: Esquema del perfil de velocidad en un líquido utilizado para definir la viscosidad	03
Figura 03: balance de fuerzas en una sección de un tubo capilar	07
Figura 04: viscosímetro de tubo capilar	09
Figura 05: viscosímetro rotatorio	10
Figura 06 : clasificación de los líquidos no-newtonianos	13
Figura 07 : Relación esfuerzo cortante-velocidad del cizallamiento para líquidos newtonianos y no-newtonianos	13
Figura 08: determinación de la viscosidad aparente a partir de Una representación esfuerzo cortante-velocidad de cizallamiento	14
Figura 09 : Clasificación de los cambiadores de calor más comunes	17
Figura 10: (A) cambiador de calor de placas (B) esquema del flujo de fluido entre placas	18
Figura 11: vista de los moldes utilizados en la fabricación de las placas para los cambiadores de calor	19
Figura 12: pasteurizador de placas de cinco etapas para el procesado de leche	21
Figura 13: sistema de refrigeración de dos vías utilizado en el procesado de zumo de uva	21
Figura 14: esquema de un cambiador de calor tubular	22
Figura 15: esquema de un cambiador de calor de tubos concéntricos	22
Figura 16: cambiador de calor de carcasa – tubos con dos pasos por los tubos	23
Figura 17: cambiadores de calor de superficie rascada mostrando varios de sus componentes	24
Figura 18: cambiador de calor por inyección de vapor	25
Figura 19: convenio de signos para flujo de calor	31
Figura 20: pérdida de calor por convección desde una lámina plana	33
Figura 21: utilización de un líquido refrigerante en refrigeración	37
Figura 22: sistema mecánico de refrigeración por compresión de vapor	38
Figura 23: diferentes tipos de serpentines de evaporadores	40

Figura 24: evaporador de expansión directa y evaporador de tipo inundado.	40
Figura 25: Operación de un Cilindro	41
Figura 26: sistema típico de refrigeración por compresión de dos cilindros con un condensador enfriado mediante aire y un motor eléctrico	42
Figura 27: Ciclo completo de un compresor Alternativo	43
Figura 28: Condensadores de Carcasa y tubos y de doble tubería	45
Figura 29: Condensador de Placa y de tubos con aletas	47
Figura 30: Condensador Evaporativo	47
Figura 31: Valvular de expansión manual	48
Figura 32: Valvular de Flotador de baja	49
Figura 33: válvula de expansión automática	50
Figura 34: válvula de expansión termostática	50
Figura 35: Diagrama presión – entalpia	52
Figura 36: Diagrama presión – entalpia para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor bajo condiciones saturadas	53
Figura 37: Diagrama temperatura – entropía	53
Figura 38: Diagrama presión-entalpia para una temperatura del evaporador de -20°C y una temperatura del condensador de 20°C	55
Figura 39: Diagrama presión – entalpia para un sistema «flash» de eliminación de vapor	61
Figura 40: sistema «flash» de eliminación de vapor	62
Figura 41: Diagrama presión-entalpia para el sistema «flash» de eliminación de vapor	65
Figura 42: difusión de gases dentro de una cámara	68
Figura 43: Desarrollo de una capa limite en una lámina plana	84
Figura 44: Desarrollo de una capa límite de temperatura, concentración y velocidad en una superficie	84

ABREVIATURA

ΔP = variación de la presión

Pa = pascal

μ = viscosidad

σ = **esfuerzo cortante**

Ω = **par de torsión**

Cgs = **sistema cegesimal**

RESUMEN

Cantidad de movimiento, transferencia de calor y transferencia de masa, son fenómenos de transporte en la industria alimentaria. Las principales propiedades físicas de los fluidos, (gases y líquidos). como: viscosidad, densidad, conductividad térmica, difusividad, determinan el comportamiento de los fluidos en la mecánica de fluidos y tratamientos térmicos.

Conociendo las propiedades de los fluidos se puede aplicar el tratamiento adecuado para su transformación o conservación, en la industria de los alimentos.

La viscosidad es una propiedad de fluidos donde este muestra su grado de resistencia a fluir, según la magnitud de la fuerza o esfuerzo cortante que se aplica sobre él.

La transferencia de calor en el procesamiento de alimentos, el calentamiento y el enfriamiento son los procesos más habituales en una planta de procesamiento de alimentos. Es habitual encontrar en la moderna industria alimentaria unidades de refrigeración, congelado, esterilización, secado y/o curación.

La transferencia de materia, en el procesamiento de alimentos a menudo es posible seleccionar determinadas reacciones químicas mediante la elección de las condiciones idóneas y por tanto obtener los productos deseados de la manera, más eficiente posible. Sin embargo, normalmente suelen producirse diferentes sub productos además de los productos deseados.

ABSTRACT

Momentum, heat transfer and mass transfer are transport phenomena in the food industry. the main physical properties of fluids (gases and liquids). such as: viscosity, density, thermal conductivity, diffusivity, determine the behavior of fluids in fluid mechanics.

Knowing the properties of the fluids, the appropriate treatment can be applied for their transformation or conservation in the food industry.

Viscosity is a property of fluids where it shows its degree of resistance to flow, depending on the magnitude of the force or shear stress that is applied to it.

Heat transfer in food processing, heating and cooling are the most common processes in a food processing plant. It is common to find refrigeration, freezing, sterilization, drying and/or curing units in the modern food industry.

Material transfer, in food processing it is often possible to select certain chemical reactions by choosing the ideal conditions and therefore obtain the desired products from the most efficient material possible. However, different by-products are usually produced in addition to the desired products.

INTRODUCCIÓN

Las principales propiedades físicas de los fluidos, como: viscosidad, densidad, conductividad térmica, difusividad, determinan el comportamiento de los fluidos en la mecánica de fluidos. La viscosidad es una propiedad de fluidos donde este muestra su grado de resistencia a deformarse y fluir, este grado depende de la magnitud de la fuerza o esfuerzo cortante que se aplica sobre él. Los fluidos que cumplen con la ley de Newton de la viscosidad, son fluidos newtonianos y los que no cumplen con esta ley de Newton son denominados fluidos no newtonianos. La ecuación de Newton de viscosidad es la relación entre el esfuerzo cortante y la velocidad de deformación

$$\sigma = -\mu \frac{dv}{dy}$$

Donde σ es esfuerzo cortante y $\frac{dv}{dy}$ es la velocidad de deformación,

Para conducción de calor la ecuación que se utiliza es la ecuación de la ley de Fourier cuya ecuación es la siguiente:

$$\dot{Q} = -KA \frac{dT}{dX}$$

Donde la constante de proporcionalidad K es la conductividad térmica del material, que es una medida de la capacidad de un material para conducir calor, (\dot{Q}). dT/dX es el gradiente de temperatura, A es el área de transferencia de calor. La razón de la conducción a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de esta y el área de transferencia es inversamente proporcional al espesor de esta capa (dX).

De modo similar la razón de difusión

$$\frac{m_B}{A} = -D \frac{\partial c}{\partial x}$$

El proceso de difusión puede describirse matemáticamente utilizando la ley de difusión de Fick, en donde el flujo de masa de un componente B por unidad de área $\frac{m_B}{A}$ es proporcional al gradiente de su concentración $\frac{dc}{dx}$.

Obsérvese que la ley de Fick es similar a la ley de Fourier.

CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO

1.1 TRANSFERENCIA DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO

El movimiento es el intercambio de la ubicación de un objeto a lo largo del tiempo con respecto al sistema de referencias, llegando al resultante, de que la fuerza externa que se somete sobre un sistema particular es nula, por ende, la cantidad de movimientos del sistema permanecen sin variaciones (Singh & Heldmam, 1998).

1.1.1 Fluidos

Los concentrados en etapas líquidas o gaseosas tienen como característica la fluidez y sus factores de atracción intermolecular son débiles, están conectadas a las paredes de sus recipientes, además les falta rigidez y elasticidad, se distorsionan cuando en ellas actúan fuerzas de ciertas amplitudes sobre ellas, por eso no tienen forma determinada, tienen la forma del contenedor que lo alberga. Los líquidos son sustancias incomprensibles y los gases son fluidos comprensibles (C. Vidal, 1996),

Ejemplo: el agua, aceite, miel, leche, yogurt, néctar, mermelada, etc...

1.1.6 Propiedades de los líquidos.

El transporte de alimentos líquidos en la fábrica está directamente relacionado con las características del líquido, incluyendo densidad, viscosidad, conductividad térmica, difusividad, etc. Estas características determinan la potencia necesaria para transportar el fluido, así como las características del flujo en el interior de las tuberías. Por tanto, es necesario conocer la base física de estas propiedades para diseñar el sistema de transporte más eficiente, el tratamiento térmico adecuada durante la transformación, el almacenamiento óptimo, etc. (J. Prusa, 1995).

1.1.7 Densidad

La densidad de un líquido se define como la masa del líquido que ocupa una unidad de volumen definida de dicho líquido y se expresa en Kg/m^3 . El factor más evidente es que la densidad está influenciada por la temperatura, la densidad de un líquido se mide con un hidrómetro de mano. Este instrumento

mide la gravedad específica, también conocida como densidad relativa; es decir, la relación entre la densidad de un líquido dado y la densidad del agua a la misma temperatura. El instrumento consta de un pesado flotador unido a una varilla de pequeño diámetro que tiene una escala de valores de densidad relativa. El flotador se hunde en un líquido de densidad desconocida, la longitud es proporcional a su gravedad, la longitud es proporcional a la gravedad específica y el nivel de líquido resultante se puede leer en la escala. Debe tenerse cuidado al convertir los valores de gravedad específica en densidad, asegurándose que se ha tomado la densidad del agua a la temperatura a la que se ha tomado la medida (C. Vidal, 1996).

Figura 01: Hidrómetro de mano o Densímetro



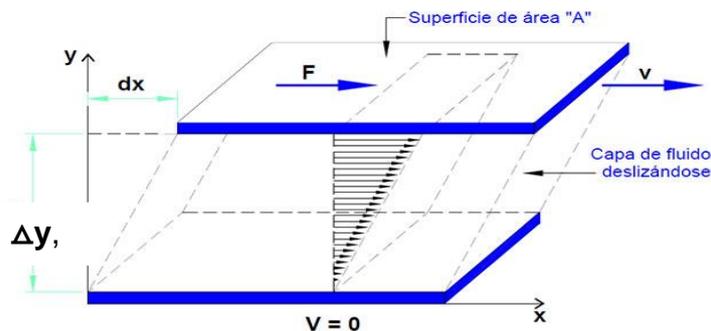
Fuente: Google

1.1.8 Viscosidad

La propiedad de un fluido determina la magnitud de su resistencia debido a la fuerza cortante dentro de él, es la propiedad del fluido que más influye en las características del flujo. Cuando un fluido está bajo tensión, el fluido tenderá a deformarse; es decir, fluirá, aumentando la velocidad del flujo a medida que aumenta la tensión aplicada. Diferentes fluidos exhiben diversos grados de resistencia a las tensiones aplicadas. La viscosidad es la propiedad de un líquido que determina su resistencia al movimiento entre las capas internas del fluido. Considere un líquido contenido entre dos placas infinitas paralelas separadas por una pequeña distancia Δy , la placa superior está sujeta a una fuerza F . Por lo tanto, la placa superior se mueve en la dirección de la fuerza aplicada, paralela a la placa inferior (Garcell Puyans L., 1995).

La velocidad de la placa superior es constante Δu , y la placa inferior no cambia. Entre las dos placas, el fluido consta de varias capas, cada una de las cuales se mueve en la dirección z. la capa líquida superior está en contacto con la placa móvil con velocidad Δu ; mientras que la siguiente capa inferior se mueve a una velocidad ligeramente inferior, y así sucesivamente hasta que la capa líquida haga contacto con la placa inferior (detenida). Los perfiles de velocidad de las diferentes capas son lineales en la dirección y. Se ha encontrado experimentalmente que la magnitud de una fuerza, F, es proporcional tanto a la velocidad Δu como al área superficial, A, de la lámina e inversamente proporcional a la separación entre las dos **placas**, Δy (Garcell Puyans L., 1995).

Figura 02: Esquema del perfil de velocidad en un líquido utilizado para definir la viscosidad



Fuente: Singh & Heldmam (1998)

Entonces,

$$\sigma = -\mu \frac{\Delta u}{\Delta y} \quad (01)$$

ò

$$\frac{F}{A} = -\mu \frac{\Delta u}{\Delta y} \quad (02)$$

Donde μ es una constante de proporcionalidad denominada viscosidad, el signo negativo indica que conforme aumenta la distancia disminuye la velocidad. Si en la ecuación (2) Δy se aproxima a cero, entonces,

Fluidos Newtonianos \longrightarrow
$$\sigma = \frac{F}{A} = -\mu \frac{du}{dy} \quad (03)$$

Un líquido que satisface la ecuación (03) se denomina fluido newtoniano. El agua es un fluido newtoniano; así como la miel, la leche líquida y los jugos, son alimentos líquidos con características newtonianas. Se presentan algunos ejemplos de viscosidad.

Tabla N° 01. Viscosidad de algunos alimentos a temperatura ambiente.

Líquido	Viscosidad aprox. (Pa . s)
Agua	10^{-3}
Aceite de Oliva	10^{-1}
Miel líquida	10^1
Jarabe	10^2

Fuente: **Singh & Heldmam (1998)**

El esfuerzo cortante se obtiene por la ecuación (03), teniendo en cuenta la fuerza expresada en N (newton) y el área en m² (metros cuadrados).

$$\sigma = \frac{N}{m^2} = Pa \quad (04)$$

En la ecuación (03), el término du/dy se denomina velocidad de corte, su unidad es 1/s, que viene dada por la relación de cambio de velocidad (m/s) sobre la distancia (m). Por lo tanto, las unidades de viscosidad son:

$$\mu = \frac{\sigma}{du/dy} = \frac{Pa}{1/s} = Pa \cdot s \quad (05)$$

La viscosidad se expresa en diferentes unidades, mejor conocidas como el sistema decimal. cgs, donde la tensión tiene unidades de dyn/cm².s y la velocidad de corte es 1/s, por lo tanto:

$$\mu = \frac{\text{dina} \cdot \text{s}}{\text{cm}^2} = \text{poise} \quad (06)$$

La viscosidad de un líquido se suele expresar en centipoises n (0,01 poises). La viscosidad del agua es de aproximadamente 1 centipoises a temperatura ambiente, mientras que la viscosidad de la miel es de 8880 centipoises. (Singh & Heldmam, 1998)

1.1.5 Medida de la viscosidad

Según BIRD B., STEWART W., (2006). La viscosidad del fluido se puede medir por diferentes métodos, los instrumentos más comunes son los viscosímetros de tubo capilar y los viscosímetros rotatorios.

1.1.5.1 Viscosímetro de tubo capilar

La medición de la viscosidad en tubos capilares se basa en el diagrama de la figura (3). suficiente presión (ΔP) para vencer la fuerza de corte dentro del fluido e inducir el flujo a cierta velocidad. La fuerza cortante se aplica a la superficie interior del líquido a lo largo de toda la longitud L del tubo y una distancia r desde el centro del tubo. La fuerza de corte es la fuerza por unidad de área, donde el área es la sección transversal circular; Luego:

$$\sigma = \frac{F}{2\pi rL} \quad (07)$$

Y la presión (ΔP): es fuerza por unidad de área, donde el área corresponde a la línea sección transversal. Entonces,

$$\Delta P = \frac{F}{\pi r^2} \quad (08)$$

$$F = (\pi r^2) \Delta P \quad (09)$$

entonces;

$$\sigma = \frac{\Delta P (\pi r^2)}{2\pi rL} = \frac{\Delta P r}{2L} \quad (10)$$

De la ecuación (10) es evidente que la fuerza de cizalla o esfuerzo cortante σ variara desde cero en el centro del tubo hasta $\frac{\Delta P R}{2L}$ en la pared del tubo (donde $r = R$). Combinando la ecuación (1) y la (10),

$$\frac{\Delta P r}{2L} = -\mu \frac{du}{dr} \quad (11)$$

Separando variables,

$$du = - \frac{\Delta P r}{2\mu L} dr \quad (12)$$

E integrando desde la pared del tubo R donde $u = 0$ hasta cualquier posición r donde la velocidad local es u ,

$$\int_0^U du = \frac{\Delta p}{2\mu L} \int_R^r r dr$$

entonces

$$u = \frac{\Delta p}{4\mu L} (R^2 - r^2) \quad (14)$$

La ecuación (14) es una expresión que define el perfil de velocidad tal que un fluido de viscosidad μ , su velocidad será u en el punto r cuando hay una caída de presión ΔP a lo largo de un tubo de longitud L . De la sección transversal de una capa dentro del tubo (Fig. 03) puede expresarse como:

$$dA = 2\pi r dr \quad (15)$$

Entonces el volumen del líquido que fluye a través de la capa por unidad de tiempo (es decir, la tasa de flujo volumétrico) es la velocidad u por el área dA .

$$dV = (u)(2\pi r dr) \quad (16)$$

Integrado desde el centro del tubo ($r = 0$) hasta la pared del mismo ($r = R$), y sustituyendo la velocidad u obtiene la ecuación (11),

$$V = \int_0^R 2\pi r \frac{\Delta p}{4\mu L} [(R^2 - r^2)] dr \quad (17)$$

$$V = \frac{\pi \Delta P R^4}{8\mu L} \quad (18)$$

La ecuación (18) es la base del diseño y operación de cualquier viscosímetro de tubo capilar. Para un tubo de longitud L y radio R , la medida de un caudal V a una presión ΔP permitirá determinar la viscosidad μ .

$$\mu = \frac{\pi \Delta P R^4}{8LV} \quad (19)$$

Si la fuerza de la gravedad responsable de la presión requerida para el flujo de fluidos, como ocurre en un tubo capilar, podría usar una variación de un desarrollo matemático usado previamente para viscosímetros capilares.

Si se considera que

:

$$\Delta P = \frac{\rho V g}{A} \quad (20)$$

$$\Delta P = \rho L g \quad (21)$$

Entonces, la ecuación (19) se transforme en:

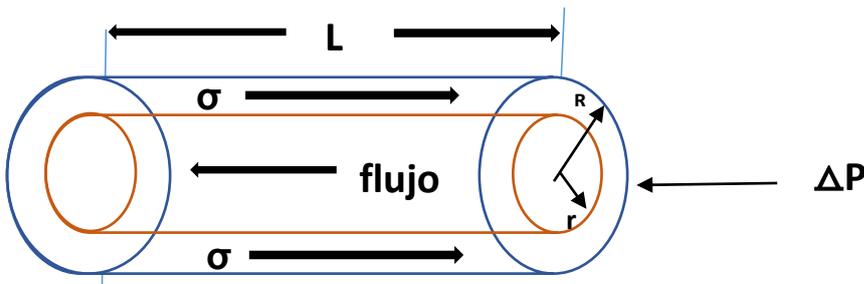
$$\mu = \frac{\pi \rho L R^4}{8 L V} = \frac{\pi \rho g R^4}{8 V} \quad (22)$$

Teniendo en cuenta que las medidas de viscosidad son función del tiempo que tarda el líquido en fluir por el tubo capilar y que el volumen del cilindro es $V = \pi R^2 L$ y la masa = (volumen) (densidad), se obtiene.

$$\mu = \frac{\pi \rho g R^4 t}{8 V} = \frac{m g t}{8 \pi L^2} \quad (23)$$

La ecuación (23) muestra la medida de la viscosidad del líquido en el tubo, la aceleración de la gravedad ($g = 9,8 \text{ m/s}^2$) y la longitud del tubo L . La viscosidad se puede determinar midiendo el tiempo que tarda en cambiar el líquido presente en el tubo (BIRD, B., STEWART, W., 2006).

Figura 03: balance de fuerzas en una sección de un tubo capilar.



Fuente: Singh & Heldmam (1998)

Ejemplos 01:

Se ha utilizado un viscosímetro de tubo capilar para medir la viscosidad de la miel a 30°C. El radio del tubo es de 2.5 cm y la longitud 25 cm. Se han obtenido los siguientes datos:

ΔP (Pa)	V (cm ³ / s)
10.0	1.25
12.5	1.55
15.0	1.80
17.5	2.05
20.5	2.55

Determinar la viscosidad de la miel a partir de estos datos.

DATOS: Los datos que se necesitan para calcular la viscosidad mediante la ecuación (16), son, por ejemplo : $\Delta P = 12.5 \text{ Pa}$

$$R = 2.5 \text{ cm} = 0.025 \text{ m}$$

$$L = 25 \text{ cm} = 0.25 \text{ m}$$

$$V = 1.55 \text{ cm}^3/\text{s} = 1.55 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

METODO

La viscosidad para cada pareja de valores de diferencia de presión (ΔP) y caudal (V) puede obtenerse a partir de la ecuación (16).

SOLUCION

- (1) Utilizamos la ecuación (16) puede conocerse la viscosidad para cada combinación $\Delta P - V$; por ejemplo,

$$\mu = \frac{\pi(12.5 \text{ Pa})(0.025 \text{ m})^4}{8(0.25 \text{ m})(1.55 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s})} = 4.948 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

- (2) Repetimos los cálculos para cada combinación $\Delta P - V$ se obtiene:

ΔP (Pa)	V (x 10 ⁻⁶ m ³ /s)	μ (Pa . s)
10	1.25	4.090
12.5	1.55	4.948
15	1.8	5.113
17.5	2.05	5.238
20	2.55	4.812

- (3) Aunque exista una cierta variación de la viscosidad con la presión (ΔP), no existe una tendencia clara, y la mejor estimación de la viscosidad sería la media aritmética: $\mu = 5.004 \text{ Pa} \cdot \text{S}$ (Singh & Heldmam, 1998).

Figura 04: viscosímetro de tubo capilar.



Fuente: Google

1.1.5.2 Viscosímetro rotatorio.

según BIRD, B., STEWART, W. (2006), el segundo tipo de viscosímetro se llama tipo rotatorio, es un viscosímetro cilíndrico coaxial en el que el líquido se encuentra en el espacio entre los cilindros interior y exterior. La medición incluye el conocimiento del par, Ω , necesario para girar el cilindro interior a un cierto número de revoluciones por tiempo de potencia. Para calcular la viscosidad, se debe conocer la relación entre el par, Ω , y el esfuerzo cortante, σ , así como el número de revoluciones por segundo, N , y la velocidad de corte y . La velocidad de cizallamiento y la relación entre el par de torsión Ω , y el esfuerzo cortante, σ , será :

$$\Omega = 2\pi r^2 L \sigma \quad (24)$$

Que tiene en cuenta la longitud L del cilindro y la distancia r entre los dos cilindros. Ambos cilindros. La velocidad de corte y , para un sistema rotatorio como función de la velocidad angular ω ,

$$y = r \frac{d\omega}{dr} \quad (25)$$

Sustituyendo estas relaciones en la ecuación (23)

$$\frac{\Omega}{2\pi L r^2} = -\mu \left(r \frac{d\omega}{dr} \right) \quad (26)$$

Para conocer la ecuación con la densidad, debe realizarse una integración entre el cilindro exterior y el interior : $\int_u^w d\omega = -\frac{\Omega}{2\pi u L}$ (27)

Donde el cilindro exterior (R) es estacionario ($\omega = U$) y el interior (R) tiene una velocidad angular $\omega = \omega$ la integración conduce a :

$$\omega = \frac{\Omega}{4\pi\mu L} \left(\frac{1}{R i^2} - \frac{1}{R o^2} \right) \quad (28)$$

Y teniendo en cuenta que : $\omega = 2\pi N$ (29)
Entonces

$$\mu = \frac{\Omega}{8\pi^2 N L} \left(\frac{1}{R i^2} - \frac{1}{R o^2} \right) \quad (30)$$

La ecuación (30) muestra cómo determinar la viscosidad de un líquido utilizando un viscosímetro rotatorio con un cilindro interior de radio R , longitud L y un cilindro exterior de radio R midiendo el par de torsión Ω , que surge al girar a un cierto número N de revoluciones por segundo. Una variación del viscosímetro cilíndrico coaxial es el viscosímetro cilíndrico simple, en el que un solo cilindro de radio R está incrustado en un objeto que lo contiene el cual está representado. En este caso, el radio del cilindro circunscrito, R , puede considerarse infinito, y la ecuación (30) se convierte en:

$$\mu = \frac{\Omega}{8\pi^2 N L R^2} \quad (31)$$

Hay una serie de viscosímetros rotatorios que funcionan según el principio de un solo cilindro, lo que lleva a suponer que el recipiente que contiene el líquido durante la medición no afecta en el esfuerzo cortante en el líquido. Esta suposición puede ser válida en fluidos newtonianos, aunque debe determinarse con cuidado para cada líquido.

Figura 05: viscosímetro rotatorio



Fuente: Google

EJEMPLO 02

Se utiliza un viscosímetro rotatorio de cilindro simple de 1 cm de radio y 6 cm de longitud para medir la viscosidad de un líquido. Se obtuvieron las siguientes lecturas del par de torsión a diferentes revoluciones por minuto (rpm):

$N(\text{rpm})$	$\Omega(\times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{cm})$
3	1.2
6	2.3
9	3.7
12	5.0

Calcular la viscosidad líquida a partir de la información suministrada.

DATOS

En la ecuación (28) son necesario los siguientes datos (por ejemplo):

$$\Omega = 2.3 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$N = 6 \text{ rpm} = 0.1 \text{ rev/s}$$

$$L = 6 \text{ cm} = 0.06 \text{ m}$$

$$R = 1 \text{ cm} = 0.01 \text{ m}$$

METODO. - Utilizar la ecuación (28) para calcular la viscosidad a partir de cada combinación rpm-par de torsión.

SOLUCION

(1) Utilizado la ecuación (28) y los datos facilitados.

$$\mu = \frac{(2.3 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m})}{8\pi^2(0.1 \text{ rev/s})(0.06 \text{ m})(0.01 \text{ m})^2} = 0.485 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

(2) Utilizando el mismo método, se obtiene los valores de viscosidad para cada combinación $N - \Omega$

$N (\text{rev/s})$	$\Omega (\times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{m})$	$\mu (\text{Pa} \cdot \text{s})$
0.05	1.22	0.507
0.1	2.3	0.485
0.15	3.7	0.521
0.2	5.0	0.528

(3) Suponiendo que el líquido es newtoniano, pueden utilizarse los cuatro valores para obtener una media aritmética de : $\mu = 0.510 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ (BIRD, B., STEWART, W., 2006),

1.1.6 INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA EN LA VISCOSIDAD

Según J. Prusa, (1995). La viscosidad de un líquido depende en gran medida de la temperatura. Debido a que la temperatura varía significativamente durante muchas operaciones de procesamiento, es importante obtener valores de viscosidad apropiados dentro del rango de temperatura que existe durante el procesamiento del producto. Esta dependencia de la temperatura con la viscosidad requiere precauciones adicionales para evitar fluctuaciones de temperatura durante la medición de la viscosidad. Existe evidencia de que el efecto de la temperatura sobre la viscosidad de los alimentos líquidos puede describirse mediante una relación tipo Arrhenius.

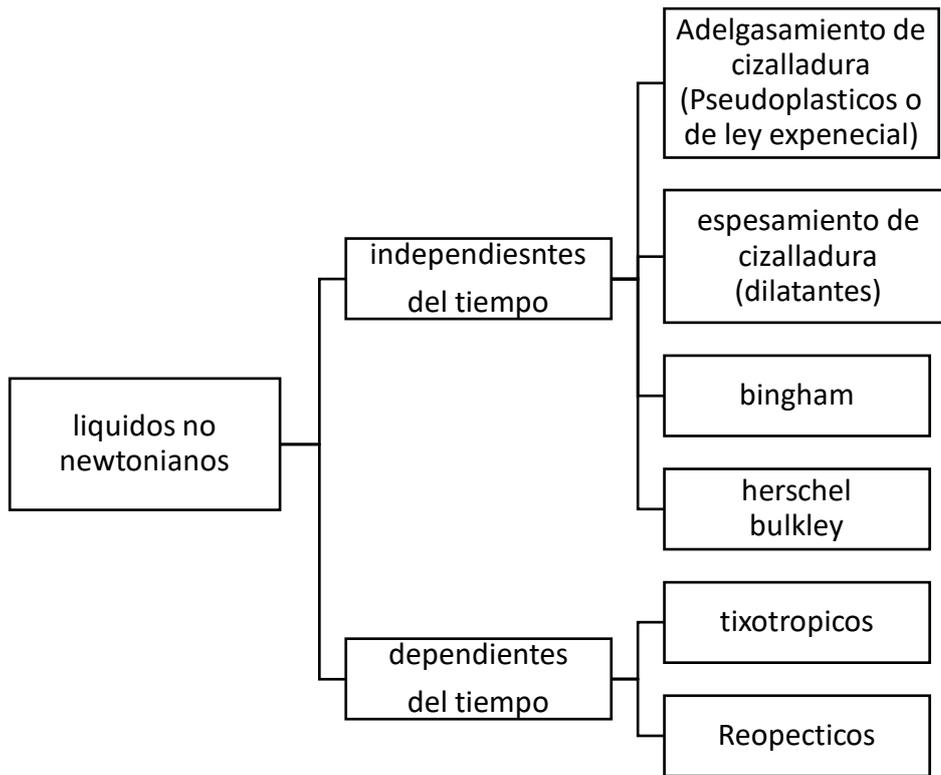
$$\ln \mu = \ln B_A + \frac{E_a}{R_g T_A} \quad (32)$$

Donde B_A es la constante de Arrhenius, E_a la energía de activación, y R_g la constante de los gases ideales. La ecuación (32) se puede utilizar para reducir el número de mediciones necesarias para determinar el efecto de la temperatura sobre la viscosidad de los alimentos líquidos. Si pueden obtenerse los valores de las constantes (B_A y E_a/R_g) mediante medidas a tres o más temperaturas, es posible conocer con bastante precisión el valor de la viscosidad a otras temperaturas dentro del intervalo de la operación establecido.

1.1.7 Propiedades de los líquidos no-newtonianos

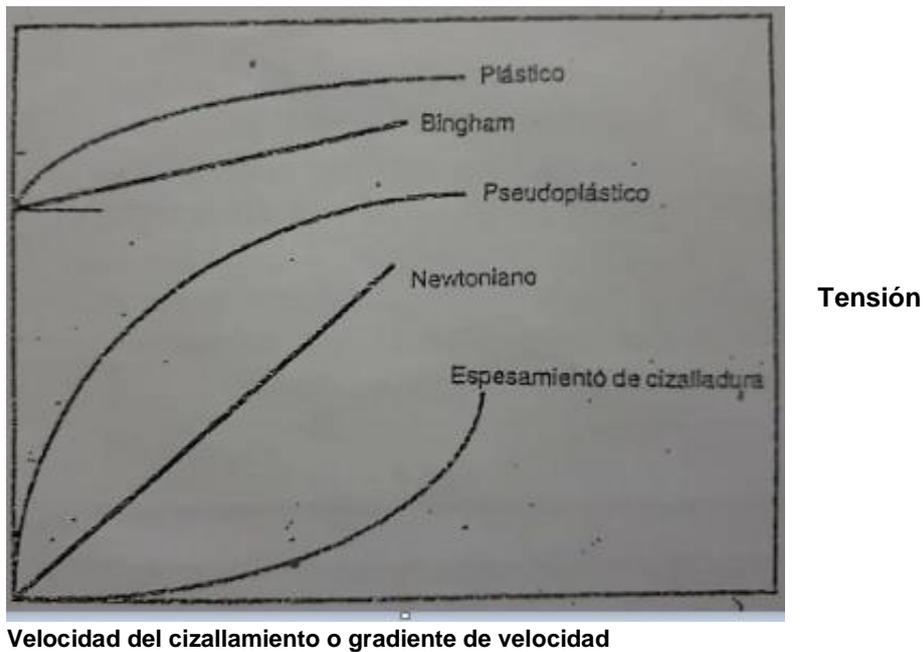
Las propiedades de los fluidos no newtonianos se pueden estudiar dividiéndolos en dos grupos: dependientes del tiempo y independientes del tiempo (figura 03). Los fluidos no newtonianos dependientes del tiempo fluyen instantáneamente cuando se aplica un pequeño esfuerzo cortante y la velocidad de corte no es lineal, como se muestra en la Figura 07. Hay dos tipos de fluidos no newtonianos independientes del tiempo, líquidos con la finura de corte y líquido con el engrosamiento del corte. La diferencia entre los dos se puede entender fácilmente usando el término viscosidad aparente, J. Prusa, (1995).

Figura 06 : clasificación de los líquidos no-newtonianos.



Fuente : Singh & Heldmam (1998)

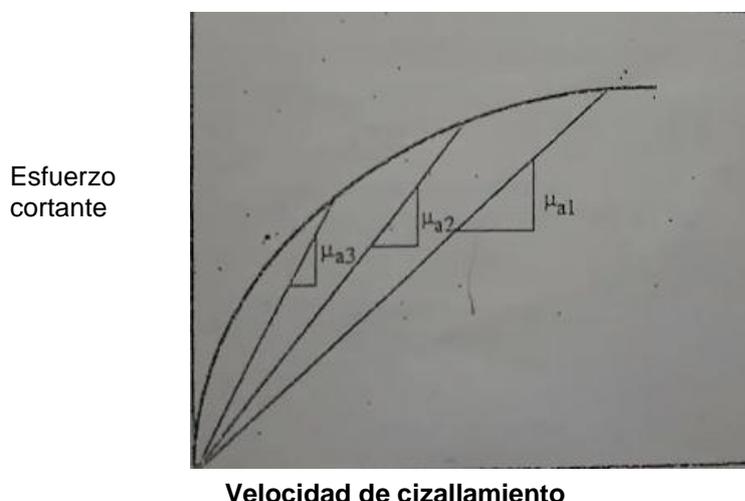
Figura 07 : Relación esfuerzo cortante-velocidad del cizallamiento para líquidos newtonianos y no-newtonianos



Fuente : Singh & Heldmam (1998)

La viscosidad aparente se calcula asumiendo que el fluido no newtoniano obedece la ley de viscosidad de Newton ecuación (03). Luego, para cada velocidad de corte, se dibuja una línea desde el punto seleccionado hasta las coordenadas en el origen (figura 07). La pendiente de esta línea da el valor de la viscosidad aparente, que depende de la velocidad de corte seleccionada. para un fluido con adelgazamiento de cizallamiento. Si un aumento en la velocidad de corte provoca un aumento en la viscosidad aparente, el líquido se denomina liquido con espesamiento de cizalladura (a veces llamado liquido delatante). Cabe señalar que se debe expresar la viscosidad aparente, siempre acompañada del valor de la velocidad de corte para el cual se calcula; de lo contrario no tiene sentido. Los fluidos con adelgazamiento de cizalladura también se conocen como fluidos pseudoplásticos o de la ley de potencia. Algunos buenos ejemplos son la leche condensada, los jugos de frutas en puré, la mayonesa, la mostaza y las sopas. Los ejemplos típicos de líquidos diluyentes son la mantequilla de maní homogeneizada y una suspensión de agua al 60% de maicena. El fluido independiente del tiempo no newtoniano alcanza un valor constante de viscosidad aparente después de que ha transcurrido cierto tiempo desde que se aplicó el esfuerzo cortante. Este tipo de líquidos también se conocen como materiales tixotrópicos: por ejemplo, con algunas pastas de almidón (Herschel y Bulkley, 1998).

Figura 08: determinación de la viscosidad aparente a partir de Una representación esfuerzo cortante-velocidad de cizallamiento.



Fuente: **Singh & Heldmam (1998)**

Otro tipo importante de líquidos no-newtonianos son los que requiere la aplicación de una tensión antes de obtener cualquier cambio. Por ejemplo, la crema de tomate, “kétchup” no fluirán a menos que alguna fuerza actúe sobre ellos. Para este tipo de fluido, la gráfica de esfuerzo cortante versus velocidad de corte no pasa por el origen, como se muestra en la Figura 07. Si, después de aplicar cierta fuerza, las reacciones de estos fluidos son similares a las de los fluidos newtonianos, los fluidos se conocen como fluidos de Bingham. Por el contrario, si la respuesta del fluido, después de aplicarle una tensión, es similar a un de líquido con adelgazamiento de cizalladura, entonces se dice que es un líquido plástico. Para expresar las características de un líquido no-newtoniano puede utilizarse en cansillo modelo matemático, como el de Herschel-Bulkley (Herschel y Bulkley, 1998).

$$\sigma = K \left(\frac{du}{dy} \right)^n + \sigma_u \quad (33)$$

Donde los valores de los diferentes coeficientes se muestran en la Tabla 2.

TABLA 2: Valores de los coeficientes en el modelo de fluido de Herschel-Bulkley.

Fluido típicos	K	n	σ_0	Ejemplos típicos
Herschel-Bulkley	>0	$0 < n < \infty$	>0	Engrudo de pescado picado, pasta de pasas.
Newtoniano	>0	1	0	agua, zumo de fruta, Miel, leche, aceite Vegetal.
Pseudoplastico	>0	$0 < n < 1$	0	salsa de manzana, puré de banana, zumo de naranja concentrado.
Dilatante	>0	$1 < n < \infty$	0	algunos tipos de miel, Solución al 40% de almidón de maíz
Binghan Plástico	>0	1	>0	Concentrado de tomate

Fuente: Herschel y Bulkley, 1998

1.2 TRANSFERENCIA DE CALOR

El calentamiento y el enfriamiento son los procesos más comunes en las plantas de procesamiento de alimentos. Los equipos de enfriamiento, refrigeración, esterilización, secado y evaporación son comunes en la industria alimentaria moderna. En estas unidades, la transferencia de calor se produce entre el producto y el fluido de calefacción o refrigeración. Es necesario calentar y enfriar los alimentos para evitar el deterioro causado por microorganismos y enzimas. Además, los alimentos pueden adquirir algunas propiedades organolépticas deseables al calentarlos o enfriarlos (Frank P., 1999).

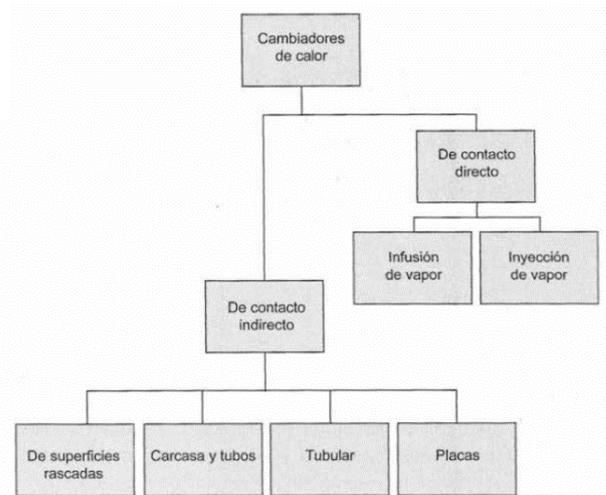
El estudio de la transferencia de calor es importante porque muestra la base de cómo funcionan muchos de estos procesos. Hay disponible una amplia gama de equipos de calidad alimentaria para el análisis de transferencia de calor. Se deben investigar las características de los alimentos que afectan el diseño y la operación del intercambiador de calor. Se considerarán varios métodos alternativos para calcular las propiedades térmicas de los alimentos. Además, se analizarán tres mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. Se desarrollarán ecuaciones simples para predecir la transferencia de calor en alimentos sólidos y líquidos (HOLMAN J. P., 1998).

1.2.1 Sistemas para el calentamiento y enfriamiento de productos alimentarios.

En las plantas de procesamiento, los alimentos se calientan y enfrían en equipos llamados intercambiadores de calor. Como se muestra en la Figura 9, los intercambiadores de calor se pueden clasificar en términos generales en tipos directos e indirectos. Como sugiere el nombre, el producto y el fluido de calentamiento o enfriamiento en un intercambiador de calor indirecto están separados físicamente por una pared de metal. En un intercambiador de calor directo, existe contacto físico entre el producto y el medio de calentamiento o enfriamiento. Por ejemplo, en un sistema de inyección de vapor, el vapor se inyecta directamente sobre el producto a calentar. En un

intercambiador de calor de placas, las placas separan el flujo de producto del flujo de fluido de calentamiento o enfriamiento, asegurando la transferencia de calor y evitando la mezcla de flujo de corrientes (VALIENTE, A. 1994).

Figura 09 : Clasificación de los cambiadores de calor más comunes.



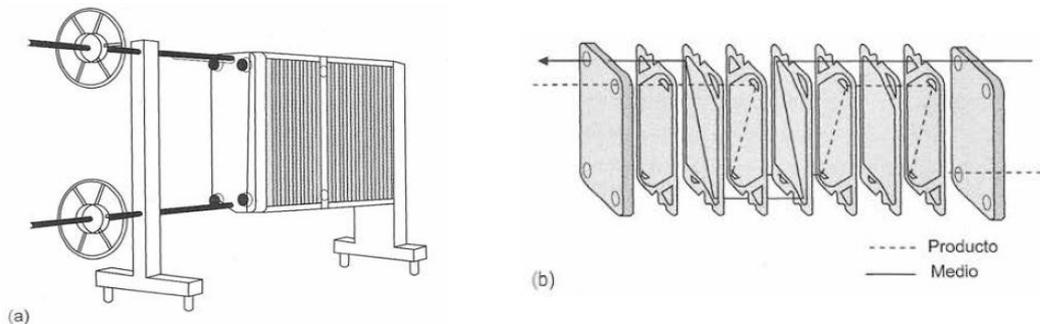
Fuente: Singh & Heldmam (1998)

1.2.1.1 Cambiadores de calor de placas

Inventado hace más de 60 años, el cambiador de placas se usa ampliamente en la industria láctea y de bebidas. La figura 10 muestra un diagrama esquemático de la placa del intercambiador de calor. Este tipo de convertidor consta de una serie de placas de acero inoxidable presionadas entre sí y montadas sobre un marco. Mediante juntas de goma (sintética o natural), se sellan las entradas y salidas de las placas para evitar que los dos fluidos se mezclen a su paso. Estas conexiones también se utilizan para dirigir el flujo de fluido de calefacción o refrigeración y la circulación del producto a través de placas variables. El flujo de producto y medio de calentamiento/enfriamiento puede ser paralelo (codireccional) o contracorriente (inverso). Las placas generalmente están hechas de acero inoxidable y, a menudo, están grabadas geométricamente en la superficie para aumentar la turbulencia del fluido que fluye y, por lo tanto, mejorar la transferencia de calor. Un ejemplo de estas marcas en la superficie es el patrón de cheurón que se muestra en la Figura 10. cambiador de placas es apto para líquidos de baja viscosidad (menos de 5 Pa•s). Si hay partículas

suspendidas en el líquido, su diámetro correspondiente debe ser inferior a 0.3 cm, ya que las partículas más grandes pueden provocar cortocircuitos y sobrecalentamiento (VALIENTE, A. 1994).

Figura 10: (A) cambiador de calor de placas (B) esquema del flujo de fluido entre placas.

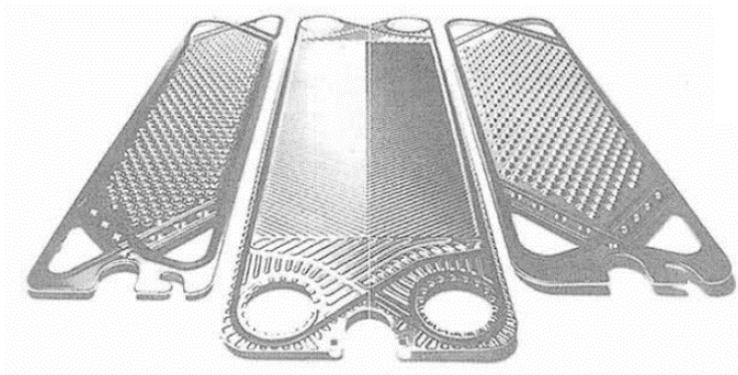


Fuente: Singh & Heldmam (1998)

A escala industrial, están muy extendidos los intercambiadores de calor de placas, a través de los cuales se pueden girar de 5.000 a 20.000 kg/h de producto. Deben evitarse los depósitos de sólidos, como proteínas de leche, en la superficie de las placas, ya que pueden reducir el flujo en el intercambiador de calor y aumentar o disminuir la presión en la unidad. Dicha deposición superficial de sólidos se denomina comúnmente "ensuciamiento". Para evitar esto, deténgase a menudo para limpiar el plato; Por ejemplo, en la industria láctea, donde se utiliza calor extremo, el proceso se detiene cada 3 o horas. Los intercambiadores de calor de placas ofrecen las siguientes ventajas: (VALIENTE, A. 1994).

- Son fáciles de mantener y se pueden desmontar rápida y fácilmente para su inspección.
- Su diseño es higiénico, para aplicación alimentaria.
- Su capacidad se puede aumentar fácilmente agregando más discos.
- Gracias a un intercambiador de calor de placas, un producto puede calentarse o enfriarse 1°C más cerca de otro líquido, con menos inversión que cualquier otro tipo de intercambiador de calor indirecto.
- Los cambiadores de placa ahorran energía mediante la regeneración.

Figura 11: vista de los moldes utilizados en la fabricación de las placas para los cambiadores de calor



Fuente: Singh & Heldmam

(1998)

El proceso de regeneración se muestra esquemáticamente en la Figura 11. la alimentación líquida se calienta a la temperatura de pasteurización (o cualquier otra temperatura deseada) en la sección de calentamiento, luego gran parte de su calor se transfiere al líquido en la sección de calentamiento para la regeneración. Por lo tanto, este líquido frío se calienta a una temperatura cercana a la temperatura deseada, lo que requiere una pequeña cantidad de calor adicional para lograrlo. Los paneles requeridos para la parte de regeneración son una inversión que puede amortizarse rápidamente con costos operativos más bajos. En la Figura 12. Muestra una verdadera regeneración bidireccional para la pasteurización del mosto. El mosto "inicial" se tiene que calentar a 88 °C y pasa por el circuito de control a la sección de regeneración, aquí genera gran parte del calor para el mosto fresco, que llega al intercambiador de calor a 38 °C. El fresco debe elevarse a 73°C, mientras que el "inicial" debe enfriarse a 53°C; la recuperación es $[(73-38) / (88-38)] \times 100$ o 70% porque el jugo fresco se calienta a 70°, por lo que debe llevarse a la temperatura de pasteurización sin el uso de vapor. La hierba pasa a través de la sección de calentamiento y se calienta a 88 °C con agua caliente a 93 °C. antes de ingresar a la sección de regeneración donde se usa para calentar nueva mostos frescos. El mosto pasteurizado caliente se enfría luego con agua del grifo, agua fría o glicol, se debe eliminar menos calor del mosto pasteurizado que sin regeneración (VALIENTE, A. 1994).

1.2.1.2 Cambiadores de calor tubulares

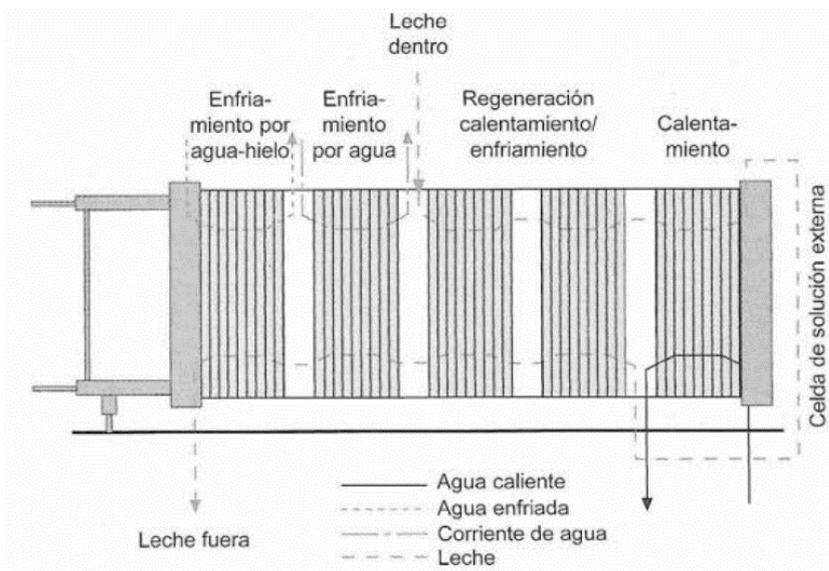
El intercambiador de calor indirecto más simple es el intercambiador de calor de tubos concéntricos; consta de dos tubos concéntricos, uno dentro del otro, por los que circulan ambos fluidos por el espacio anular y el tubo interior. El flujo puede ser en una dirección (flujo paralelo) o en la dirección opuesta (contracorriente). La figura 12 muestra un diagrama esquemático de un intercambiador de calor de tubos concéntricos en contracorriente.

El intercambiador de calor de tres tubos concéntricos es ligeramente diferente, Figura 13. En este intercambiador, el producto circula por el anillo interior y el refrigerante/calentador circula por el tubo interior y el anillo exterior. A veces, las cámaras de aire pueden diseñarse especialmente para inducir turbulencia y mejorar la transferencia de calor. Algunas aplicaciones industriales de los intercambiadores de calor de tres tubos incluyen calentamiento intensivo de jugo de naranja de 4 °C a 93 °C, luego enfriamiento a 4 °C, enfriamiento de queso lavado de 46 °C a 18 °C con agua fría o crema fría y mezcla con amoníaco a 12-0,5 °C.

Otro tipo común de intercambiador de calor utilizado en la industria alimentaria es el intercambiador de calor de carcasa y tubos para calefacción y evaporación. En este tipo de intercambiador de calor, un fluido circula por el interior de los tubos y el otro por el exterior de los tubos a través de la carcasa (Figura 1). 15

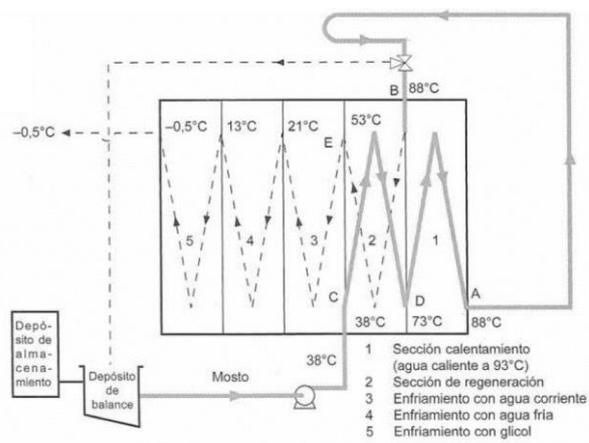
Si el líquido en la carcasa circula perpendicular a los tubos, la transferencia de calor es mayor que la circulación paralela; para esto, se inserta baffes en la carcasa. Según el diseño del tubo puede realizarse una o más operaciones; como se muestra en la Figura 15. Es un intercambiador de dos pasos por los tubos, porque el fluido que circula por ellos va primero de izquierda a derecha (por la parte superior del intercambiador) y luego de vuelta por los conductos inferiores (Singh & Heldmam, 1998)

Figura 12 : pasteurizador de placas de cinco etapas para el procesado de leche.



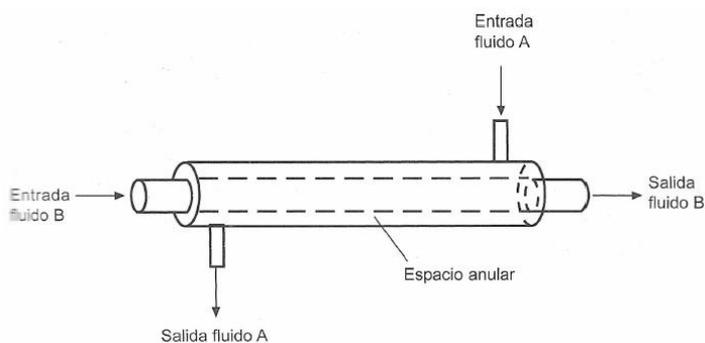
Fuente : Singh & Heldmam (1998)

Figura 13 : sistema de refrigeración de dos vías utilizado en el procesado de zumo de uva.



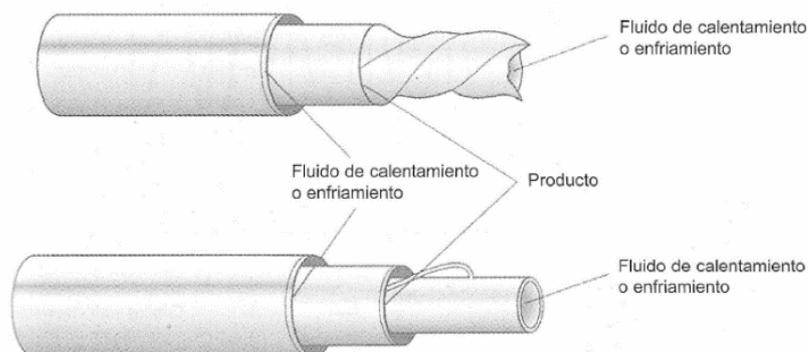
Fuente : Singh & Heldmam (1998)

Figura 14 : esquema de un cambiador de calor tubular



Fuente : Singh & Heldmam (1998)

Figura 15 : esquema de un cambiador de calor de tubos concéntricos.



Fuente : Singh & Heldmam (1998)

1.2.13 Cambiadores de calor de superficie rascada

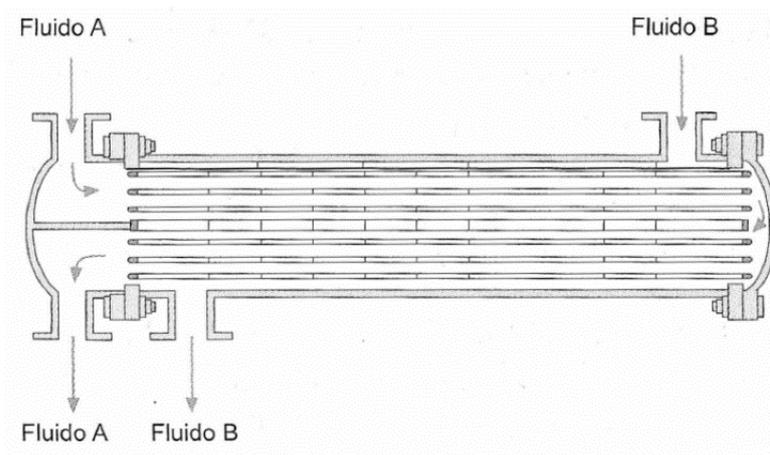
En los intercambiadores de calor convencionales, la transferencia de calor se ve afectada por la caída de presión y la capacidad de transferencia de calor debido al "ensuciamiento" de las paredes. Esto se puede reducir si la superficie se raya repetidamente por medios mecánicos. El raspado asegura una rápida transferencia de calor a un volumen de producto relativamente pequeño. La Figura 15 muestra un diagrama esquemático de un intercambiador de calor de superficie rascada para procesamiento de alimentos.

Las superficies en contacto con los alimentos están hechas de acero inoxidable (tipo 316), níquel, cromo-níquel u otros materiales resistentes a la corrosión. El rotor interior tiene palas recubiertas de plástico (Figura 16). Su velocidad oscila entre 150 y 500 rpm; una mayor velocidad da como resultado una mejor transferencia de calor, pero puede afectar la calidad del producto ya que da como resultado una mejor transferencia de calor. Por lo que, la velocidad y el tamaño de la hélice deben seleccionarse cuidadosamente para cada alimento procesado. El tubo por el que circula el producto de calefacción/refrigeración (Figura 16) y el tubo con el rotor están situados en otro tubo por el que circula el fluido de calefacción/refrigeración. Suele ser vapor, agua caliente, salmuera u otros refrigerantes como el freón.

La temperatura de trabajo puede ser de 35°C a 190°C. El mezclado simultáneo, que ocurre en el intercambiador rascador, a menudo es deseable porque contribuye a la consistencia del producto en cuanto a sabor, color, textura u otras características. El uso de intercambiadores de calor de

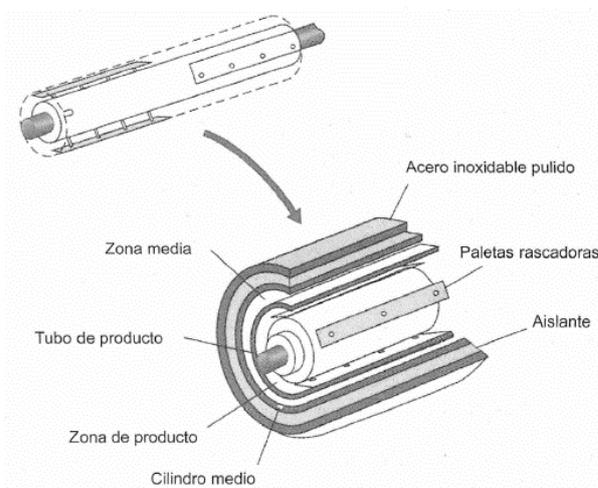
superficie rascada en la industria alimentaria cubre procesos como calentamiento, esterilización, pasteurización, trituración, gelatinización, emulsificación, plastificación y cristalización. Se pueden utilizar con líquidos de muy diferente viscosidad, como zumos, sopas, concentrados, mantequilla, ketchup, crema pastelera, etc. (Singh & Heldmam, 1998)

Figura 16 : cambiador de calor de carcasa – tubos con dos pasos por los tubos.



Fuente : Singh & Heldmam (1998)

Figura 17 : cambiadores de calor de superficie rascada mostrando varios de sus componentes.

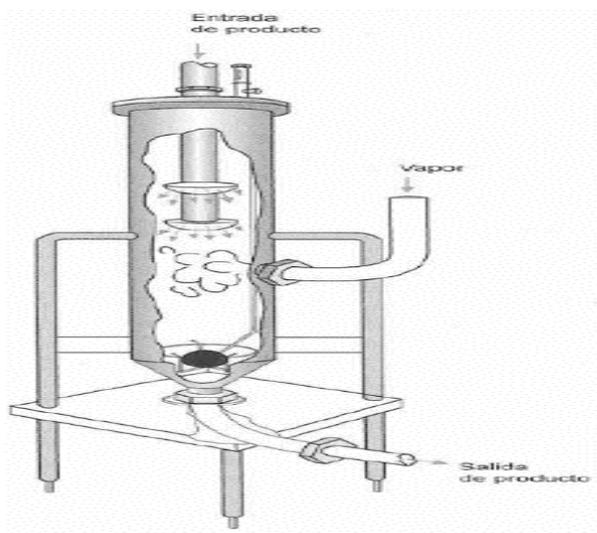


Fuente : Singh & Heldmam (1998)

1.2.1.4 Cambiadores de calor por inyección de vapor

En estos intercambiadores de calor, el vapor está en contacto directo con el producto a calentar, como se muestra en la fig. 17. El producto calentado pasa por encima del convertidor y cae como una película delgada; su viscosidad determina el tamaño del difusor instalado. Gracias al diseño especial, se pueden utilizar productos granulares como verduras, cubos de carne o arroz. La transferencia de calor es muy buena cuando el vapor entra en contacto con las gotas del producto y su temperatura aumenta rápidamente debido a la condensación del vapor. El producto caliente y los vapores condensados caen al fondo de la cámara; una cierta cantidad de líquido permanece en esta zona hasta que se alcanza el punto de cocción deseado. La diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del producto puede variar ampliamente; puede ser tan baja como $5,5^{\circ}\text{C}$ en la desodorización de la leche ($76,7-82,2^{\circ}\text{C}$) o tan alta como $96,7^{\circ}\text{C}$, en la esterilización de pudines previa a su envasado aséptico ($48,9 - 145,6^{\circ}\text{C}$). El agua añadida al alimento durante el proceso, debido a la condensación del vapor, puede ser deseable, pero si no lo es puede eliminarse mediante evaporación «flash» en un sistema de enfriamiento a vacío. Estos cambiadores se utilizan para la cocción y/o esterilización de una gran variedad de alimentos como concentrados de sopa, chocolate, queso, «mix» de helado, pudines, cremas pasteleras, leche, etc... (Singh & Heldmam, 1998).

Figura 18: cambiador de calor por inyección de vapor



Fuente: Singh & Heldmam (1998)

1.2.2 Propiedades térmicas de los alimentos

1.2.2.1 Calor específico

El calor específico se define como la cantidad de calor ganada o perdida por unidad de masa de producto que es necesaria para cambiar un grado la temperatura y sin realizar ningún cambio de estado:

$$c_p = \frac{Q}{M(\Delta T)} \quad (34)$$

donde Q es el calor ganado o perdido (kJ), m es la masa (kg), ΔT es el cambio de temperatura del material ($^{\circ}C$), y c_p es el calor específico ($kJ/kg^{\circ}C$). El calor específico es una parte esencial del análisis térmico del procesamiento de alimentos y del equipo utilizado para calentar y enfriar alimentos. En este tipo de material, esta propiedad está en función de los ingredientes que componen el producto alimenticio, su contenido de agua, y su temperatura y presión. En la mayoría de las aplicaciones alimentarias, c_p , ya que normalmente se mantiene constante. En procesos donde ocurre un cambio de fase, como la congelación, se utiliza el calor específico aparente. Esto se logra agregando calor involucrado en el cambio de fase al calor percibido. El calor específico también se puede calcular usando las dos ecuaciones empíricas que se muestran a continuación (YUNUS A. CENGEL, 2011)

Dickerson (1969) propuso la siguiente expresión para productos cárnicos con un contenido en humedad entre el 26 y el 100% y zumos de frutas con humedad mayor del 50%.

$$c_p = 1.675 + 0.025 w \quad (35)$$

En el que w es el contenido en agua (en %)

Para productos de composición conocida puede usarse la siguiente expresión:

$$c_p = 1.242 m_c + 1.549 m_p + 1.675 m_f + 0.837 m_a + 4.187 m_m \quad (36)$$

En la que m es la fracción en peso y los subíndices c , p , f , a y m se refieren, respectivamente, a hidratos de carbono, proteína, grasa, cenizas y humedad. Las unidades del calor específico son $kJ/kg^{\circ}C$; y también $kJ/kg \cdot K$, ya que son iguales en la escala de Celsius.

TABLA 03: Composición de diversos alimentos.

Alimentos	Agua (%)	Proteínas (%)	Grasa (%)	Carbohidratos (%)	Cenizas (%)
Manzana, fresca	84.4	0.2	0.6	14.5	0.3
Compota de manzana	88.5	0.2	0.2	10.8	0.6
Espárragos	91.7	2.5	0.2	5.0	0.6
Frutos Lima	67.5	8.4	0.5	22.1	1.5
Carnero, hamburguesa, cruda	68.3	20.7	10.0	0.0	1.0
Pan, blanco	35.8	8.7	3.2	50.4	1.9
Mantequilla	15.5	0.6	81	0.4	2.5
Bacalao	81.2	17.6	0.3	0.0	1.2
Maíz, dulce, cruda	72.7	3.5	1.0	22.1	0.7
Crema, mitad-y-mitad	79.7	3.2	11.7	4.6	0.6
Huevo	73.7	12.9	11.5	0.9	1.0
Apio	61.3	6.2	0.2	30.8	1.5
Lechuga, iceberg	95.5	0.9	0.1	2.9	0.6
Leche, entera	87.4	3.5	3.5	4.9	0.7
Zumo de naranja	88.3	0.7	0.2	10.4	0.4
Melocotón	89.1	0.6	0.1	9.7	0.5
cacahuete, crudos	5.6	26.0	47.5	18.6	2.3
Guisantes, crudos	78.0	6.3	0.4	14.4	0.9
Piña, cruda	85.3	0.4	0.2	13.7	0.4
Plantas, crudas	79.3	2.1	0.1	17.1	0.9
Arroz, blanco	12.0	6.7	0.4	80.4	0.5
Espinacas	90.7	3.2	0.3	4.3	1.5
Tomates	93.5	1.1	0.2	4.7	0.5
Poro	64.2	20.1	14.7	0.0	1.0
Nabos	91.5	1.0	0.2	6.6	0.7
Yogurt, (leche entera)	88.00	3.0	3.4	4.9	0.7

Fuente

: YUNUS A. CENGEL, (2011)

Ejemplo 04

Predecir el calor específico de un alimento modelo con la siguiente composición: hidratos de carbono 40%, proteína 20%, grasa 10%, cenizas 5% y humedad 25%.

Datos:

$$m_c = 0.40 \quad m_p = 0.2 \quad m_f = 0.1 \quad m_a = 0.05 \quad m_m = 0.25$$

Método:

Conocida la composición, puede utilizarse la ecuación (4.3) calor específico

Solución:

(1) Usando la ecuación (4.3)

$$c_p = (1.4.24)(0.4) + (1.549)(0.2) + (1.675)(0.1) + (0.837)(0.05) + (4.187)(0.25)$$

$$c_p = 2.14 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$$

(2) El calor específico del alimento modelo es $2.14 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$. (YUNUS A. CENGEL, 2011)

1.2.2.2 Conductividad térmica

La conductividad térmica de los alimentos es una propiedad importante utilizada en los cálculos de transferencia de calor. Cuantitativamente, esta propiedad es una medida de cuánto calor se transfiere por unidad de tiempo sobre una unidad de espesor de un material si hay un gradiente de temperatura a lo largo de ese espesor:

$$K = \frac{J}{s.m.^{\circ}C} = \frac{W}{m.^{\circ}C} \quad (37)$$

Existe una gran variedad en cuanto a los valores de la conductividad térmica para materiales comunes. Por ejemplo:

- Metales: 50-400 W/(m °C)
- Aleaciones: 10-120 W/(m °C)
- Agua: 0,597 W/(m °C) (a 20°C)
- Aire: 0,0251 W/(m °C) (a 20°C)
- Materiales aislantes: 0,035-0,173 W/(m °C)

La mayoría de los alimentos con un alto contenido de agua tienen el mismo valor de conductividad térmica que el agua. Por otro lado, la conductividad térmica de

los alimentos secos y porosos se ve afectada por la presencia de aire, que es un alimento con bajo coeficiente de conductividad térmica.

Para frutas y verduras con un contenido de agua superior al 60%, se ha propuesto la siguiente ecuación.

$$k = 0.148 + 0.00493 w \quad (38)$$

donde k es la conductividad térmica ($W/m \cdot ^\circ C$), y w es el contenido en agua, expresado como fracción. Para carnes y pescados, y en el intervalo de temperaturas de 0o a 60 °C y contenido en agua del 60 al 80%, en base húmeda (KERN DONALD, 1999)

Sweat (1975) ha propuesto la siguiente ecuación:

$$k = 0.08 + 0.0052 w \quad (39)$$

Otra ecuación empírica desarrollada por Sweat (1986) fue obtenida a partir de un ajuste de 430 datos correspondientes a distintos alimentos sólidos y líquidos:

$$k = 0.25 m_c + 0.155 m_p + 0.16 m_f + 0.135 m_a + 0.58 m_m \quad (40)$$

Las ecuaciones anteriores sirven para predecir la conductividad de los alimentos con menos de un 15% de desviación. La conductividad termina se expresa normalmente en $W/m \cdot ^\circ C$; Otras unidades equivalentes son $W/m \cdot K$ y $J/S \cdot m \cdot K$. (Sweat, 1975)

Ejemplo 05

Calcular la conductividad de una carne de ternera con un 60.1% de humedad.

Datos

Producto: Carne de ternera

Humedad: 60.1%

Método:

Se usará la ecuación (39), que está prevista para carne

$$(1) k = 0.080 + (0.0052)(60.1)$$

$$k = 0.393 W/m \cdot ^\circ C$$

(2) La conductividad de la carne de ternera es $0.393 W/m \cdot ^\circ C$. (KERN DONALD, 1999).

1.2.3 Mecanismo de transmisión de calor

1.2.3.1 Transmisión de calor por conducción

La conducción es un mecanismo de transferencia de calor donde la transferencia de energía ocurre a nivel molecular. Hay dos teorías generalmente aceptadas que describen la transferencia de calor por conducción. Según uno de ellos, cuando las moléculas de un material sólido alcanzan cierta energía térmica, se vuelven más energéticas y vibran con amplitudes crecientes en la estructura molecular sólida. Estas oscilaciones pasan de una molécula a otra sin movimiento de traslación. De esta forma, el calor se transfiere de las zonas de mayor temperatura a las de menor temperatura. La segunda teoría establece que la conducción ocurre a nivel molecular debido al movimiento de electrones libres. Estos electrones libres abundan en los metales y transportan calor y electricidad. Por este motivo, los materiales que conducen bien la electricidad, como la plata o el cobre, también son buenos conductores del calor (A. DEWITT D., 1996)

Considere que no hay movimiento de masa en el proceso de transferencia de calor de un objeto a otro por conducción. Es un mecanismo común de transferencia de calor para calentar y enfriar sólidos opacos. Por experiencia diaria, sabemos que cuando hace calor, la transferencia de calor desde el exterior de la habitación hacia el interior a través de las paredes depende del área de la pared (cuanto más grande es la pared, más calor se conduce), el material de construcción (acero conduce más calor que el ladrillo), el grosor de la pared (se transfiere más calor a través de paredes delgadas) y la diferencia de temperatura (cuanto mayor es la diferencia, mayor es la transferencia de calor). En otras palabras, la tasa de transferencia de calor a través de la pared se puede expresar como:

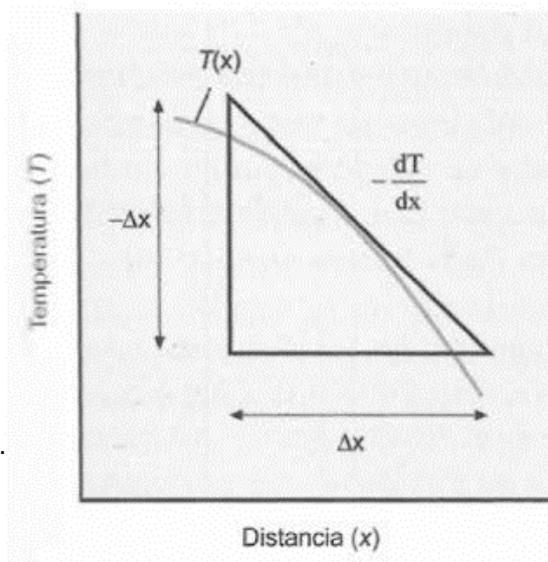
$$\frac{Q_x}{A} \propto \frac{dT}{dx} \quad (41)$$

o bien, introduciendo una constante de proporcionalidad,

$$\text{Ecuación de la ley de Fourier } q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (42)$$

Siendo q_x el flujo de calor por conducción en la dirección x (W), K la conductividad térmica (W/m.°C), A el área (normal a la dirección x) a través de la que fluye el calor (m^2), T la temperatura(°C) y x la distancia (m). La ecuación anterior, se denomina Ley de Fourier de la conducción y se debe al físico francés Joseph Fourier. El signo negativo en la ecuación (42) expresa que el flujo de calor será siempre en el sentido de mayor a menor temperatura, satisfaciendo así la segunda ley de la termodinámica. Como se muestra en la figura 17. el gradiente dT/dx es negativo, puesto que la temperatura disminuye al aumentar x . El flujo de calor es siempre en el sentido de mayor a menor temperatura. En la ecuación (42) el signo negativo sirve para que el flujo de calor sea positivo (CENGEL, Y. A., & GHAJAR, A. J., 2011)

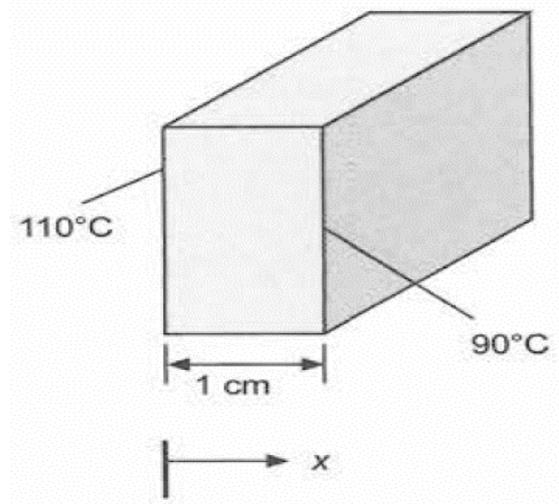
Figura 19: convenio de signos para flujo de calor



Fuente : Singh & Heldmam (1998)

Ejemplo 06

En una lámina de acero inoxidable de 1 cm de espesor se mantiene una de sus caras a 110°C mientras que la otra está a 90°C. Calcular el flujo de calor a su través en estado estacionario. La conductividad del acero inoxidable es 17 W/(m · °C).



Datos:

Espesor de la lámina = 1 cm = 0,01 m

Temperatura en la cara caliente = 110°C

Temperatura en la cara fría = 90°C

Conductividad térmica = 17 W/(m · °C)

Método:

Para transmisión de calor en estado estacionario en coordenadas rectangulares se usará la ecuación (42)

Solución:

(1) A partir de la ecuación (42)

$$\frac{q}{A} = - \frac{(17 \text{ W/m} \cdot \text{°C})(110 \text{ °C} - 90 \text{ °C})}{(0 \text{ m} - 0.01 \text{ m})}$$

$$\frac{q}{A} = 34,000 \text{ W/m}^2$$

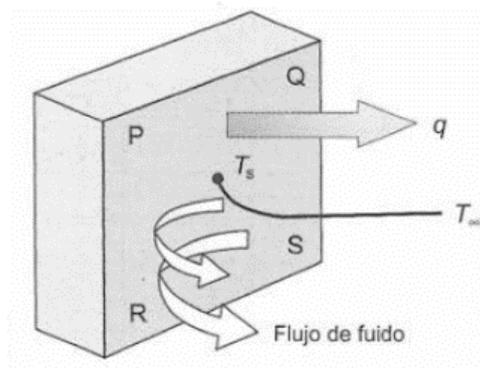
El flujo de calor es 34000 W/m². El signo positivo significa que el flujo de calor es en el sentido temperatura decreciente, desde la cara a 11 °C hacia la cara 90%. (CENGEL, Y. A., & GHAJAR, A. J., 2011)

1.2.3.2 Transformación de calor por convección.

Cuando un fluido, entra en contacto con un sólido, como la superficie de una pared, se produce un intercambio de calor entre el sólido y el líquido siempre que la temperatura sea diferente entre ambos. Cuando se calienta o enfría un gas o líquido, la corriente de líquido intercambia calor con la superficie sólida por convección. La amplitud del movimiento del fluido juega un papel importante en la transferencia de calor por convección. Por ejemplo, si hay un flujo de aire de alta velocidad cerca de una papa caliente, se enfriará más rápido que si la velocidad del flujo de aire fuera menor.

Dependiendo de si el flujo de fluido es inducido artificialmente o no, existen dos tipos de transferencia de calor por convección: forzada y natural. La convección forzada implica el uso de un medio mecánico, como una bomba o un ventilador, para mover el fluido. mientras que la convección natural ocurre debido a la diferencia de densidad debido al gradiente de temperatura en el sistema. Ambos mecanismos pueden dar lugar a flujos laminares o turbulentos, aunque este último ocurre con mayor frecuencia en el caso de convección forzada. Considérese la transmisión de calor en una placa caliente, PQRS, expuesta a un fluido, tal y como se muestra en la Figura 20. La temperatura de la superficie de la placa es T_s , y la temperatura del fluido en un punto alejado de la placa es T_∞ . Debido a las propiedades viscosas del fluido, se desarrolla un perfil de velocidad en el mismo, de forma que la velocidad disminuye hasta reducirse a cero en la superficie de la placa. En general, la velocidad de transmisión de calor desde el sólido hasta el fluido es proporcional al área del sólido, A , que esté en contacto con el fluido, y que también es proporcional a la diferencia de temperaturas T_s y T_∞ (Singh & Heldmam, 1998).

Figura 20 : pérdida de calor por convección desde una lámina plana.



Fuente : Singh & Heldmam (1998)

El área es A (m²), y h es el coeficiente de transmisión de calor por convección (también llamado coeficiente de transmisión de calor superficial), expresado en W/(m² °C).

$$q = hA(T_p - T) \quad (43)$$

Esta ecuación también se denomina ley de enfriamiento de Newton. Nótese que el coeficiente de transmisión de calor por convección, h, no es una propiedad del material sólido. Por el contrario, este coeficiente depende de las propiedades del fluido (densidad, calor específico, viscosidad, conductividad térmica), la velocidad del fluido, la geometría y la rugosidad de la superficie del sólido en contacto con el fluido. En la Tabla 04 se presentan algunos valores aproximados de h. En condiciones de convección forzada los valores de h son mayores. Por ejemplo, se siente más frío en una habitación con un ventilador que en una con el aire quieto (Singh & Heldmam, 1998).

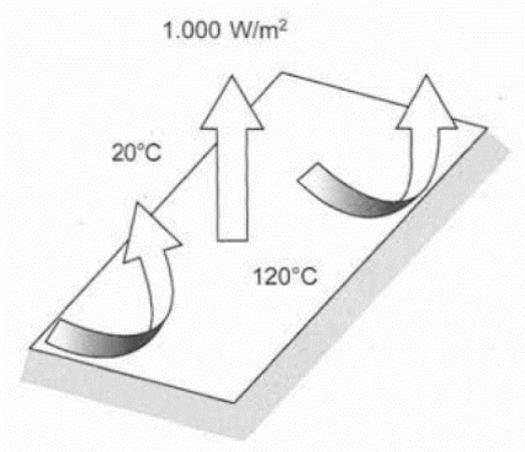
Tabla N° 04. Valores orientativos de coeficiente de transmisión de calor por convección.

Fluido	Coeficiente de convección W/m ² . K
Aire	
Convección natural	5 - 25
Convección forzada	10 - 200
Agua	
Convección natural	20 - 100
Convección forzada	50 - 10000
Agua hirviendo	3000 - 100000
Vapor de agua condensada	5000 - 100000

Fuente: Steffe, (1992)

Ejemplo 07

El flujo de calor desde una lámina metálica hacia el ambiente es de 1.000 W/m^2 . La temperatura en la superficie de la lámina es 120°C y la temperatura ambiente es 20°C (Fig. 20). Calcular el coeficiente de convección.



Datos:

Temperatura en la superficie de la lámina = 120°C

Temperatura ambiente = 20°C , Flujo de calor, $q/A = 1.000 \text{ W/m}^2$

Método:

Dado que se conoce el flujo de calor, el coeficiente de convección se obtendrá directamente de la ley de Newton, ecuación (43).

Solución:

$$\text{A partir de la ecuación (43)} \quad h = \frac{1000 \text{ W/m}^2}{120^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}} = 10 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

(1) El coeficiente de convección es $10 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (Steffe, 1992)

1.2.3.3 Transmisión de calor por radiación.

La transmisión de calor por radiación tiene lugar entre dos superficies mediante la emisión y absorción de ondas electromagnéticas (o fotones). A diferencia de la conducción y la convección, la radiación no requiere un medio físico para su propagación, pues puede tener lugar incluso en el vacío y a la velocidad de la luz, tal y como podemos experimentar con la radiación solar.

Los líquidos absorben radiación de forma importante. Los gases son transparentes a la radiación, excepto algunos de ellos, que absorben radiación a una longitud de onda determinada (por ejemplo, el ozono absorbe radiación ultravioleta). Los sólidos son opacos a la radiación. Por lo tanto, en la resolución de problemas de radiación térmica en el caso de materiales sólidos, el análisis debe centrarse en la superficie del material. Esto contrasta con la radiación por microondas o por radio frecuencia, donde tiene lugar una penetración de las ondas en el interior del sólido de una manera significativa.

Todos los objetos con una temperatura superior al cero absoluto emiten radiación térmica. Esta radiación emitida por la superficie de un sólido es proporcional a la temperatura absoluta elevada a la cuarta potencia y depende de las características de la superficie. Más concretamente, el flujo de emisión térmica (o radiación) desde un objeto con una superficie A se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{q}{A} = \sigma \epsilon T_A^4 \quad (44)$$

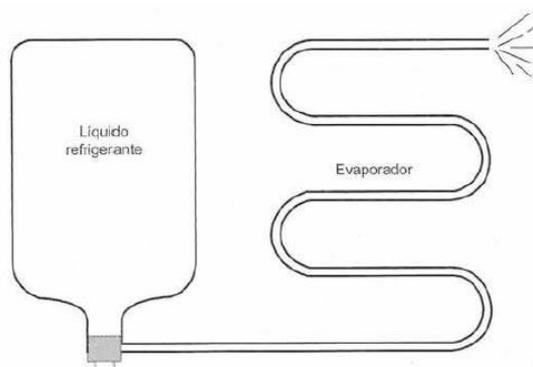
donde σ la constante de Stefan-Boltzmann, $5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$. La emisividad, ϵ expresa la medida en que una superficie se asemeja a un cuerpo negro. La emisividad de un cuerpo negro es 1. En la tabla 4. se muestran los valores de la emisividad para distintas superficies. Obsérvese como al aumentar la temperatura disminuye la longitud de onda de la radiación (CENGEL, Y. A., 2016)

1.2.4 REFRIGERACIÓN

La temperatura es un factor importante para mantener la calidad de los alimentos en conserva. Las temperaturas más bajas ralentizan las reacciones que conducen a la degradación de la calidad de los alimentos. Se dice que una caída de temperatura de 10 °C reduce a la mitad la velocidad de reacción. Inicialmente, se utilizó hielo para lograr bajas temperaturas. Este hielo se derritió en una cámara aislada que también contenía alimentos para enfriar. Durante el proceso de fusión, el hielo consume 333,2 kJ/kg (calor latente de fusión) a agua líquida. En estas antiguas cámaras, este calor lo proporcionaban los alimentos y el hielo que contenían (C. Vidal, 1996).

Hoy en día, el aire frío es producido por sistemas de refrigeración mecánica. En estos sistemas, el calor se mueve desde la cámara de enfriamiento hacia áreas donde se puede disipar más fácilmente. La transferencia de calor se realiza mediante un refrigerante que cambia de estado de líquido a vapor, como el agua en los sistemas antiguos. Pero a diferencia del agua, los refrigerantes tienen un punto de ebullición mucho más bajo que el agua. Por ejemplo, el amoníaco, un refrigerante ampliamente utilizado en la industria, tiene un punto de ebullición de -33,3°C, muy por debajo del punto de ebullición de 100 °C del agua a presión atmosférica. Al igual que con el agua, también se requiere el calor de vaporización para vaporizar el amoníaco hasta su punto de ebullición. El punto de ebullición de un refrigerante se puede cambiar cambiando la presión. Por ejemplo, para elevar el punto de ebullición del amoníaco a 0 °C, la presión debe elevarse a 430,43 kPa. En la Figura 22 se muestra un sistema simple de enfriamiento con un solo refrigerante (Frank P., 1999)

Figura 21: utilización de un líquido refrigerante en refrigeración.

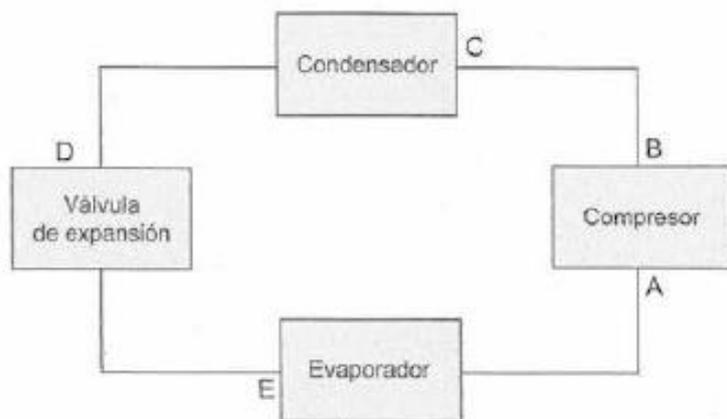


Fuente : Singh & Heldmam (1998).

1.2.4.1 Componentes de un sistema de refrigeración

La figura 21 muestra los componentes principales de un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor simple. A medida que el refrigerante circula a través de estos componentes, sufre un cambio de fase de líquido a vapor y viceversa. El movimiento del refrigerante se puede analizar siguiendo el camino marcado en la Figura 22. En el punto D de la Figura 22, justo antes de la válvula de expansión, el refrigerante es un líquido saturado, temperatura de saturación. La válvula de expansión separa las zonas de alta y baja presión del circuito. A medida que fluye el refrigerante, la presión y la temperatura descienden. Esta caída de presión hace que parte del refrigerante líquido se evaporen (Singh & Heldmam, 1998)

Figura 22: sistema mecánico de refrigeración por compresión de vapor



Fuente : Singh & Heldmam (1998)

La mezcla líquido-gas entra al evaporador en el punto E. En el evaporador, el refrigerante absorbe el calor del ambiente externo y se evapora por completo. El vapor saturado puede alcanzar un cierto nivel de sobrecalentamiento a medida que absorbe calor adicional del entorno externo. El vapor saturado o sobrecalentado ingresa al compresor donde el refrigerante se comprime a alta presión. Esta presión debe estar por debajo de la presión crítica del refrigerante, pero lo suficientemente alta como para permitir que el refrigerante se condense a temperaturas ligeramente superiores a las temperaturas de los disipadores de calor, el aire ambiente o el agua que se usan comúnmente. La compresión de

vapor en un compresor ocurre a entropía constante (este proceso se llama isotropía). A medida que aumenta la presión del refrigerante, también lo hace su temperatura, lo que hace que se sobrecaliente. El vapor sobrecalentado se envía al condensador. Los refrigerantes liberan calor al ambiente a través de condensadores de aire frío o agua. En el punto D, el refrigerante se condensa nuevamente. Una vez que se ha condensado todo el refrigerante, su temperatura puede descender aún más si el entorno externo extrae calor adicional, es decir, si se enfría el refrigerante líquido. El líquido saturado o enfriado ingresa a la válvula de expansión y el ciclo comienza nuevamente (Singh & Heldmam, 1998).

1.2.4.1.1. Evaporador

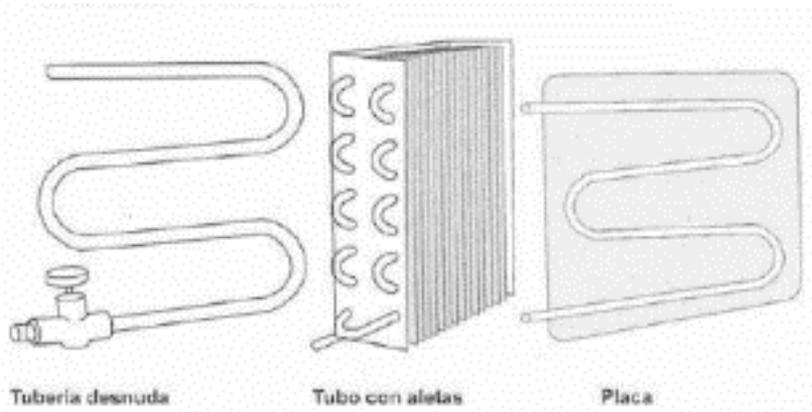
El refrigerante líquido se evapora en un evaporador, este cambio de estado requiere la absorción del calor latente de vaporización extraído del medio exterior, los evaporadores se pueden dividir en dos tipos según su aplicación:

Evaporador de expansión directa. - donde se evapora el refrigerante del serpentín, el serpentín está en contacto directo con el objeto o fluido a enfriar.

Los evaporadores de expansión indirecta. - utilizan un líquido portador, agua o salmuera, que se enfría con un líquido refrigerante que se evapora en un serpentín, este fluido portador es lo que transporta el objeto o fluido que se está enfriando. Los evaporadores de expansión indirecta requieren equipo adicional y se utilizan cuando se requiere refrigeración multipunto. Se puede utilizar con agua o como vehículo cuando la temperatura está por encima del punto de congelación. La salmuera (concentración adecuada de CaCl_2) o los glicoles (etilenglicol o propilenglicol) se utilizan normalmente a temperaturas más bajas (TREYBAL, R. 2000).

Los evaporadores pueden ser de **tubo desnudo**, **de tubo con aletas** o **de placa** (Fig. 23). Los tubos desnudos son los más rápidos y fáciles de limpiar y descongelar. Agregar aletas aumenta el área de superficie de intercambio y aumenta el flujo de calor intercambiado. Un evaporador de placas evita el contacto directo entre el producto a enfriar (por ejemplo, alimentos líquidos) y el refrigerante (PERRY, R.H., 2007).

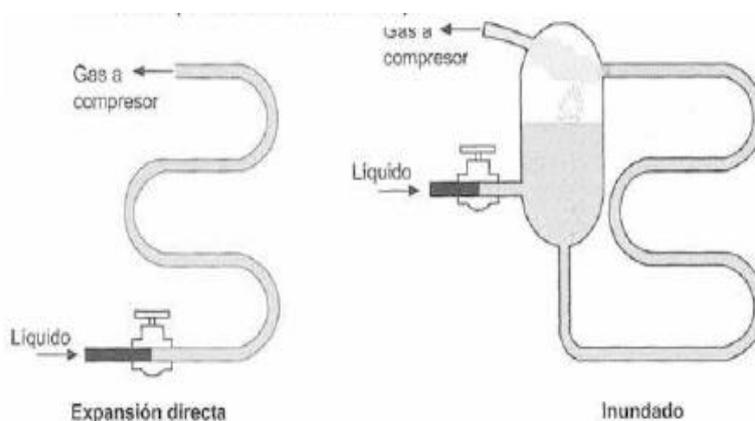
Figura 23: diferentes tipos de serpentines de evaporadores.



Fuente : cortesía de Carrier Co (1998)

Los evaporadores también se pueden clasificar en evaporadores **inundados** y **evaporadores directos**. En este último no hay recirculación de refrigerante en el evaporador. El refrigerante líquido se convierte en vapor a medida que fluye a través de las tuberías. Un evaporador inundado recircula el refrigerante líquido, el líquido refrigerante ingresa a la cámara de ebullición como se muestra en la (Fig. 24), donde hierve en el serpentín y extrae calor del exterior, y el líquido no evaporado se recircula a través de la cámara de ebullición, mientras que el refrigerante vaporizado se extrae de la cámara de ebullición hacia el compresor (C. Vidal, 1996).

Figura 24: evaporador de expansión directa y evaporador de tipo inundado.



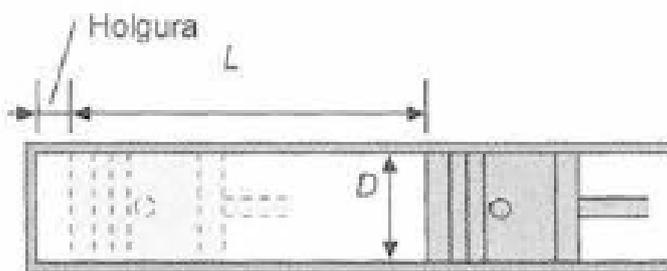
Fuente : cortesía de Carrier Co (1990)

1.2.4.1.2 Compresor

El refrigerante ingresa al compresor en fase de vapor a baja presión y baja temperatura, la presión y la temperatura del refrigerante aumentan en el compresor, esto permite extraer el calor del refrigerante más adelante en el condensador, el proceso de compresión eleva la temperatura del refrigerante por encima de la que prevalece en el área que rodea al condensador, de modo que el gradiente de temperatura entre el refrigerante y esta área proporciona el flujo de calor deseado (Frank P., 1999)

Los tres tipos de compresores más habituales son: **alternativo, centrífugo y rotatorio**. Como sugiere el nombre, un compresor alternativo de pistón tiene un pistón que se mueve hacia adelante y hacia atrás en un cilindro (Figura 25). Los compresores alternativos son los más utilizados. Su capacidad varía desde 1 tonelada hasta 100 toneladas de capacidad frigorífica por unidad. Un compresor centrífugo consta de un impulsor de múltiples palas que gira a alta velocidad. Un compresor rotativo consta de paletas que giran dentro de un cilindro. Los compresores pueden ser accionados por un motor eléctrico o un motor de combustión interna (PERRY, R.H., 2007).

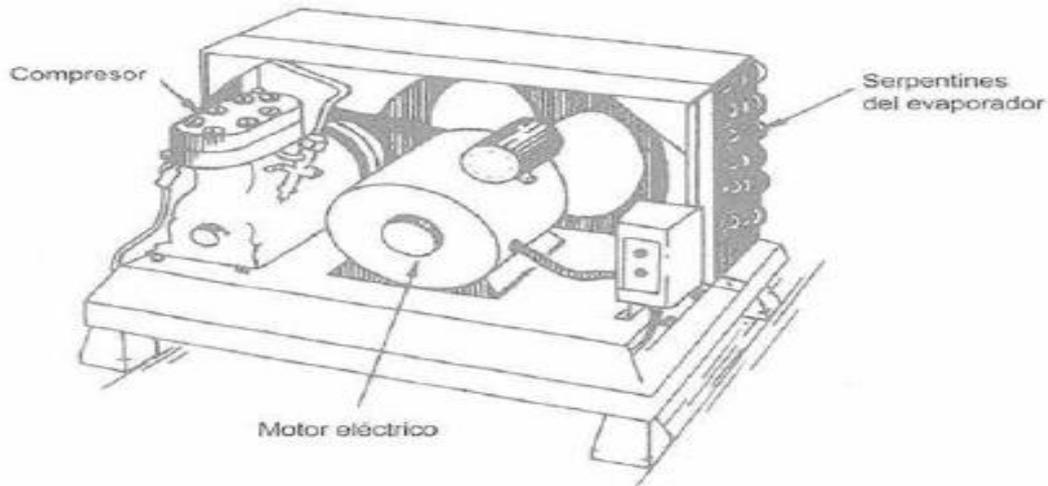
Figura 25: Operación de un Cilindro.



Fuente : cortesía de Carrier Co (1990)

La Fig. 26, muestra un compresor de pistón accionado por un motor eléctrico.

Figura 26: sistema típico de refrigeración por compresión de dos cilindros con un condensador enfriado mediante aire y un motor eléctrico.



Fuente : cortesía de Carrier Co (1990)

Según Singh y Heldman (1998), un parámetro importante que determina el rendimiento de un compresor es su capacidad, esta capacidad está influenciada por varios factores: los inherentes a su diseño son:

- (a) desplazamiento del pistón,
- (b) holgura entre el pistón y el cilindro al final de su recorrido y
- (c) tamaño de las válvulas de aspiración y descarga.

Los otros factores que influyen en la capacidad del compresor están asociados a las condiciones de operación:

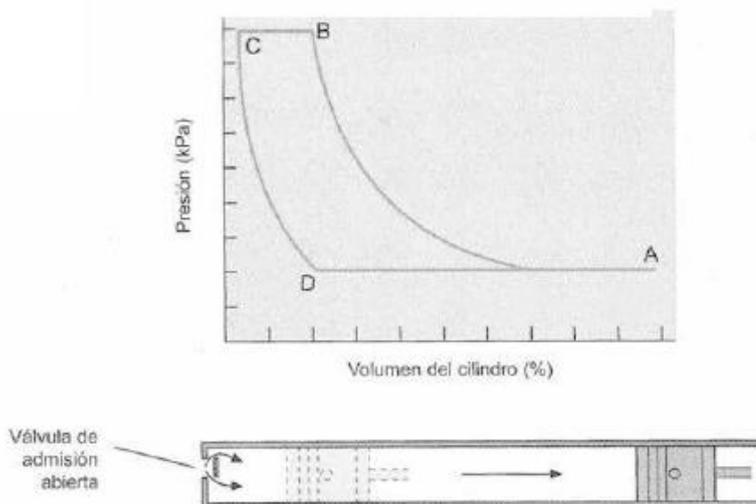
- (a) revoluciones por minuto,
- (b) tipo de refrigerante,
- (c) presión de aspiración y
- (d) presión de descarga.

El desplazamiento del pistón puede calcularse según la siguiente ecuación:

$$\text{Desplazamiento del pistón} = \frac{\pi D^2 L N}{4} \quad (45)$$

Utilizando la Figura 27 se puede analizar el desplazamiento del pistón, el punto A corresponde a un volumen de cilindro al 100 %, lleno de vapor a presión de succión. el vapor se comprime en un volumen cilíndrico de aproximadamente 15% (punto B en el diagrama), durante el ciclo de compresión las válvulas de admisión y descarga permanecen cerradas. La válvula de escape se abre y el gas sale durante el ciclo de escape, ruta BC en el diagrama, El volumen del cilindro se reduce hasta en un 5%. Este volumen es el volumen entre el pistón y el final del cilindro. A medida que el pistón retrocede en el ciclo de expansión, la trayectoria CD del diagrama, el gas a alta presión que queda en este volumen se expande. Siempre tratamos de mantener esta holgura lo más pequeña posible, ya que está relacionada con la pérdida de capacidad del compresor. La etapa D A es la etapa de succión, la válvula de succión comienza de nuevo. En la práctica, las líneas de aspiración y descarga (DA y BC, respectivamente) no son rectas, principalmente a causa de la caída de presión a través de la válvula. Para la línea teórica que se muestra en la figura 27, la línea de descarga se dobla hacia arriba y la línea de aspiración se curva hacia abajo. Esta diferencia se debe a que la presión en el cilindro al inicio del escape debe ser superior a la presión liberada para superar la presión del muelle de la válvula y, del mismo modo, la presión al comienzo de la succión debe ser inferior a la presión de aspiración para abrir la válvula correspondiente (GEANKOPLIS, J., 2003).

Figura 27: Ciclo completo de un compresor Alternativo.



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990)

A menudo es necesario regular la capacidad del compresor, pues no suele ser constante la carga de refrigeración. Entonces los compresores operan normalmente a carga parcial respecto de la de diseño. La capacidad del compresor puede controlarse mediante:

- (a) la velocidad (rpm),
- (b) haciendo un «bypass» en la línea de gas desde la zona de alta presión a la de baja o (c) haciendo un «bypass» de gas internamente, manteniendo la válvula de aspiración abierta.

La velocidad puede controlarse mediante un variador de velocidad. La forma más habitual de controlar la capacidad del compresor es un bypass en la línea de gas. En este método, la descarga y la succión del compresor están conectados. La válvula solenoide desvía los gases de escape al puerto de admisión del compresor. Esto elimina parte del gas refrigerante producido por el cilindro del compresor, reduciendo su capacidad. El uso de este sistema no significa que se reduzca la energía requerida por el compresor. Un sistema de bypass más interesante consiste en mantener la válvula de admisión abierta para que el gas simplemente pueda moverse hacia delante y hacia atrás dentro del cilindro; De esta forma el cilindro no drena el refrigerante. Se utiliza una válvula solenoide hermética para controlar la apertura de la válvula de aspiración. En los compresores de varios cilindros, algunos de ellos pueden apagarse para reducir la carga. En un compresor de cuatro cilindros, tres de ellos se sacan fuera de servicio, por lo que la capacidad puede reducirse hasta un 75% (GEANKOPLIS, J., 2003).

1.2.4.1.3 Condensador

La función del condensador en un sistema de refrigeración es transmitir calor desde el refrigerante hacia otro medio, tal como aire y/o agua. Al retirar calor del refrigerante gaseoso éste condensa dentro del condensador.

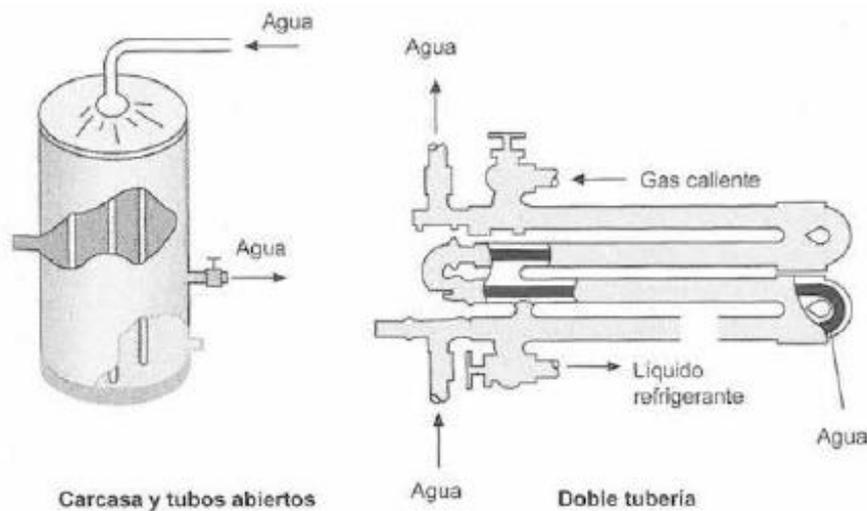
Los tipos de condensadores más utilizados son: (J. PRUSA,1995)

- (1) Enfriados por agua,
- (2) Enfriados por aire y
- (3) Evaporativos; en estos últimos se utiliza aire y agua como agente refrigerante.

Los tipos más comunes de condensadores enfriados por agua son:

- (1) De doble tubería (tubos concéntricos),
- (2) De carcasa y tubos (Fig. 28) y
- (3) de carcasa y serpentín.

Figura 28: Condensadores de Carcasa y tubos y de doble tubería.



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990)

1.2.4.1.3.1 En un condensador de tubos concéntricos, el agua fluye por el tubo interior y el refrigerante fluye a la inversa por el tubo exterior para conseguir una mayor eficiencia de transferencia. El gran número de juntas y bridas de estos condensadores causó problemas de mantenimiento, aunque antiguamente se utilizaron bastante (J. PRUSA,1995).

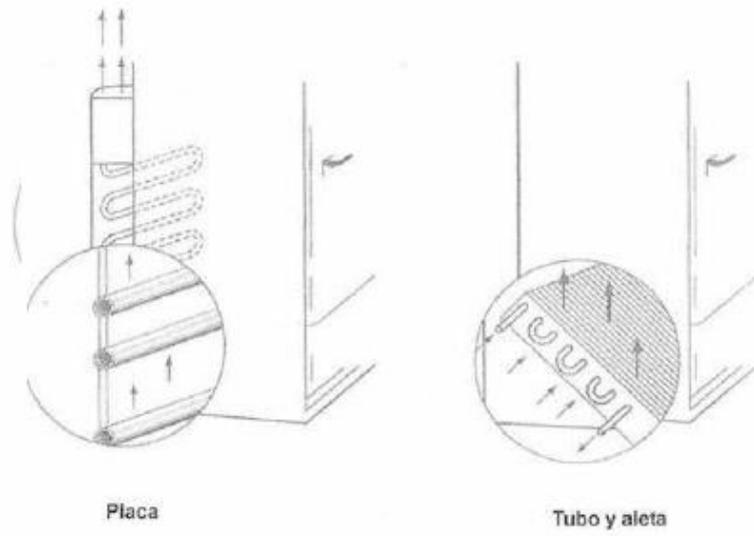
1.2.4.1.3.2 En los condensadores de carcasa y tubos, el agua circula por el condensador y el refrigerante circula por la carcasa. El intercambio de calor puede mejorarse si se instalan aletas en los tubos. Estos condensadores son generalmente económicos y requieren poco mantenimiento (J. PRUSA,1995).

1.2.4.1.3.3 En los condensadores de carcasa y serpentín, son más compactos y económicos que los anteriores, y el agua circula por el serpentín con aletas que contiene la carcasa (J. PRUSA,1995).

1.2.4.1.3.4 Los condensadores refrigerados por aire, pueden ser condensadores de placas o condensadores de tubos con aletas, figura 29. Las aletas instaladas en los tubos aumentan el área de intercambio del intercambiador de calor a presión. Los condensadores de placa no tienen aletas y, por tanto, requieren más área de intercambio de calor, pero son menos costosos de construir y requieren poco mantenimiento. Ambos tipos de condensadores son habituales en las neveras domésticas. Los condensadores refrigerados por aire pueden utilizar el movimiento forzado del aire mediante un ventilador, produciendo un aumento del coeficiente de convección en la superficie del condensador.

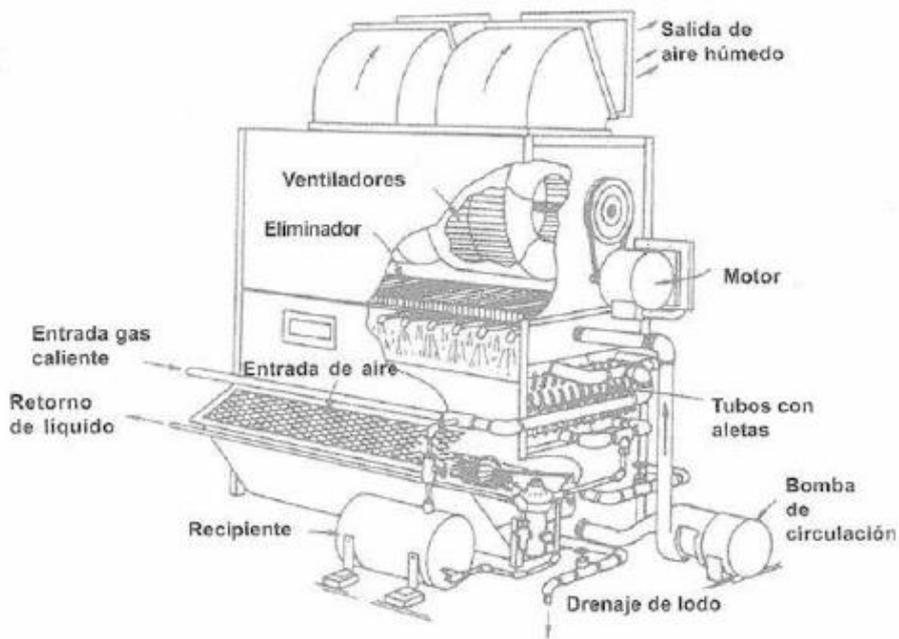
1.2.4.1.3.5 En un condensador evaporativo, una bomba hace circular el agua. El agua se bombea desde un tanque en la parte inferior del condensador y se distribuye como un "spray" sobre los tubos de serpentín junto con un gran flujo de aire. La evaporación del agua requiere energía equivalente al calor latente extraído del refrigerante. En la Figura 31 se muestra un condensador evaporativo. El tamaño de estas unidades puede ser muy grande (J. PRUSA,1995).

Figura 29: Condensador de Placa y de tubos con aletas.



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990)

Figura 30: Condensador Evaporativo.



Fuente: Jennings (1970)

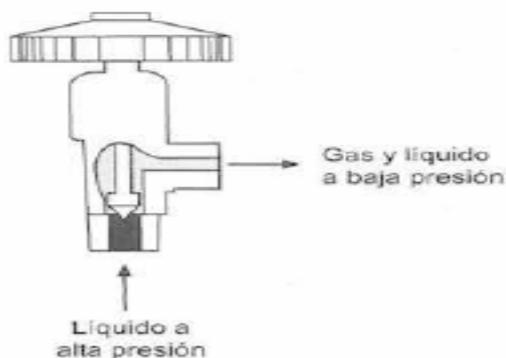
1.2.4.1.4 Válvula de expansión

Esencialmente es un aparato de medida que controla el flujo de refrigerante líquido hacia el evaporador. La válvula puede operarse manualmente o regularse en función de la presión o de la temperatura en otro punto del sistema de refrigeración. En los sistemas de refrigeración los tipos de válvula más utilizados son: (C. Vidal, 1996).

- (1) válvulas de expansión manuales,
- (2) válvulas automáticas de flotador de baja,
- (3) válvulas automáticas de flotador de alta,
- (4) válvulas automáticas de expansión y
- (5) válvulas de expansión termostática.

La Figura 31 muestra una **válvula de expansión manual simple**. Esta válvula operada manualmente, permite que el flujo de refrigerante líquido de alta presión deseado cambie al lado de líquido/vapor de baja presión. El refrigerante se enfría al pasar por esta válvula y parte del calor liberado por el líquido se pierde a medida que se evapora. El refrigerante líquido se convierte parcialmente en vapor a medida que pasa a través de una válvula de expansión, esta conversión es conocida como "flash" (C. Vidal, 1996).

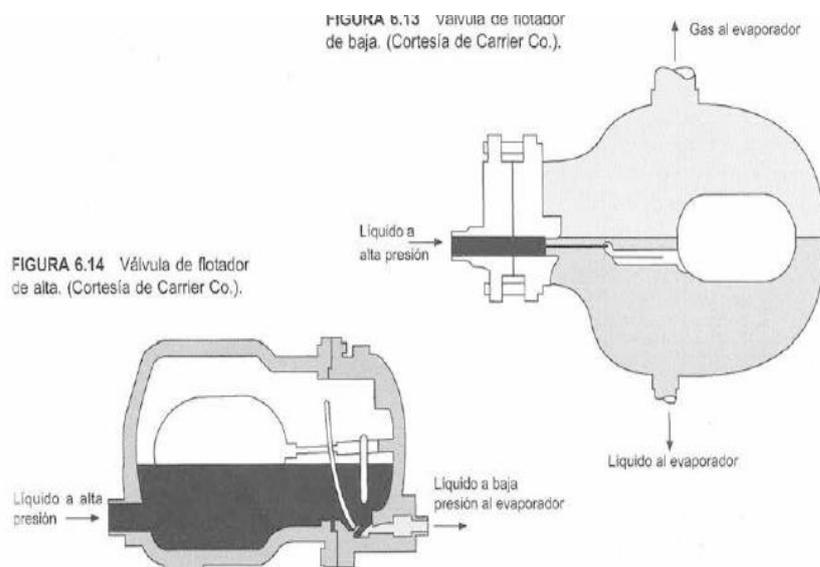
Figura 31: Valvular de expansión manual.



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990)

Los evaporadores inundados utilizan la **válvula automática de flotador de baja**. En el lado de baja presión del sistema está el flotador de bola, como se muestra en el diagrama (Figura 32), el flotador baja y abre la entrada de admisión para extraer más líquido del lado de alta presión del sistema a medida que hierve más líquido en el evaporador. Cuando el flotador sube, cierra los agujeros para el paso del líquido. Esta válvula de expansión es simple, generalmente sin problemas y perfectamente controlable (Frank P., 1999).

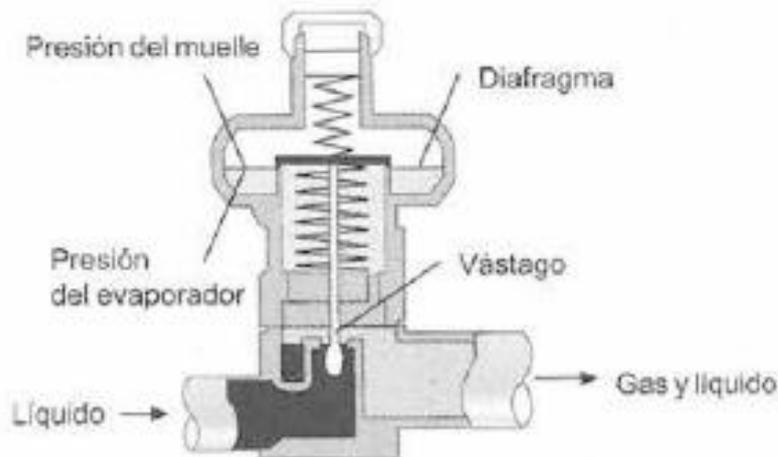
Figura 32: Valvular de Flotador de baja.



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990)

Como se observa en la (Figura 33), en el evaporador la **válvula automática de expansión** mantiene una presión constante, un aumento de presión provoca que el diafragma ascienda en contra del muelle cerrando la válvula. Cuando la presión en el evaporador disminuye, la válvula se abre, cuando se requiere una carga de refrigeración constante y una temperatura constante en el evaporador, se utiliza esta válvula, en los refrigeradores domésticos, por ejemplo (Frank P., 1999).

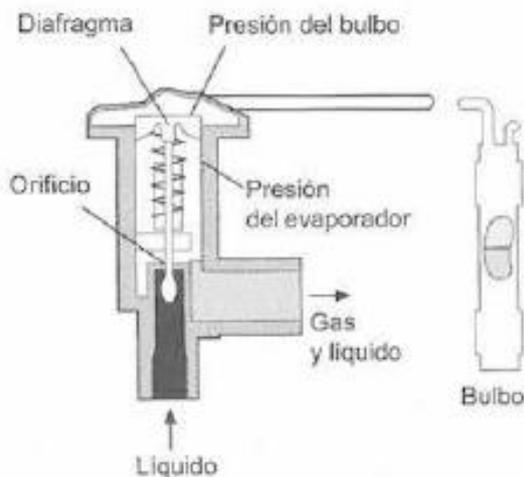
Figura 33: válvula de expansión automática



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990).

Las válvulas de expansión térmica tienen un bulbo termostático fijado a la tubería de aspiración del compresor, como se muestra en la Figura 34, la temperatura del vapor sobrecalentado que sale del evaporador actúa sobre el bulbo provocando un aumento de la presión en el fluido contenido en él (habitualmente el mismo refrigerante del circuito). Por medio del tubo termostático se transmite este incremento de presión a la cámara del fuelle y el diafragma, permitiendo abrirse a la válvula y dando pase al refrigerante líquido. Las válvulas termostáticas son ampliamente utilizadas en refrigeración industrial (Frank P., 1999).

Figura 34: válvula de expansión termostática.



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990).

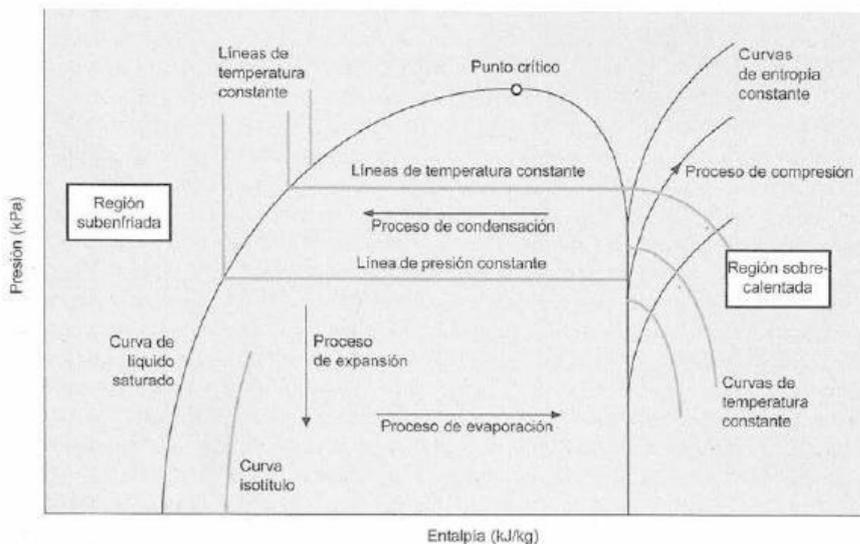
1.2.4.2 Diagrama presión- entalpia

El refrigerante durante su circulación a través de los distintos componentes del sistema de refrigeración cambia su presión y entalpia, en el evaporador y en el condensador cambia su entalpia mientras que la presión permanece constante. Durante la compresión, el compresor realiza un trabajo que se traduce en un incremento simultáneo de la entalpia del refrigerante y de la presión. La expansión es un proceso isoentálpico mediante el que el refrigerante líquido a alta presión pasa a una velocidad controlada a la sección de baja presión del sistema refrigerante (YUNUS A. CENGEL, 2011).

En la (Figura 35) se explica someramente un diagrama presión-entalpia, la presión (en kPa) se representa en escala logarítmica frente a la entalpia (en kJ/kg). El diagrama presión-entalpia puede dividirse en varias zonas en base a las curvas de líquido y de vapor saturados.

En el esquema de la (Figura 35) pueden distinguirse: la zona interior a la curva en forma de campana representa las condiciones en que coexisten las fases líquido y vapor, las líneas horizontales representan cambios a presión constante. Las isothermas son horizontales en la región bifásica (interior de la curva en forma de campana), verticales en la zona de líquido sub enfriado y curvadas hacia abajo en la región de vapor sobrecalentado. La zona a la izquierda de la curva de líquido saturado representa líquido sub enfriado; es decir, situaciones en que el refrigerante está a temperatura por debajo de la de saturación a esa presión. La zona a la derecha de la curva de vapor saturado representa la región en la que el vapor está sobrecalentado; es decir, a temperatura superior a la de saturación correspondiente a esa presión. En el interior de la curva en forma de campana se observan las curvas isotítulo (título: fracción de fase vapor) que sirven para determinar las fracciones de líquido y vapor en unas determinadas condiciones (GEANKOPLIS, J. 3a. ed. 2003).

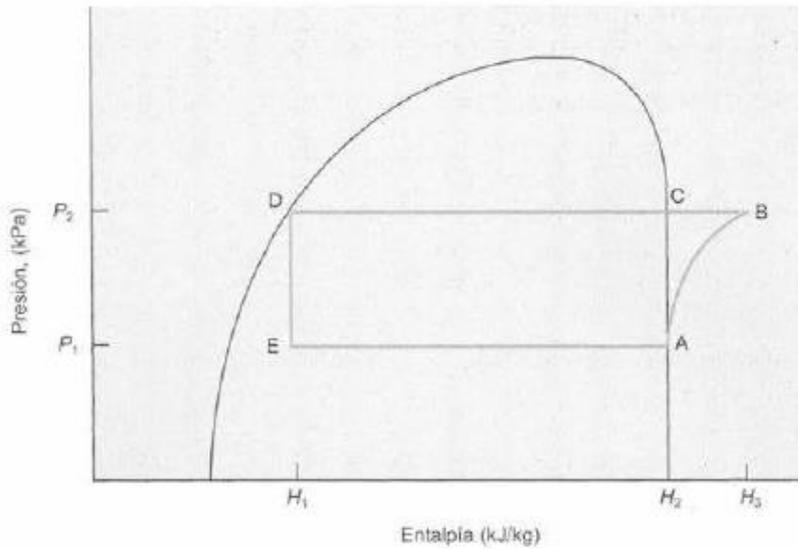
Figura 35: Diagrama presión - entalpía



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990)

Considere un sistema simple de refrigeración por compresión de vapor en el que el refrigerante llega a la válvula de expansión como líquido saturado y sale del evaporador como vapor saturado. El sistema se muestra en el diagrama de presión-entalpía (Figura 36). Cuando el refrigerante entra al compresor como vapor saturado, representado por el punto a en el diagrama, este vapor está bajo presión P_1 y entalpía H_2 . En la etapa de compresión, el vapor se comprime isentrópicamente (con entropía constante) a la presión P_2 ; el punto b representa el refrigerante a la salida del compresor ubicado en la zona de vapor sobrecalentado. Durante la compresión, la entalpía aumenta de H_2 a H_3 . Hay dos procesos en el condensador: primero, se elimina el sobrecalentamiento en la sección de descongelación, luego se elimina el calor latente de vaporización (condensación) del refrigerante, pasos c a d en la figura. El líquido saturado entra a la válvula de expansión en el punto d del diagrama, reduciendo la presión a P_1 , pero la entalpía permanece constante en H_1 . La vaporización parcial del refrigerante ocurre en la válvula de expansión, por lo que el punto e, que representa el estado final, está en la región donde coexisten líquido y vapor. Esta mezcla líquido-vapor recibe calor en el evaporador y se evapora por completo. En la figura, el evaporador está representado por una línea horizontal de e a a, donde la entalpía del refrigerante aumenta de H_1 a H_2 (GEANKOPLIS, J. 3a. ed. 2003).

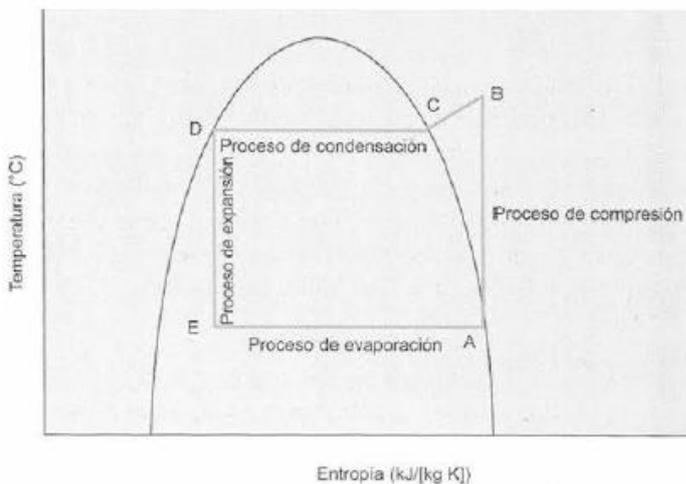
Figura 36: Diagrama presión – entalpia para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor bajo condiciones saturadas.



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990)

Como se mencionó anteriormente, el diagrama de temperatura-entropía también se puede usar para representar el ciclo de refrigeración; La Figura 37 muestra un ejemplo. El proceso de compresión de A a B y el proceso de expansión de D a E son isoentrópicos, por lo que están representados por líneas verticales. Los procesos C a D y E a A son isotérmicos, por lo que se representan con líneas horizontales. El vapor sobrecalentado que sale del compresor está representado por el punto B (Perry, R.H., 2007) .

Figura 37: Diagrama temperatura - entropía.



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990) .

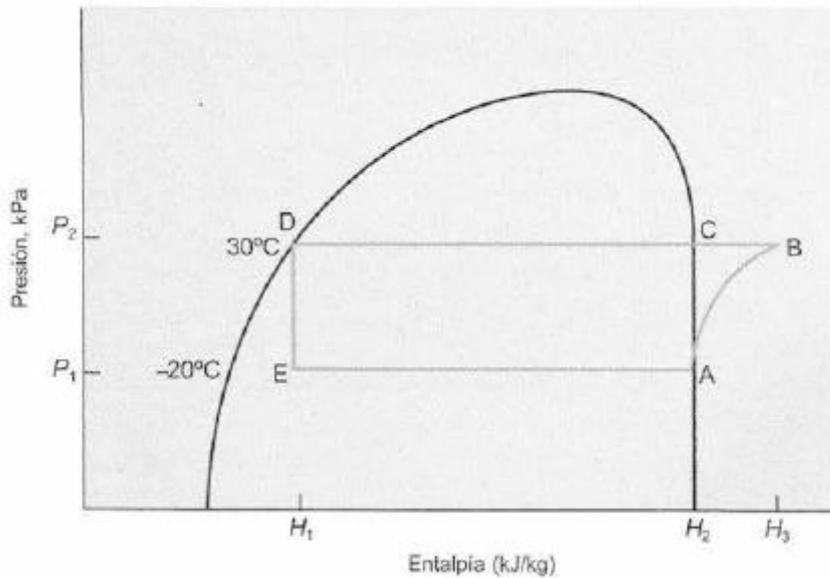
1.2.4.3 Tablas presión-entalpía

El procedimiento para determinar valores de entalpía es el siguiente: en primer lugar, es siempre de utilidad, antes de acudir a las tablas, representar el diagrama presión-entalpía y el ciclo de refrigeración. Por ejemplo, la Figura 39 muestra un ciclo en el que las temperaturas en el evaporador y en el condensador son de 20°C y +30°C respectivamente (suponer que el refrigerante es amoníaco). Como el punto *a* representa un vapor saturado puede obtenerse a partir de la Tabla A .6.2 que a -20 °C la entalpía del refrigerante en el estado de vapor saturado es 1437,23 kJ/kg; o sea, éste es el valor de H_2 . En el punto de refrigerante está como líquido saturado a la temperatura del condensador; de la Tabla A .6.2, a 30°C, la entalpía del refrigerante en condiciones de líquido saturado es 341,76 kJ/kg; es decir, éste es el valor de h_3 . Para determinar el valor de la entalpía h_3 se dispone también de tablas de propiedades en condiciones de sobrecalentamiento, pero su uso es más incómodo ya que es necesario realizar interpolaciones (Perry, R.H., 2007).

Por ello es más conveniente en este caso usar los diagramas ampliados de la zona del vapor sobrecalentado; siguiendo con el ejemplo, mediante la Figura A .6.3 se obtiene que el valor de h_3 es 1.710 kJ/kg.

El procedimiento para determinar el valor de la entalpía es el siguiente: Primero, siempre es útil trazar el diagrama de presión-entalpía y el ciclo de refrigeración antes de mirar la tabla. Por ejemplo, la Figura 39 muestra un ciclo en el que las temperaturas del evaporador y del condensador son de 20 °C y 30 °C, respectivamente (suponiendo que el refrigerante es amoníaco). Dado que el punto *a* representa vapor saturado, se puede obtener de la Tabla A.6.2 que a -20 °C la entalpía de un refrigerante de vapor saturado es 1437,23 kJ/kg, es decir este es el valor de H_2 . En el punto refrigerante, es un líquido saturado a la temperatura del condensador; de la tabla A.6.2. A 30°C, la entalpía del refrigerante en condiciones de líquido saturado es de 341,76 kJ/kg; es decir, este es el h_3 valor para determinar el valor de entalpía h_3 . También existen tablas de propiedades para las condiciones de sobrecalentamiento, pero su uso es más inconveniente debido a la interpolación (YUNUS A. CENGEL, 2011), .

Figura 38: Diagrama presión-entalpía para una temperatura del evaporador de -20°C y una temperatura del condensador de 20°C



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990).

1.2.4.4 Expresiones matemáticas útiles en el análisis de la refrigeración por compresión de vapor

1.2.4.4.1 Carga de enfriamiento

La carga de enfriamiento es la velocidad a la que se elimina el calor de un recinto (u objeto) para reducir su temperatura a un valor deseado. Antes de la refrigeración mecánica, el hielo era el medio de refrigeración más utilizado, por lo que el volumen de refrigeración que todavía se utiliza en la práctica comercial se denomina "toneladas de refrigeración". Una tonelada de refrigeración equivale a una tonelada de hielo ($2000 \text{ lb} \times 144 \text{ Btu/lb}$) /24 horas = $288\,000 \text{ Btu}/24 \text{ horas} = 303\,852 \text{ kJ}/24 \text{ horas} = 3,5168 \text{ kW}$ de calor latente de fusión. Luego, un sistema de enfriamiento mecánico con una tonelada de capacidad de enfriamiento puede eliminar el calor del espacio de enfriamiento a una tasa de 3.5168 kW (Perry, R.H., 2007).

Hay varios factores a considerar cuando se calcula la carga de enfriamiento de un gabinete. Por ejemplo, si en esta sala se almacenan frutas o verduras frescas, la respiración de estos productos generará calor. Este calor de respiración debe eliminarse para mantener fríos el producto y la carcasa. (revisar tabla de transferencia de calor de varias frutas y verduras frescas a

través de la respiración). Otros factores a considerar al calcular la carga de enfriamiento son el flujo de calor que puede atravesar pisos, paredes, techos y puertas; o el calor de las luces, las personas y las máquinas que manipulan los productos (GEANKOPLIS, J. 3a. ed. 2003).

Ejemplo 01

Calcular la carga de enfriamiento provocada en una cámara por la evolución de 2.000 kg de coles almacenadas a 5°C.

Datos

Coles almacenadas = 2.000 kg

Temperatura de almacenamiento = 5°C

Método

Se usará la Tabla A .2.6 para obtener el calor involucrado (debido a la respiración de las coles).

Solución

1. A partir de la Tabla A .2.6 el calor involucrado debido a las coles almacenadas a 5°C es 28-63 W/Mg.
2. Tornando para el diseño el valor máximo de los dos, 63 W/Mg.
3. El calor involucrado para 2.000 kg de coles es

$$(2000 \text{ kg}) \left(63 \text{ W/Kg} \right) * \left(\frac{1 \text{ Mg}}{1000 \text{ Kg}} \right) = 126 \text{ w}$$

La carga de enfriamiento debido a los 2.000 kg de coles almacenadas a 5°C es 126 W. (JAIME GONZÁLEZ VELASCO, 2009).

.....

1.2.4.4.2 Compresor

A partir del incremento de entalpia y el caudal de refrigerante, puede calcularse el trabajo suministrado al refrigerante durante la compresión isentrópica.

$$q_w = m(H_3 - H_2) \quad (46)$$

donde m es el caudal másico de refrigerante (kg/s), H_1 la entalpia del refrigerante a la salida de la compresión (kJ/kg), H_2 la entalpia del refrigerante al principio de la compresión (kJ/kg) y q_w es la potencia suministrada al refrigerante en el compresor (kW) (YUNUS A. CENGEL, 2011),

1.2.4.4.3 Condensador

En el condensador el refrigerante es enfriado a presión constante. El calor devuelto al ambiente puede expresarse como:

$$q_c = m(H_3 - H_1) \quad (47)$$

donde q_c es el flujo de calor intercambiado en el condensador (kW) y H_1 la entalpia del refrigerante a la salida del condensador (kJ/kg). (CENGEL, Y. A., & GHAJAR, A. J., 2011).

1.2.4.4.4 Evaporador

En el evaporador el refrigerante se evapora absorbiendo calor de los alrededores a presión constante. La diferencia entre la entalpia del refrigerante a la entrada y a la salida del evaporador se denomina efecto refrigerante. El flujo de calor ganado por el refrigerante mientras es evaporado en el evaporador viene dado por la ecuación:

$$q_e = m(H_2 - H_1) \quad (48)$$

donde q_e es el flujo de calor intercambiado en el evaporador (kW) y $H_2 - H_1$ es el efecto refrigerante. (YUNUS A. CENGEL, 2011),

1.2.4.4.5 Coeficiente de rendimiento

El propósito de un sistema de enfriamiento mecánico es transferir calor de un ambiente de baja temperatura a un ambiente de alta temperatura. El efecto de enfriamiento, o calor extraído del ambiente a bajas temperaturas, es mucho mayor que el equivalente térmico del trabajo requerido para producir este efecto.

Por lo tanto, la eficiencia de un sistema de enfriamiento, como la de un motor, se mide como la relación entre el efecto de enfriamiento útil y el trabajo requerido para producir ese efecto.

Esta relación se denomina coeficiente de rendimiento e indica la eficiencia del sistema. El coeficiente de rendimiento (C.O.P.) se define como la relación entre el calor transportado por el refrigerante en el evaporador y el equivalente térmico de la energía suministrada al compresor. (Perry, R.H., 2007)

$$C.O.P = \frac{H_2 - H_1}{H_3 - H_2} \quad (49)$$

1.2.4.4.6 Caudal de refrigeración

El flujo de refrigerante requerido depende de la carga de enfriamiento total y la capacidad de enfriamiento requerida por el sistema. La carga de enfriamiento total se calcula en función de la cantidad de calor que se eliminará del espacio o instalación de enfriamiento. La expresión utilizada para determinar el caudal de refrigerante requerido es

$$m = \frac{q}{(H_2 - H_1)} \quad (50)$$

donde m es el caudal de refrigerante (kg/s) y q la carga total de enfriamiento (kW). (CENGEL, Y. A., & GHAJAR, A. J., 2011).

Ejemplo 02

Una sala de almacenamiento en frío se mantiene a 2°C mediante un sistema de refrigeración por compresión de vapor que utiliza el refrigerante Freón R-134a. Las temperaturas en el evaporador y el condensador son 5 y 40°C respectivamente. La carga de refrigeración es de 20 tons. Calcular el caudal másico de refrigerante, la potencia del compresor y el C.O.P. Suponer que la unidad trabaja en condiciones de saturación y que la eficacia del compresor es del 85%. (YUNUS A. CENGEL, 2011),

Datos

Temperatura de la sala = 2°C

Temperatura en el evaporador = -5 °C

Temperatura en el condensador = 40°C

Carga de enfriamiento = 20 tons

Método

Se representará el ciclo de refrigeración en un diagrama presión-entalpía para el Freón R-134a. A partir de este diagrama se obtienen los valores de las entalpías necesarios para las ecuaciones.

Solución

1. En el diagrama presión-entalpía del Freón R -134a dibujar las líneas EA y DC, que representan las condiciones en el evaporador y en el compresor, como se muestra en la Figura E 6.1. Seguir la curva de entropía constante (puede ser necesario interpolar) desde el punto A hasta la intersección con la línea horizontal DC prolongada hasta B. Desde el punto D trazar una vertical, que cortará a la línea EA en el punto E. El trazo ABCDE representa el ciclo de refrigeración saturado para los datos del problema.
2. En el diagrama pueden leerse:
Presión en el evaporador = 243 kPa
Presión en el condensador = 1.015 kPa
H1 = 156 kJ/kg
H2 = 296 kJ/kg
H3 = 327 kJ/kg
3. A partir de la ecuación (6.20 m) el caudal másico de refrigerante (1 ton de refrigeración = 303.852 kJ/24 h) es:

$$m = \frac{(20 \text{ tons})(303.852 \text{ kJ/ton})}{(24 \text{ h})(3.600 \text{ s/h})(296 \text{ kJ/kg} - 156 \text{ kJ/kg})}$$
$$m = 0.502 \text{ kg/s}$$

- 4.- A partir de la ecuación (6.16 qw), la potencia requerida por el compresor, suponiendo una eficacia de 85%, es

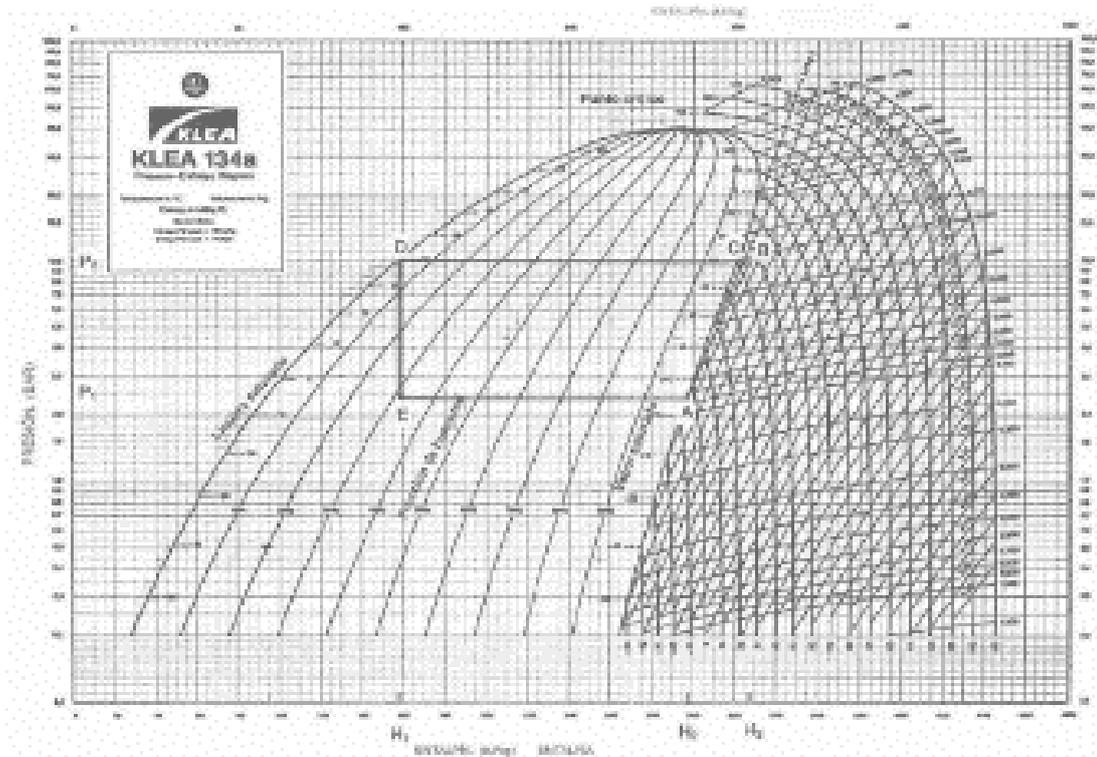
$$q_w = \frac{(0.502 \text{ kg/s})(327 \text{ kJ/kg})}{0.85}$$

$$q_w = 18.31 \text{ kw}$$

4. A partir de la ecuación (6.19 cop) el coeficiente de rendimiento es

$$C.O.P = \frac{(296 \text{ kJ/kg} - 156 \text{ kJ/kg})}{(327 \text{ kJ/kg} - 296 \text{ kJ/kg})}$$

$$C.O.P = 4.52$$

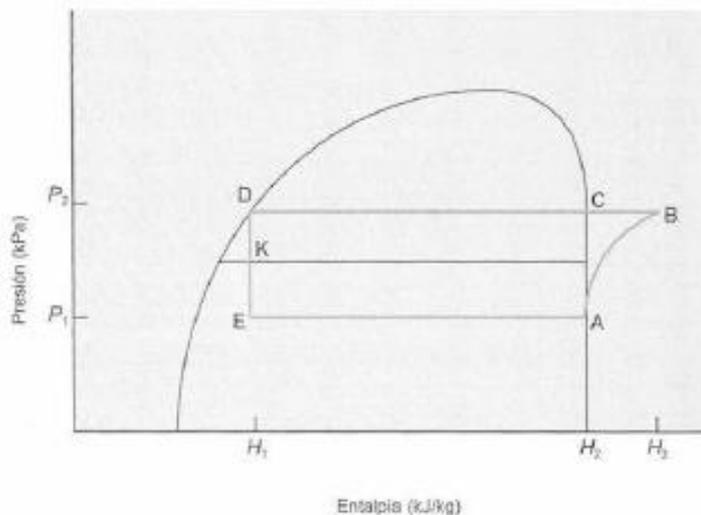


.....

1.2.4.4 Sistema de "flash" de eliminación de vapor

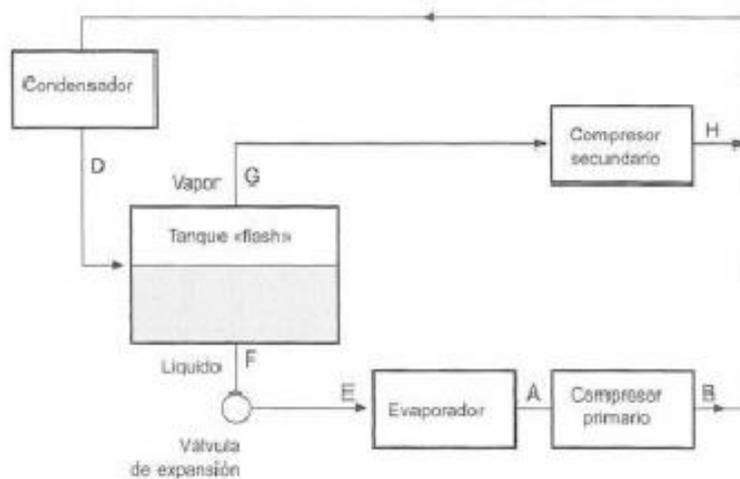
Como se muestra en la Figura 36, el refrigerante fluye desde el condensador en condiciones de líquido saturado en la válvula de expansión desde la presión correspondiente al condensador hasta la presión en el evaporador. Esta caída de presión implica la conversión de parte del refrigerante a un estado de vapor, comúnmente conocido como "flash". Si consideramos un punto intermedio correspondiente a la presión entre P_1 y P_2 , como es el punto k de la Figura 39, una pequeña parte del refrigerante ya se encuentra en fase gaseosa, aunque la mayor parte se encuentra en forma líquida; se vaporiza en la válvula de expansión. No se puede utilizar refrigerante en el evaporador. Luego, se debe introducir vapor a media presión en la válvula de expansión y comprimirlo a la presión de condensación con un pequeño compresor. Cuando la presión desciende hasta la correspondiente al evaporador, el refrigerante líquido con una pequeña parte del vapor entrará en el evaporador como consecuencia de la evaporación posterior. (MCCABE, W.; SMITH, J.; HARRIOT, P. 6a. ed. 2001)

Figura 39: Diagrama presión – entalpia para un sistema «flash» de eliminación de vapor.



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990)

Figura 40: sistema «flash» de eliminación de vapor.



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990)

La Figura 40 muestra un diagrama esquemático de un sistema «flash» de eliminación de vapor instantáneo. El refrigerante que sale del condensador en estado líquido pasa a través de una válvula de control controlada por el nivel de líquido en el tanque "flash", y el vapor se separa del líquido. Luego, el refrigerante líquido se alimenta a la válvula de expansión antes del evaporador, mientras que el vapor separado se alimenta al compresor secundario. Con este sistema se reduce la potencia requerida. (MCCABE, W.; SMITH, J.; HARRIOT, P. 6a. ed. 2001).

Reducir el requerimiento de energía se vuelve importante cuando la diferencia de temperatura entre el condensador y el evaporador es grande. Sin embargo, el sistema es más útil en equipos de refrigeración en condiciones criogénicas o de congelación. El compresor secundario que se usa para tapajuntas suele ser pequeño y el compresor primario también es más pequeño que un sistema estándar sin tapajuntas. Además, las líneas de entrada y salida de refrigerante hacia/desde el evaporador pueden ser más pequeñas porque se elimina la mayor parte del vapor y el volumen de vapor es significativamente mayor que el volumen de líquido. El costo adicional del sistema incluye el compresor secundario (aunque es pequeño), el

tanque, las válvulas, las tuberías y el ajuste de todas estas partes. El siguiente ejemplo muestra su uso. (Perry, R.H., 2007).

Ejemplo 03

Un sistema de refrigeración mediante amoníaco consta de un evaporador operando a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y un condensador a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Calcular la reducción en las necesidades de potencia por tonelada de refrigeración al utilizar un sistema «flash» de retirada de vapor a una presión intermedia de 519 kPa. (CENGEL, Y. A., & GHAJAR, A. J., 2011).

Datos

Temperatura en el evaporador = $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Temperatura en el condensador = $40\text{ }^{\circ}\text{C}$

Presión intermedia en el sistema «flash» de eliminación de vapor = 519 kPa

Método

Se determinarán las entalpías del amoníaco en el ciclo ideal y en el caso de que se utilice un sistema «flash» de eliminación de vapor. Estos valores se obtendrán mediante el programa desarrollado para el amoníaco.

Solución:

1. Usando el programa desarrollado para el amoníaco, las entalpías para el ciclo ideal y para el modificado son (ver Fig. 42):

Ciclo ideal

$$H1 = 391 \text{ kJ/kg}$$

$$H2 = 1.435 \text{ kJ/kg}$$

$$H3 = 1.750 \text{ kJ/kg}$$

Ciclo modificado

$$H1 = 200 \text{ kJ/kg}$$

$$H2 = 1.457 \text{ kJ/kg}$$

$$H3 = 1.642 \text{ kJ/kg}$$

Ciclo ideal

2. El caudal de refrigerante por tonelada de refrigeración (recordar que una tonelada de refrigeración es 3,517 kW) puede calcularse como:

$$m = \frac{3.517 \text{ kj/s}}{1435 \text{ kj/kg} - 391 \text{ kj/kg}}$$

$$m = 0.00337 \text{ kg/s}$$

3. Entonces, la potencia del compresor es

$$q_w = (0.00337 \text{ kg/s})(1750 \text{ kj/kg} - 1435 \text{ kj/kg})$$

$$q_w = 1.032 \text{ kw/ton de refrigeracion}$$

Ciclo modificado

4. Para calcular la potencia del compresor primario es necesario determinar primero el

caudal de refrigerante a través de él y del evaporador

$$m_a = m_b = m_f = m_c = \frac{3.517 \text{ kj/s}}{1435 \text{ kj/kg} - 200 \text{ kj/kg}}$$

$$m_a = m_b = m_f = m_c = 0.00285 \text{ kg/s}$$

donde m es la velocidad de flujo de refrigerante y las letras A, B, F y E corresponden a las localizaciones indicadas en la Figura 42.

5. Para calcular la potencia del compresor secundario es necesario determinar el caudal de refrigerante que circulará a su través. Este puede determinarse mediante un balance de materia y energía en el tanque «flash».

$$m_d = m_e - m_g$$

$$m_d = 0.00285 - m_g$$

6. El balance de energía:

$$(m_d)(H_1) = (0.00285)(H'_1) + (m_g)(H'_2)$$

$$(0.00285 + m_g)(391) = (0.00285 * 200) + (m_g)(1457)$$

7. Resolviendo los balances de materia y energía se obtiene:

$$m_g = 0.00811 \text{ kg/s}$$

8. Entonces, la potencia requerida para el compresor primario es

$$q_{w1} = 0.00258(1750 - 1435)$$

$$q_{w1} = 0.8977 \text{ kW}$$

Y para el compresor secundario es:

$$q_{w2} = 0.000511(1642 - 1457)$$

$$q_{w2} = 0.0945 \text{ kW}$$

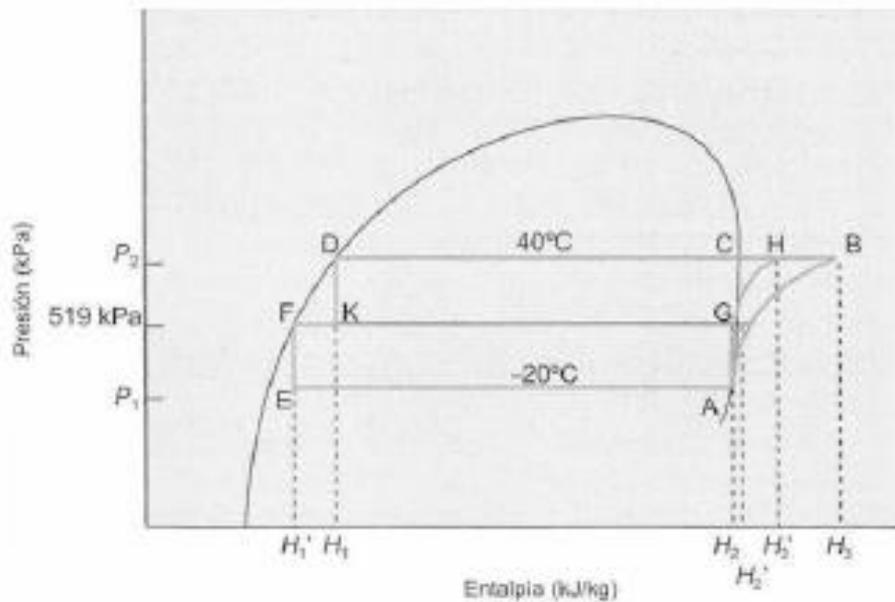
9. Con lo que las necesidades totales de potencia para el sistema "flash" de retirada de vapor son:

$$q_w = 0.8977 + 0.0945$$

$$q_w = 0.992 \text{ kW}$$

10. Así, la utilización del sistema "flash" de eliminación de vapor supone una reducción del 7% en las necesidades de potencia

Figura 41: Diagrama presión-entalpía para el sistema «flash» de eliminación de vapor.



Fuente: cortesía de Carrier Co (1990)

1.3 TRANSFERENCIA DE MASA

En la industria alimentaria, muchas veces es posible seleccionar ciertas reacciones químicas eligiendo las condiciones adecuadas y así obtener los productos deseados de la manera más eficiente posible. Sin embargo, a menudo se producen varios subproductos además de los productos deseados. Estos productos secundarios pueden separarse del producto primario de interés y, aunque no son deseables desde el punto de vista del proceso, pueden tener un valor económico considerable. Al diseñar procesos divididos, es muy importante saber cómo funcionan los procesos de transferencia de materia (GEANKOPLIS, J., 2003).

La transferencia de masa es la herramienta más favorable para que las reacciones se acerquen físicamente entre sí, permitiendo que se produzca una determinada reacción. Cuando los reactivos están muy juntos, la reacción puede proceder a una velocidad alta. En estos casos, la reacción está limitada por el movimiento de los reactivos hacia el sitio de reacción o hacia el exterior de los productos; en otras palabras, la reacción está limitada por la transferencia de masa más que por la cinética de la reacción (PERRY, R.H., 2007).

La transferencia de masa es el movimiento de un componente de un fluido o de un componente de una mezcla. El movimiento ocurre debido a la diferencia de concentración, por lo que puede ocurrir dentro de una fase o entre diferentes fases (CENGEL, Y. A., 2016).

- Un ejemplo muy obvio de transferencia de masa es que, cuando vertemos suavemente sillao chino en el agua, el sillao comenzará a dispersarse en diferentes direcciones. Inicialmente, la concentración de sillao en el interior de la gota es muy alta y la concentración en el agua es nula, estableciéndose un gradiente de concentración. La dispersión del sillao continuará y el gradiente de concentración disminuirá. Una vez que el sillao se haya dispersado por completo en el agua, el gradiente de concentración será cero y se detendrá la transferencia de masa. Se considera que el **gradiente de concentración** es la "dinámica" que induce el movimiento de un componente dado (TREYBAL, R. 2000).

- Como otro ejemplo, si se abre una botella de refresco gasificado en una habitación, el componente (gas) fluirá en todas las direcciones debido al gradiente de concentración presente para el gas. Si el aire está en reposo, se produce una transferencia de masa debido al movimiento aleatorio de las moléculas del gas. Si se enciende un ventilador o cualquier otro medio externo para crear turbulencias, se generan corrientes eléctricas que favorecen el traslado de moléculas de gas a las zonas más alejadas de la habitación. Hay grandes similitudes entre la transferencia de masa y la transferencia de calor. En la transferencia de masa se utilizarán algunos términos similares a los utilizados en la transferencia de calor, como caudal, gradiente, resistencia, transferencia o coeficiente de transferencia y capa límite (GEANKOPLIS, J., 2003).

1.3.1 El proceso de difusión

Según CENGEL, Y. A., (2016) el transporte de masa incluye tanto la difusión a escala molecular como la convección pura. El proceso de difusión se puede describir matemáticamente utilizando la ley de Fick de la difusión, que propone que el flujo de materia por unidad de área de un componente es proporcional a su gradiente de concentración. Por lo tanto, para un componente B.

Ley de Fick

$$\frac{m_B}{A} = -D \frac{\partial c}{\partial x} \quad (51)$$

donde m_B es el flujo másico de componente B, kg/h; c es la concentración del componente B, masa por unidad de volumen o moles por unidad de volumen (kg/m^3) o $kg - mol/m^3$); D es el coeficiente de difusión, m^2/s y A es el área, m^2 . Obsérvese que la ley de Fick es similar a la ley de Fourier para conducción de calor

Ley de Fourier

$$\frac{q}{A} = -k \frac{\partial T}{\partial x}$$

y a la ecuación de Newton para la relación entre el esfuerzo cortante y la deformación

Ley de Newton

$$\sigma = -\mu \frac{\partial u}{\partial y}$$

Las analogías mostradas entre las tres ecuaciones de transporte sugieren la existencia de otras analogías entre los fenómenos de transferencia de materia, transmisión de calor y transporte de cantidad de movimiento.

En nuestro diagrama simple, los círculos representan moléculas del gas, con concentraciones expresadas en moléculas de gas por unidad de volumen. Las moléculas se mueven en todas direcciones al azar. Sin embargo, dado que la concentración del gas B es inicialmente mayor en la parte derecha de la cámara, existe una mayor probabilidad de que las moléculas del gas B se muevan de derecha a izquierda, lo que indica la existencia de transporte neto de B en el sitio este. De manera similar, habrá un transporte neto de E de izquierda a derecha (PERRY, R.H., 2007).

De la ecuación de los gases perfectos

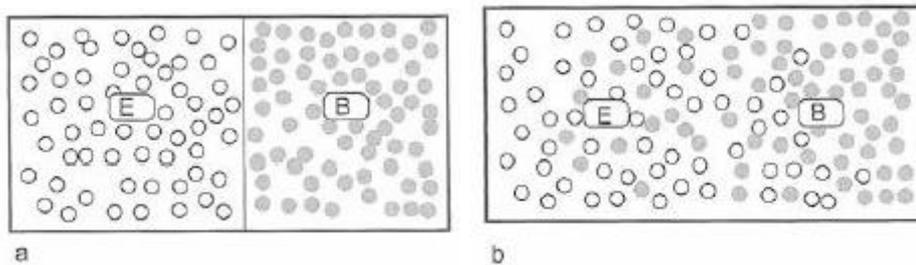
$$p_B = \rho_B R_B T \quad (52)$$

donde p_B es la presión parcial del gas B, kPa; R_B , es la constante del gas referida al gas B; T es la temperatura, K; y ρ_B es la concentración másica de B, kg/m^3 .

La constante del gas R_B referida al gas B puede escribirse en términos de la constante universal de los gases como:

$$R_B = \frac{R_u}{M_B} \quad (53)$$

Figura 42: difusión de gases dentro de una cámara



Fuente : PERRY, R.H., (2007).

donde R_u es la constante universal de los gases $8.314,41 \text{ m}^3 \text{ Pa/mol} \cdot \text{K}$ y M_B es el peso molecular del gas B.

Entonces,

$$\rho_B = \frac{P_B}{R_B T} \quad (54)$$

$$\rho_B = \frac{p_B M_B}{R_u T} \quad (55)$$

Teniendo en cuenta que ρ_B es la concentración másica, igual a c_B , puede sustituirse c, Entonces,

$$\frac{m_B}{A} = -D_{BE} \frac{d}{dx} \left(\frac{p_B M_B}{R_u T} \right) \quad (56)$$

$$\frac{m_B}{A} = -\frac{D_{BE} M_B}{R_u T} \frac{dp_B}{dx} \quad (57)$$

El coeficiente de difusión D BE refleja la difusividad de B en la ecuación (57) expresa la difusión del gas B en el gas E. Análogamente, podemos obtener la ecuación (57) para expresar la difusión del gas E en el gas B.

$$\frac{m_E}{A} = -\frac{D_{EB} M_E}{R_u T} \frac{\partial p_E}{\partial x} \quad (58)$$

La difusión es menor en sólidos que en líquidos y menor en líquidos que en gases, debido a la movilidad de las moléculas. Los valores de difusión se expresan en centímetros cuadrados por segundo cm^2/s .

En los sólidos, los coeficientes de difusión varían entre 10^{-9} y $10^{-1} \text{ cm}^2/\text{s}$; en los líquidos, el intervalo de los coeficientes se encuentra entre 10^{-6} y $10^{-5} \text{ cm}^2/\text{s}$; y en el caso de los gases, el intervalo varía entre 5×10^{-1} y $1 \times 10^{-1} \text{ cm}^2/\text{s}$. El valor de la difusividad depende de la temperatura y de la concentración, y en el caso de los gases dicho valor se ve muy influenciado por la presión (PERRY, R.H., 2007).

En las Tablas 5 y 6 se muestran algunos valores representativos de los coeficientes de difusión de gases en el aire y en el agua.

Tabla Nª 05. Coeficiente de difusión de determinados gases en agua a 20°C.

Gas	$D \times 10^9$ (m ² /s)
Amoniaco	1,8
Dióxido de carbono	1,8
Cloro	1,6
Hidrógeno	5,3
Nitrógeno	1,9
Oxígeno	2,1

A otras temperaturas $D_T = D_{20} [1 + 0,02(T - 20)]$

Fuente : Singh & Heldmam (1998)

Tabla Nª 06. Coeficiente de difusión de determinados gases y vapores en aire (bajo condiciones estándar).

Gas	$D \times 10^6$ (m ² /s)
Amoniaco	17,0
Benceno	7,7
Dióxido de carbono	13,8
Alcohol etílico	10,2
Hidrógeno	61,1
Alcohol metílico	13,3
Nitrógeno	13,2
Oxígeno	17,0
Dióxido de azufre	10,3
Trióxido de azufre	9,4
Vapor de agua	21,9

Fuente : Singh & Heldmam (1998)

1.3.1.1 Difusión en estado estacionario de gases (y líquidos) a través de sólidos en estado estacionario.

Suponiendo que el coeficiente de difusión es independiente de la concentración, se obtiene que:

$$\frac{m_A}{A} = -D_{AB} \frac{dc_A}{dx} \quad (59)$$

donde D_{AB} es la difusividad del gas A (o del líquido A) en un sólido B. El subíndice A en $m_y c$ representan un gas o líquido que difunden a través de un sólido.

Separando variables e integrando:

$$\frac{m_A}{A} \int_{x_1}^{x_2} dx = -D_{AB} \int_{c_{A1}}^{c_{A2}} dc_A \quad (60)$$

$$\frac{m_A}{a} = \frac{D_{AB}(C_{A1} - C_{A2})}{(x_2 - x_1)} \quad (61)$$

La ecuación (55) Está definida en coordenadas rectangulares. Analógicamente, pueden obtenerse las ecuaciones correspondientes para formas cilíndricas en ordenes radicales.

$$m_A = \frac{D_{AB}2\pi L(c_{A1} - c_{A2})}{\ln(r_2/r_1)} \quad (\text{TREYBAL, R. 2000}). \quad (62)$$

1.3.1.2 Coeficiente de transferencia de materia

El coeficiente de transferencia de masa k_m se define como la tasa de transferencia de masa por unidad de área y la diferencia de concentración por unidad. Entonces,

$$k_m = \frac{m_A}{A(c_{A1} - c_{A2})} \quad (63)$$

donde m_A es el caudal másico, $\frac{kg}{s}$; c es la concentración del componente A, bien en masa por unidad de volumen o en moles por unidad de volumen kg/m^3 o $k mol/m^3$; A es el área m^2 . Las unidades de k_m son $(m^3/m^2) \cdot s^{-1}$ o m/s .

Los coeficientes de transferencia de materia pueden calcularse utilizando el análisis dimensional, de forma análoga a los métodos utilizados para los coeficientes de transmisión de calor. Existe una serie de variables que merecen destacarse en aquellas situaciones que incluyen la existencia de difusión molecular y transferencia de materia debida a convección forzada:

la difusividad D_{AB} , la velocidad del fluido u , la densidad másica del fluido ρ , la viscosidad, μ , la dimensión característica d , y el coeficiente de transferencia de materia k_m . En el caso de que, además exista convección natural pueden incluirse algunas otras variables como la aceleración debida a la gravedad g y la diferencia de densidad másica $\Delta\rho$.

Estas variables se agrupan en los siguientes números adimensionales:

$$\text{Numero de Sherwood, } N_{Sh} = \frac{k_m d}{D_{AB}} \quad (64)$$

$$\text{Numero de Schmidt, } N_{Sc} = \frac{\mu}{\rho D_{AB}} \quad (65)$$

$$\text{Numero de Reynolds, } N_{Rc} = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (66)$$

$$\text{Numero de Lewis, } N_{Le} = \frac{k}{\rho c_p D_{AB}} \quad (67)$$

Considérese un fluido que circula sobre una lámina plana, para la capa límite formada, podemos escribir las siguientes ecuaciones para cantidad de movimiento, energía y materia, respectivamente.

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (68)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (69)$$

$$u \frac{\partial c_A}{\partial x} + v \frac{\partial c_A}{\partial y} = D_{AB} \frac{\partial^2 c_A}{\partial y^2} \quad (70)$$

En la ecuación (64), c_A representa la concentración del componente **A**, que difunde a través de la capa límite. La velocidad, v , es en la dirección y .

Obsérvese que

$$\frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} = N_{Pr} = \text{Numero de Prandtl} \quad (71)$$

Entonces, el número de Prandtl proporciona el nexo de unión entre los perfiles de velocidad y temperatura. Nótese que ν representa la viscosidad cinemática m^2/s .

De las ecuaciones 62 y 64:

$$\frac{v}{D_{AB}} = 1 \quad (72)$$

entonces los perfiles de velocidad y concentración tienen la misma forma.

La relación.

$$\frac{v}{D_{AB}} = \frac{\mu}{\rho D_{AB}} = N_{sc} = \text{Numero de Schemidt} \quad (73)$$

Los perfiles de concentración y temperatura tendrán la misma forma si

$$\frac{\alpha}{D_{AB}} = 1 \quad (74)$$

La relación

$$\frac{\alpha}{D_{AB}} = N_{le} = \text{Numero de Lewis} \quad (75)$$

Las relaciones funcionales que correlacionan estos números adimensionales para convección forzada son de la forma

$$N_{sh} = f(N_{RC}, N_{Sc}) \quad (76)$$

estas correlaciones se comparan con las obtenidas para la transferencia de calor en el Capítulo y se supone que los perfiles adimensionales de velocidad, temperatura y concentración son similares, entonces el número de Nusselt y el número de Prandtl en el proceso de transferencia de calor se reemplazan por la transferencia de masa de Sherwood. y los números de Schmidt, correspondiente. Por lo tanto, podemos inferir que: Si

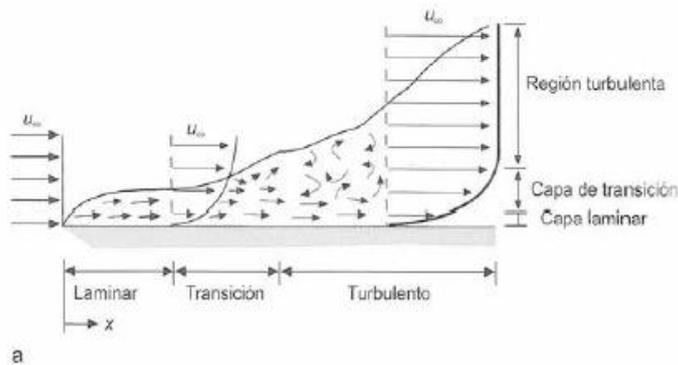
$$N_{sh} = \frac{\text{materia total transformada}}{\text{materia transferida por difusion molecular}} \quad (77)$$

$$N_{sc} = \frac{\text{difusion molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{difusion molecular de materia}} \quad (78)$$

Luego, se considerarán algunas correlaciones adimensionales útiles para calcular los coeficientes de transmisión de masa. Estas correlaciones se basan en los siguientes supuestos:

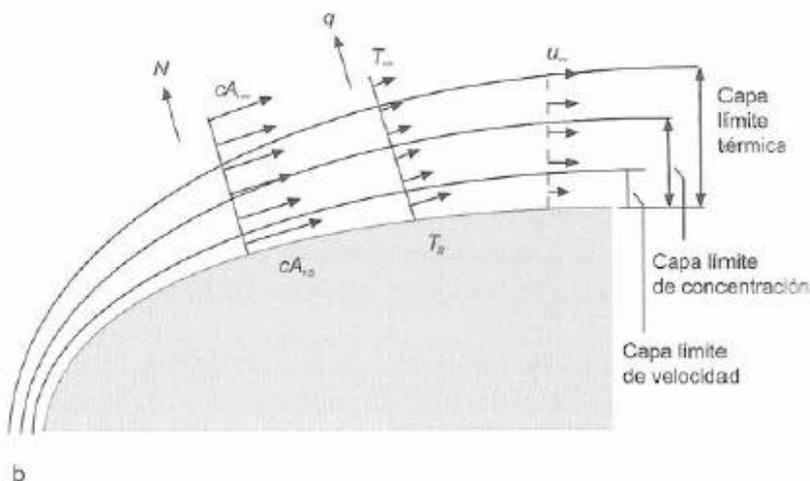
- las propiedades físicas permanecen constantes
- no existen reacciones químicas en el fluido
- flujo en la interface muy bajo
- no existe disipación viscosa
- no existe intercambio de energía radiante
- no existe difusión por presión, térmica o forzada (CENGEL, Y. A., & GHAJAR, A. J., 2011)

Figura 43: Desarrollo de una capa limite en una lámina plana.



Fuente : John Wiley & Sons (1985)

Figura 44: Desarrollo de una capa límite de temperatura, concentración y velocidad en una superficie.



Fuente : John Wiley & Sons (1985)

1.3.1.3 Flujo laminar sobre una lámina plana

Las condiciones de flujo laminar sobre una lámina plana se obtienen cuando $N_{Re} < 5 \times 10^5$.

$$N_{sh_x} = \frac{k_m x^x}{D_{AB}} = 0.332 N_{Re_L}^{1/2} N_{Sc}^{1/3} \quad ; \quad N_{Sc} \geq 0.6 \quad (79)$$

El coeficiente de transferencia de masa k_m utilizado en el número de Sherwood corresponde a un punto fijo, por lo que N_{shL} se denomina número local de Sherwood. El tamaño característico utilizado en los números de Sherwood y Reynolds es la distancia desde el borde superior de la lámina. Si el flujo es laminar en toda la superficie de la lámina, puede obtenerse un número de Sherwood medio usando la siguiente relación:

$$N_{sh_l} = \frac{k_m L^x}{D_{AB}} = 0.664 N_{Re_L}^{1/2} N_{Sc}^{1/3} \quad ; \quad N_{Sc} \geq 0.6 \quad (80)$$

la dimensión característica es la longitud total de la lámina, L ; y el coeficiente de transferencia de materia $k_{m,L}$, obtenido a partir del número de Sherwood, corresponde a un valor medio (GEANKOPLIS, C.J., 2007).

1.3.1.4 Flujo turbulento sobre una lámina plana

La relación entre los grupos adimensionales para flujo turbulento ($N_{Re} > 5 \times 10^5$) sobre una lámina plana viene dada por la siguiente expresión:

$$N_{sh_x} = \frac{k_m x^x}{D_{AB}} = 0.0296 N_{Re_x}^{4/5} N_{Sc}^{1/3} \quad ; \quad 0.6 < N_{Sc} < 3000 \quad (81)$$

En esta ecuación, la dimensión característica es la distancia entre el borde anterior de la lámina (TREYBAL, R. 2000).

1.3.1.5 Flujo laminar en una tubería

Para flujo laminar en una tubería se recomienda utilizar la siguiente expresión:

$$\bar{N}_{sh_d} = \frac{k_m d}{D_{AB}} = 1.86 \left(\frac{N_{Re_d} N_{Sc}}{\frac{L}{d}} \right)^{1/3} \quad ; \quad N_{Re} < 10,000 \quad (82)$$

Donde d es el diámetro de la tubería (GEANKOPLIS, C.J., 2007).

1.3.1.6 Flujo turbulento en una tubería

$$\bar{N}_{sh_d} = \frac{k_m, dD}{D_{AB}} = 0.036 N_{Re}^{0.8} N_{Pr}^{0.33} \quad ; \quad N_{Re} < 10,000 \quad (83)$$

Donde d es el diámetro de la tubería (TREYBAL, R. 2000).

1.3.1.7 Transparencia de materia para flujo sobre objetos esféricos

La transferencia de materia hacia o desde un objeto esférico se obtiene a partir de una expresión similar a la correlación de Froessling, para transmisión de calor.

$$\bar{N}_{sh_d} = 2.0 + (0.4 N_{Re_d}^{1/2} + 0.06 N_{Re_d}^{2/3}) N_{Sc}^{0.4} \quad (84)$$

Para transferencia de materia desde gotas de líquido cayendo libremente, se recomienda utilizar la siguiente expresión: (TREYBAL, R. 2000).

$$\bar{N}_{sh_d} = 2.0 + 0.6 N_{Re_d}^{1/2} N_{Sc}^{1/3} \quad (85)$$

Ejemplo 08

Determinar la velocidad de evaporación del agua de una bandeja llena de agua sobre la que circula aire con una velocidad de 2 m/s. La temperatura del agua y del aire es de 25°C. La anchura de la bandeja es de 45 cm, y la longitud en la dirección que fluye el aire es de 20 cm. La difusividad del vapor de agua en el aire es $D = 0,26 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$.

Datos

Velocidad = 2 m/s

Temperatura del agua y del aire = 25°C

Anchura de la bandeja = 45 cm

Longitud de la bandeja = 20 cm

Difusividad = $0,26 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$

Viscosidad cinemática del aire a 25°C = $16,14 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Método

Primero se determinará el número de Reynolds y mediante el análisis adimensional se obtendrá el coeficiente de transferencia de materia y la velocidad de evaporación del agua.

Solución

(1) El número de Reynolds para una longitud de bandeja de 20 cm es

$$N_{Re} = \frac{2 \times 0.2}{16.14 \times 10^{-6}} = 24,783$$

Dado que $N_{Re} < 5 \times 10^5$, *el flujo es laminar*

(2) Utilizando la ecuación

$$N_{Sc} = \frac{k_m L}{D_{AB}} = 0.664 (N_{Re})^{1/2} (N_{Sc})^{1/3}$$

Donde

$$N_{Sc} = \frac{v}{D_{AB}} = \frac{16.14 \times 10^{-6}}{0.26 \times 10^{-4}} = 0.62$$

(3) Entonces,

$$\frac{k_m \times 0.2}{0.26 \times 10^{-4}} = 0.664 (24783)^{1/2} (0.62)^{1/3}$$

$$k_m = 1.1587 \times 10^{-2} \text{ m/s}$$

(4) La velocidad de evaporación para la bandeja es

$$m_A = k_m A (c_{A,s} - c_{A,\infty})$$

Donde $c_{A,s}$ es la concentración en condiciones de saturación

$$c_{A,s} = \rho_{A,s} = 0.02298 \text{ kg/m}^3$$

Y $c_{A,\infty}$ es la concentración del agua en la corriente libre, teniendo en cuenta una humedad relativa del 50 %; entonces:

$$\rho_{A,\infty} = (0.5)(0.02298) = 0.01149 \text{ Kg/m}^3$$

(5) Por consiguiente

$$m_A = \left(1.1587 \times 10^{-2} \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \times (0.45 \text{ m} \times 0.2 \text{ m}) \times (0.02298 \text{ kg/m}^3 - 0.01149 \text{ kg/m}^3)$$

$$m_A = 1.1982 \times 10^{-5} \text{ kg/s}$$

(6) La velocidad de evaporación de la bandeja es 0.043 kg/h (GEANKOPLIS, C.J., 2007).

.....

Ejemplo 09

Una esfera de glucosa de 0,3175 cm se sitúa en una corriente de agua que fluye con una velocidad de 0,15 m/s. La temperatura del agua es de 25°C. La difusividad de la glucosa en el agua es $0,69 \times 10^{-5} \text{ cm}^2/\text{s}$. Determinar el coeficiente de transferencia de materia.

Datos

Diámetro de la esfera = 0,3175 cm = 0,003175 m

Velocidad del agua = 0,15 m/s

Temperatura del agua = 25°C

Difusividad de la glucosa en el agua = $0,69 \times 10^{-5} \text{ cm}^2/\text{s}$

De la Tabla A.4.1 @ 25°C

Densidad = $997,1 \text{ kg/m}^3$

Viscosidad = $880,637 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

Método

Primero se determinan el número de Reynolds y el de Schmidt. Dado que la esfera de glucosa se sumerge en una corriente de agua, utilizaremos la ecuación (10.38) para determinar el número de Sherwood. El coeficiente de transferencia de materia se obtendrá a partir del número de Sherwood.

Solución

(1) El número de Reynolds es

$$N_{Re} = \frac{997.1 \text{ kg/m}^3 \times 0.15 \text{ m/s} \times 0.003175 \text{ m}}{880.637 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}}$$

(2) El número de Schmidt

$$\begin{aligned} N_{Sc} &= \frac{880.637 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s} \times 10000 \text{ cm}^2/\text{m}^2}{997.7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.69 \times 10^{-5} \text{ cm}^2/\text{s}} \\ &= 1279 \end{aligned}$$

(3) El número de Sherwood puede obtenerse mediante la ecuación

$$N_{sh} = 2.0 + 0.6 (1279)^{1/3} \times (539)^{1/2} \\ = 153$$

(5) El coeficiente de transferencia de materia

$$k_m = \frac{153 \times 0.69 \times 10^{-5} \text{ cm}^2/\text{s}}{0.003175 \text{ m} \times 10000 \text{ cm}^2/\text{s}} \\ = 3.32 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

(5) El coeficiente de transferencia de materia será $= 3.32 \times 10^{-5} \text{ m/s}$, suponiendo que al disolver la glucosa en agua ésta no altera de forma significativa las propiedades físicas del agua (CENGEL, Y. A., & GHAJAR, A. J., 2011)

CAPÍTULO II: CONCLUSIONES

La viscosidad, la conductividad, y la difusión son propiedades importantes para conocer el comportamiento de los fluidos.

Es obvio que para poder diseñar cambiadores de calor o analizar su funcionamiento es necesario conocer primero los mecanismos de transmisión de calor en los equipos y en los alimentos.

La gran variedad de alimentos que se procesan mediante cambiadores de calor suelen plantear a menudo problemas específicos propios (en lo referente a transmisión de calor), por lo que en cada caso deben tenerse en cuenta Propiedades térmicas, Propiedades como calor específico, conductividad térmica y difusividad de los alimentos y de los materiales de construcción (como metales) juegan un importante papel y son determinantes en los procesos de transmisión de calor.

las analogías mostradas en las tres ecuaciones, ley de Fick, ley de Fourier y ley de Newton, sugieren la existencia de otras analogías entre los fenómenos de transferencia de materia, transferencia de calor y transferencia de cantidad de movimiento.

CAPÍTULO III: RECOMENDACIONES

- Es necesario determinar las propiedades de los fluidos, como la densidad, viscosidad, conductividad térmica, difusividad en los alimentos antes de procesarlos, para que no sea un inconveniente durante el proceso de transformación, transporte y su tratamiento.

CAPÍTULO IV: FUENTES DE INFORMACIÓN

- J. N. Guerreiro, A. F. D. Loula; "Finite element analysis of transient creep problems", *Comput. Methods Appl. Mech.* Vol. 117, 1994.
- CENGEL, Y. A. (2016) "Transferencia de calor y masa" McGRAW-HILL/ INTERAMERICANA EDITORES, S.A. de C.V. 3ra Edición Mex.
- C. Taylor, P. Hood; "A numerical solution of the Navier – Stokes equations using the finite element technique. *Computers and Fluids*", 1:73-100, 1973.
- M. Crouzeix, P.A. Raviart; "Conforming and nonconforming finite elements methods for the stationary Stokes equation". Technical Report R3, RAIRO, 1973.
- J. Prusa; "Asymptotic and Numerical Solutions for Thermally Developing Flows of Newtonian and Non-Newtonian Fluids in Circular Tubes With Uniform Wall Temperature". *Numerical Heat Transfer, Part A*, 26:199-217, 1995.
- H. Huang, Z. Li, A. S. Usmani; "Finite Element Analysis of Non-Newtonian Flow". SpringerVerlag, 1999.
- C. Vial; "Estudio de Mecánica de Fluidos y Transferencia de Calor Transiente 2D en Ductos de Sección Transversal Variable para Fluidos no Newtonianos Mediante el Método de Volúmenes Finitos". Trabajo de Titulación de Ingeniería Civil Mecánica. Universidad de Santiago de Chile, 1996.
- R. Paul Singh y Dennis R. Heldman. (1998) *Introducción a la ingeniería de los alimentos*.
- Frank P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. (4a. ed. edición). México: Prentice Hall. p. 912.
- BADGER, W.; BANCHERO, J. "Introducción a la Ingeniería Química." Traducido. McGraw – Hill. 1a . ed. 1970. Estados Unidos.
- BORUGES, H.; MORALES, J.; ESCOBEDO, G.; CAMACHO, I, M. "Tablas de Composición de Alimentos." Instituto Nacional de la Nutrición Salvador Zubirán. 1996. México.
- GEANKOPLIS, J. "Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias." CECSA. 3a . ed. 2003.

HOLMAN, J. P. "Transferencia de Calor." McGraw – Hill. 8a . ed. 1998. España.

A. DEWITT, D. "Fundamentals of Heat and Mass Transfer." Editorial Wiley. 4a ed. 1996. Estados Unidos.

KERN, DONALD. "Procesos de Transferencia de Calor." Compañía Editorial Continental S.A. de C.V. 31a reimpresión. 1999. México.

MCCABE, W.; SMITH, J.; HARRIOT, P. "Operaciones Unitarias de Ingeniería Química." McGraw – Hill. 6a . ed. 2001. Nueva York, Estados Unidos.

TREYBAL, R. "Mass Transfer Operations." McGraw – Hill. 3a . ed. 2000. Estados Unidos.

TOUCHSTONE, J.; DOBBINS M. "Practice of Thin Layer Cromatography." Wiley Interscience publication. 1976. Estados Unidos. 77

VALIENTE, A. "Problemas de Transferencia de Calor." Editorial Limusa. 1a reimpresión. 1994. México

Geankoplis, C.J. (2007). *Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias*. México D.F.: CECSA

Perry, R.H. (2007) *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. USA: Mc. Graw Hill

YUNUS A. CENGEL, (2011), 4a. edición, *Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones*, México, Mc Graw Hill

JAIME GONZÁLEZ VELASCO (2009), *Energías renovables*, Barcelona, Reverte

CENGEL, Y. A., & GHAJAR, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones* (4a. ed.--.). México D.F.: McGraw Hill.

BIRD, B., STEWART, W., (2006). Fenómenos de transporte (2da ed.)

GARCELL PUYANS, L. (1995). Transferencia de cantidad de movimiento, calor y masa. Playa, Cuba: Editorial Pueblo y Educación., W.; BANCHERO, J., (1970).

Cortesía de Carrier Co (1998)

Google