PN-AAC-425

AHORRO DE ENERGIA EN SISTEMAS DE VAPOR

MOS

EDICION REVISADA"

INSTITUTO CENTROAMERICANO DE INVESTIGACION
Y TECNOLOGIA INDUSTRIAL
(ICAITI)

PAPELADO POSTAL 1552
Cables: ICAITI
Telex: 1312 ICAITI-GU

Avenida La Reforma 4-47, Zona 10
Guatemala, C. A.

AHORRO DE ENERGIA EN SISTEMAS DE VAPOR

INDICE

		Página
1.	INTRODUCCION.	1
2.	PROPIEDADES Y APLICACIONES DEL VAPOR.	
	2.1 Conceptos básicos	3
	2.2 Componentes en sistemas de vapor y condensado	13
	2.3 Oportunidades de conservación de energía en sistemas de vapor	15
	2.4 Evaluación de los requerimientos de vapor	18
	2.5 Distribución del vapor	28
	2.6 Medición del flujo de vapor y condensado	48
	2.7 Estimación del costo de vapor	58
	2.8 Supresión de fugas de vapor	61
	2.9 Bajar presión de operación del sistema de vapor	64
	2.10 Empleo de la más baja presión de vapor, permisible en un equipo	67
	2.11 Esquema resumido sobre los aspectos que incrementan la eficiencia en sistemas de vapor.	69
3.	AISLAMIENTO.	
	3.1 Introducción	72
	3.2 Materiales aislantes y sus propiedades	74
	3.3 Espesor óptimo de aislamiento	80

3.4 Transferencia de calor y cálculo del ahorro en sistemas de vapor aislados 85

3.5 Transferencia combinada de calor en sistemas de vapor y condensado. 99

4. TRAMPAS DE VAPOR.

4.1 Introducción 114

4.2 Principios de operación 115

4.3 Tipos de trampas 118

4.4 Aplicaciones de trampas 135

4.5 Pérdidas de vapor en trampas 162

4.6 Método de prueba de trampas 165

4.7 Administración y mantenimiento de trampas. 176

5. MANEJO DE CONDENSADO.

5.1 La necesidad de retornar condensado 182

5.2 Vaporización instantánea ("flasheo") 184

5.3 Tipos de sistemas de retorno de condensado 187

5.4 Estimaciones de la cantidad de condensado 190

5.5 Diseño de sistemas de condensado 191

5.6 Ahorro de energía en sistemas de condensado. 198

APENDICE 201

BIBLIOGRAFIA 218

FACTORES DE CONVERSION DE UNIDADES AL "SISTEMA INTERNACIONAL" (SI) 222

1. INTRODUCCION

Las empresas industriales son los mayores consumidores de energía. Gran parte de esta es utilizada en la producción de vapor.

El vapor es uno de los medios más efectivos para transferir calor. El agua se encuentra en cualquier parte y requiere relativamente pequeñas modificaciones de su estado natural para utilizarla en equipo de proceso.

La conversión de un líquido a vapor absorbe grandes cantidades de calor por cada libra de agua. El vapor resultante es fácil de transportar y no se necesitan enormes cantidades de él para mover grandes cantidades de calor.

En los años 70, muchos sistemas de vapor en la industria fueron sobrediseñados. Esto no fue realmente un mal diseño en esos tiempos, pero el costo de energía hoy día está aumentando a pasos agigantados siendo necesario mejorar la eficiencia de los sistemas de vapor para reducir al máximo dichos costos.

Este manual introduce el lenguaje comúnmente usado en el trato con sistemas de vapor. Este lo ayudará a entender cómo y por qué están diseñados y le permitirá comprender mejor la literaruta tanto de fabricantes de equipo como de usuarios mediante un análisis detallado que se presenta en el desarrollo del manual.

En el ramo se sigue el proceso del sistema de vapor, desde la salida de la caldera, transporte en las tuberías y uso del vapor, aislamiento, trampas de vapor y manejo del condensado. En todas las secciones se presentan ejemplos típicos sencillos de factores que producen ineficiencia en las operaciones de un sistema de vapor y algunas medidas que pueden mejorarlas.

El funcionamiento y ahorro de energía en la caldera se trató en "¿Cómo mejorar la eficiencia de una caldera?" publicación del ICAITI - PNUD.

2. PROPIEDADES Y APLICACIONES DEL VAPOR

INTRODUCCION

En esta parte se definen brevemente los términos que se emplearán en la descripción de los sistemas de vapor. Se dan también los métodos que se utilizan para calcular las necesidades de vapor. Además, se explica cómo determinar la energía que se pierde por fugas existentes en el sistema. Esta información es necesaria para cuantificar las posibles ganancias que pudieran obtenerse mediante la reparación y mejora del sistema.

2.1 CONCEPTOS BASICOS

Se iniciará este capítulo con un resumen de los conceptos fundamentales que se emplearán.

2.1.1 Vapor

Es agua en su fase de vapor. Para su generación es necesario suministrar energía para elevar el agua a su temperatura de ebullición y luego convertirla en vapor, o sea que en la producción del vapor de agua saturado, la absorción de energía térmica por cada libra de agua, se efectúa en dos etapas:

- adición de la energía del líquido
- adición de la energía de vaporización

2.1.2 Punto de ebullición

Es la temperatura a la cual el agua empieza a ebullir a una presión dada.

2.1.3 Vapor saturado

Es aquél que está en equilibrio con su fase líquida a una determinada presión y temperatura.

2.1.4 Vapor húmedo

Al llevar vapor de la caldera al punto de utilización se condensa a lo largo de las tuberías. Este enfriamiento, por pequeño que sea, al actuar sobre un vapor saturado, causa una condensación, la cual se manifiesta corrientemente en forma de niebla, que es arrastrada por el vapor.

Por esta razón, en la práctica casi nunca una libra de vapor saturado es realmente una libra de vapor.

Dependiendo de esta y otras consideraciones, en la práctica se puede suponer que el vapor (saturado) es húmedo o sea de cierta calidad (libras de vapor/libras de agua).

2.1.5 Vapor sobrecalentado

Es aquél que se encuentra a una temperatura mayor que la de saturación a una presión determinada.

2.1.6 Btu "British thermal unit" (Unidad Térmica Inglesa)

Es la cantidad de energía térmica necesaria para elevar de 63 a 64 grados Fahrenheit la temperatura de una libra de agua.

2.1.7 Calor sensible

Es la energía necesaria para elevar la temperatura del líquido o vapor sin que exista cambio de fase.

2.1.8 Calor latente

Es la energía necesaria para cambiar de fase una substancia.

2.1.9 Presión manométrica (Gauge)

Es la diferencia entre la presión absoluta y la presión atmosferica, la cual es leída directamente a través de un manómetro a presión.

2.1.10 Presión absoluta

Es la fuerza real por unidad de área que ejerce el vapor en las paredes del recipiente que lo contiene.

2.1.11 Condensado

Es el líquido formado cuando el vapor se enfría (condensa).

2.1.12 Vapor instantáneo (vapor de "flasheo")

Es el vapor que se genera cuando el condensado en condiciones de saturación y a una alta presión, se expande súbitamente a una presión más baja.

2.1.13 Eficiencia de caldera

Cantidad de energía necesaria para convertir el agua de alimentación en vapor, en relación a la cantidad de energía correspondiente al combustible utilizado. Por ejemplo: una caldera genera vapor con un contenido de 1.5 Mbtu/h (la energía correspondiente al agua de alimentación es de 0.15 Mbtu/h) a una eficiencia del 60%, requiere para su operación:

$$\frac{(1.5 - 0.15)\ \text{Mbtu/h}}{0.60} = 1.7\ \text{Mbtu/h} = (1.8\ \text{GJ/h} = 495\ \text{kW de combustible})$$

2.1.14 Capacidad calorífica (Cp)

Representa la cantidad de energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una substancia en energía que puede ser proporcionada mediante la transferencia de calor en ciertos procesos específicos.

Las unidades de la capacidad calorífica son unidades de calor por unidad de masa y por unidad de temperatura, se expresa en Btu/lb°F. Esta unidad en el SI es J/kg.K (kJ/kg°C).

2.1.15 Entalpía

Cuando se efectúa un balance de energía en un proceso de flujo, es conveniente considerar la entalpía (o contenido de calor) como una cantidad relacionada con el contenido de energía y se define como:

$$H = E + PV$$

o sea que la entalpía viene determinada por el contenido de energía interna (que es la energía contenida en la substancia a determinada presión y temperatura) más una cantidad extra de energía, porque algo ha actuado sobre él y lo ha hecho fluir; ésta se denomina energía de flujo (producto de la presión por el volumen).

Las unidades de la entalpía son unidades de calor por unidad de masa, se expresa en Btu/lb (kJ/kg).

2.1.16 Flujo de calor

En un proceso en el cual no existen cambios en la energía cinética y energía potencial y no se efectúa trabajo por el fluido, o contra él, como es el caso que consideraremos, el flujo de calor total viene expresada por la siguiente ecuación:

$$Q = m\, c_p \Delta T$$

donde:

Q es el flujo de calor total expresado en Btu/h (W)

c_p es la capacidad calorífica evaluada a temperatura media y expresada en Btu/lb°F J/kg (kJ/kg°C).

ΔT es el cambio de temperatura experimentado, expresado en grados Fahrenheit o grados centígrados.

m es el flujo másico del fluido expresado en lb/h (kg/h).

Esta ecuación se puede expresar en términos de entalpía:

$$Q = m\Delta H$$

donde.

ΔH es el cambio de entalpía evaluado a presión y temperatura de operación y expresada en Btu/lb J/kg (kJ/kg).

2.1.17 Tablas de vapor

Para cálculos referentes al vapor saturado y sobrecalentado son de mucha utilidad estas tablas.

- Tablas de vapor saturado (Cuadro 1 y 2, Apéndice)

En un vapor saturado, las propiedades que más interesan son: entalpía del líquido saturado, entalpía de evaporación, entalpía del vapor saturado, volumen específico del líquido y vapor saturado, entropía del líquido y vapor saturado, la temperatura y presión. Basta conocer el valor de una de estas propiedades para obtener inmediatamente, mediante la tabla, el de todas las demás.

- Tablas de vapor sobrecalentado (Cuadro 3, Apéndice)

Relacionan las propiedades del vapor con la presión y temperatura de sobrecalentamiento. Para la determinación de las propiedades del vapor sobrecalentado es necesario conocer dos propiedades.

En el Apéndice A se presentan las tablas de vapor, antes mencionadas, las cuales serán usadas en este manual.

2.1.18 Diagrama de Mollier (Gráfica 2.1)

Para cálculos referentes a las propiedades térmicas del vapor de agua resulta muy útil emplear el diagrama de Mollier, en sustitución de las fórmulas.

En este diagrama se toman como ordenadas los valores de las entalpías y como abcisas las entropías.

Siempre que la entalpía del vapor sea superior a la correspondiente a la curva de saturación (a igualdad de entropía), el vapor estará sobrecalentado. La zona saturada por debajo de dicha curva corresponderá a vapores húmedos.

Para conocer las diferentes propiedades del vapor en el diagrama, se deben conocer dos de éstas.

Para ilustrar la utilización de este diagrama, se presenta el siguiente ejemplo:

EJEMPLO 2.1

Si la presión es de 10 psia y la temperatura de 662°F, el diagrama nos indicará que:

- La temperatura de saturación para una presión de 10 psia es (buscar la isoterma que toca la línea de saturación para 10 psia) de 200°F; luego el grado de recalentamiento de este vapor es: 662 - 200 = 462°F (239°C).

- La entalpía del vapor saturado es de 1 140 Btu/lb, (2 652 kJ/Kg). Este dato se obtiene buscando la ordenada correspondiente al punto de intersección entre la temperatura de saturación y 10 psia (69 kPa).

- La entropía tiene un valor de 1.78 Btu/lb°F (7.45kJ/kg°C). Este dato se obtiene leyendo en la abcisa.

2.1.19 Cálculo de las propiedades térmicas del vapor

Para el cálculo de ahorro de energía es necesario calcular las propiedades térmicas del vapor:

- presión manométrica
- presión absoluta
- temperatura del vapor saturado
- calor sensible
- calor latente
- calor total del vapor
- volumen específico

Ejemplos del uso de las propiedades térmicas del vapor:

EJEMPLO 2.2

Utilizando las tablas de vapor:

Por una tubería de 100 pies de largo y 6 pulgadas de diámetro sin aislamiento fluye vapor a 105 psig. La caldera de vapor opera con una eficiencia del 80%. La pérdida actual sin aislamiento en la tubería de vapor es de 110 000 Btu/h. El 100% del condensado retorna a la caldera a una temperatura de 212°F. Se considera que aislando la tubería se reducirá la pérdida de calor en un 90%. ¿Qué cantidad de energía será ahorrada?

SOLUCION

Energía ahorrada con aislamiento:

$$110\ 000\ \frac{Btu}{h} \times 0.90 = 99\ 000\ \frac{Btu}{h}\ (104.5MJ/h = 29\ kW)$$

Vapor ahorrado con aislamiento:

De las tablas de vapor saturado a 120 psia:

$$h_{vap} = 1\ 190.4\ \frac{Btu}{lb}\ (\ 2\ 769\ \frac{kJ}{kg}\ )$$

$$99\ 000\ \frac{Btu}{h} \times \frac{lb}{1\ 190.4\ Btu} = 83\ \frac{lb}{h}\ (\ 36.2\ \frac{kg}{h}\ )$$

Calor requerido para generar vapor a 105 psig:

De las tablas de vapor saturado a 212°F:

$$h_{lfq} = 180.17\ \frac{Btu}{lb}\ (\ 419\ \frac{kJ}{kg}\ )$$

El vapor producido por la caldera regresa como condensado a 212°F, existiendo en éste cierto contenido de energía (h_{lfq}) la cual no es utilizada; por lo que la energía cedida por el vapor es únicamente.

$$1\ 190.4\ \frac{Btu}{lb} - 180.17\ \frac{Btu}{lb} = 1\ 010.23\ \frac{Btu}{lb}\ (2\ 350\ \frac{kJ}{kg})$$

Energía ahorrada:

$$1\ 010.23\ \frac{Btu}{lb} \times 83\ \frac{lb}{h}/0.80 = 104\ 811\ \frac{Btu}{h}\ (111MJ/h = 31kW)$$

EJEMPLO 2.3

Utilizando el diagrama de Mollier :

En un sistema de tubería fluye vapor a 320 psia con una humedad del 3%, el cual es estrangulado a 14.7 psia. ¿Cuál es la temperatura de este vapor?

SOLUCION:

Entalpía en condiciones iniciales:

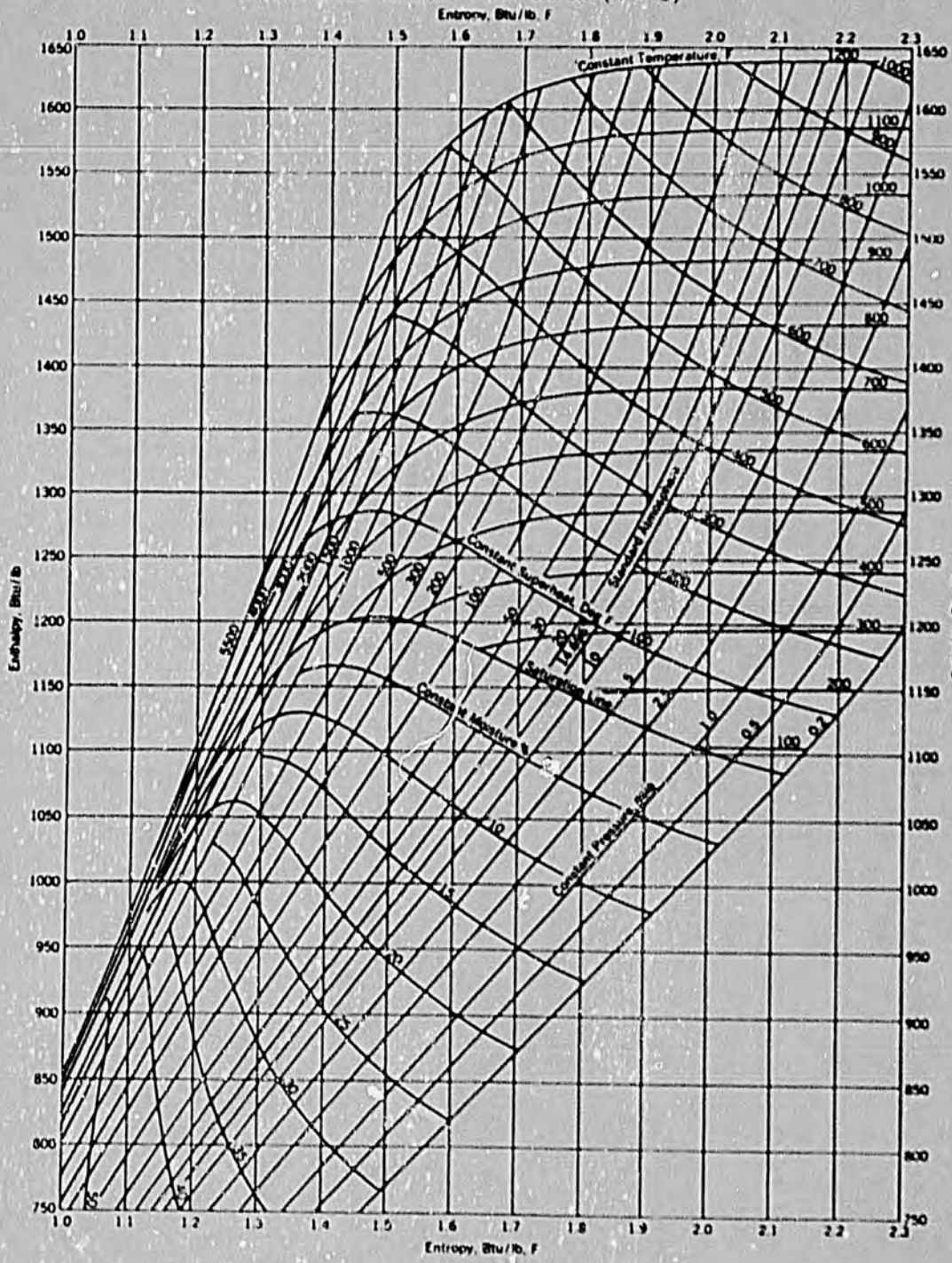
h_{vap} = 1 180 Btu/lb (2 745 kJ/kg) (este dato se obtiene buscando en la ordenada correspondiente al punto de intersección entre la línea a 320 psia y a 3% de humedad).

Temperatura del vapor estrangulado:

T = 275°F (135°C) (este dato se obtiene buscando la línea de temperatura correspondiente al punto de intersección entre 1 180 Btu/lb y 14.7 psia (isentálpico).

GRAFICA 2.1

DIAGRAMA DE MOLLIER PARA VAPOR (h - s)



2.2 COMPONENTES EN SISTEMAS DE VAPOR Y CONDENSADO

En la Figura 2.1 se muestra un sistema típico de vapor en una planta industrial. Sus componentes básicos son:

2.2.1 Caldera o generador de vapor

Produce el vapor a la mayor presión requerida en el proceso.

2.2.2 Línea de vapor

Distribuye el vapor a los diferentes procesos que lo requieren.

2.2.3 Válvulas reguladoras de vapor (de flujo y presión)

Las válvulas de flujo dosifican el flujo del vapor de acuerdo a los requerimientos; algunas partes del proceso requieren menor temperatura, en este caso se instalan válvulas reguladoras de presión con el objeto de reducir la presión del vapor.

2.2.4 Trampas de vapor

Se utilizan generalmente después del proceso requerido con el objeto de evacuar el condensado de vapor y el aire almacenado en las líneas de vapor.

2.2.5 Retorno de condensado

El condensado de vapor acumulado en la trampa es recirculado a la caldera con el propósito de aprovechar parte de su calor.

2.2.6 Tanque de condensado

Tanque recolector de las corrientes de condensado y en algunos casos también del agua fresca.

2.2.7 Bomba de alimentación

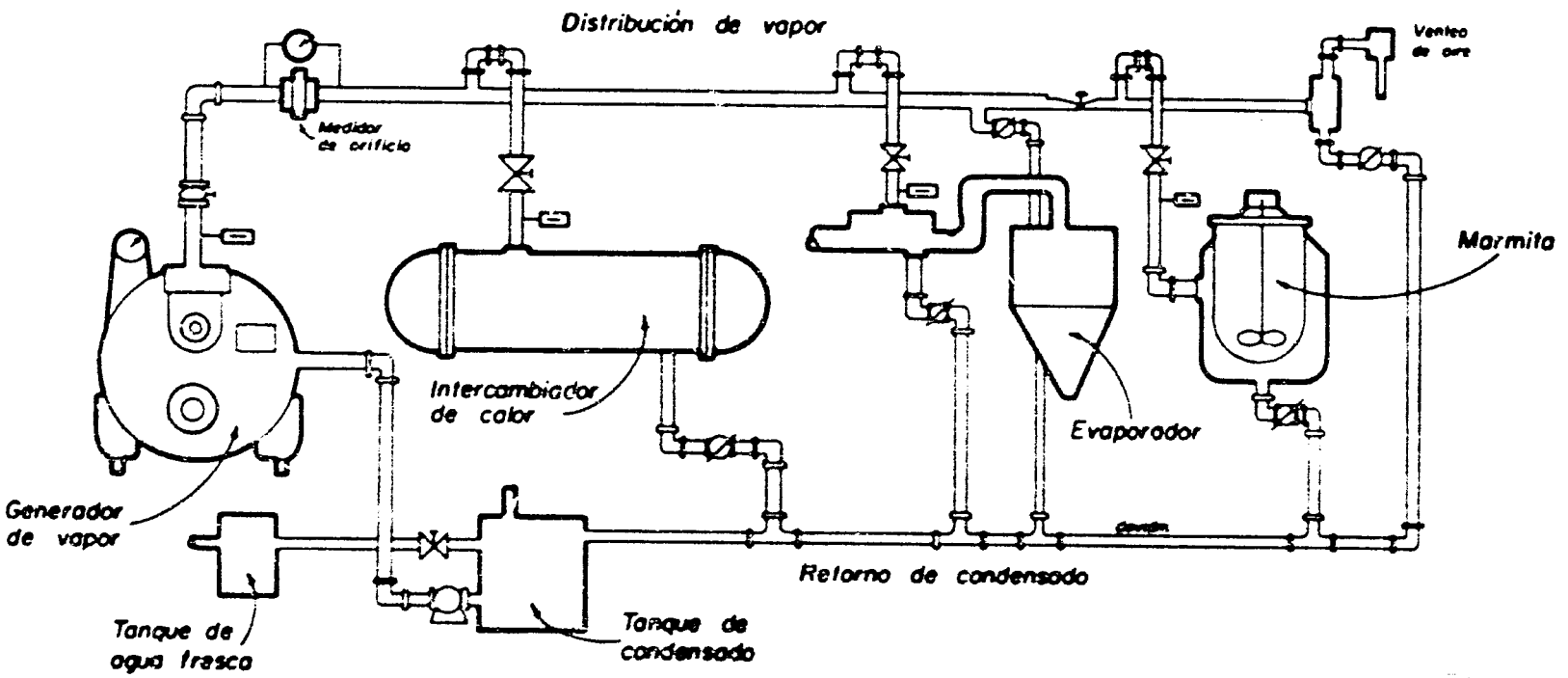
Transporta el agua de alimentación del tanque de condensado a la caldera.

2.2.8 Bomba de condensado

Algunas veces se utiliza una bomba para retornar el condensado de los procesos generalmente cuando los tramos de tubería son demasiado largos.

Figura 2-1

COMPONENTES DE UN SISTEMA TIPICO DE VAPOR



2.3 OPORTUNIDADES DE CONSERVACION DE ENERGIA EN SISTEMAS DE VAPOR

Una eficiente instalación de un sistema de vapor representa un gran ahorro de energía.

En un sistema de vapor se encuentran oportunidades de conservación de energía que representan ahorros considerables con una pequeña inversión.

A continuación se presenta unalista de oportunidades de conservación de energía en la mayoría de los sistemas de vapor.

Para el ingeniero encargado de la conservación de energía le es conveniente tener presente esta lista de oportunidades; también se recomienda que la conserven los encargados de esta sección, ya que ellos son los más cercanos al sistema.

2.3.1 Lista de revisión de oportunidades de conservación de energía en sistemas de vapor

- Evaluar la posibilidad de reducir la longitud de las tuberías de vapor mediante una redistribución adecuada de las unidades que consumen vapor, a fin de reducir las pérdidas de calor por radiación y convección, así como las pérdidas de presión por fricción.

- En el caso de líneas de vapor enterradas, evitar su paso a través de sectores sujetos a inundación o acumulación de agua.

- Dar mantenimiento continuo al aislamiento térmico de líneas de vapor y equipo. Prestar particular atención al estado del material recubridor del aislante, ya que un mal recubrimiento puede causar considerables pérdidas de vapor.

- Considerar el aislamiento de las paredes y el techo de cualquier tanque caliente.

- Realizar un mantenimiento continuo de trampas de vapor y definir un programa de reemplazo.

- Considerar un estudio de trampas de vapor para determinar el tipo más eficiente, para su futuro reemplazo.

- Remover o sellar trampas de vapor innecesarias.

- Desconectar las tuberías que estén sin uso.

- En el distribuidor principal de vapor cerrar o sellar aquellas líneas en las que las unidades del proceso estén fuera de operación o en desuso.

- Reparar las fugas de vapor.

- Revisar operaciones de venteo de vapor a baja presión pues alrededor del 85% del calor original permanece en el vapor de escape.

- Revisar y verificar los requerimientos de vapor en el proceso, para considerar su posible reducción.

- Revisar el diseño de eyectores al vacío, corrigiendo aquellas unidades sobredimensionadas.

- Evaluar la temperatura de tanques calentados con vapor, manteniéndola al valor mínimo necesario a fin de reducir el consumo de vapor.

- Evaluar los costos de un sistema de retorno de condensado, considerando los ahorros en combustible y los costos del tratamiento de agua.

- Revisar el nivel de presión del vapor utilizado para calentamiento.

- Evaluar la posibilidad de instalar economizadores o precalentadores de aire para aprovechar parte del calor que sale con los gases de escape en las chimeneas del equipo generador de vapor.

- Evaluar la posibilidad de utilizar la corriente de purga mínima como medio de utilización de calor.

- Dar a conocer a los operadores el costo del vapor, con el objeto de que visualizen la operación o los cambios realizados en ella.

2.4 EVALUACION DE LOS REQUERIMIENTOS DE VAPOR

Existen varios métodos para determinar el consumo de vapor en un proceso a saber:

- Evaluar la cantidad de vapor en base a tablas de consumo.
- Evaluar la cantidad de vapor en base a balances de energía.
- Evaluar la cantidad de vapor en base a mediciones directas obtenidas en el proceso.

El método que se vaya a seguir depende de qué tipo de información pueda obtenerse y el grado de exactitud que se requiera.

2.4.1 Evaluación del vapor requerido por medio de tablas de consumo

En aplicaciones donde no se requiere mucha exactitud, como es el caso del cálculo de la distribución de energía dentro de la planta, se utilizarán los cuadros de consumo de vapor que se incluyen en el manual (Cuadro 4, Apéndice).

***

EJEMPLO 2.4

Determinar el consumo de vapor en una lavadora de botellas con una capacidad de 2 500 botellas por minuto.

SOLUCION:

El cuadro de consumo indica que para lavar 100 botellas por minuto se consumen 310 lb/h de vapor a 5 psig; o sea que el requerimiento de vapor para lavar 2 500 botellas por minuto será de:

$$\frac{310 \text{ lb/h vapor}}{100 \text{ bot./min}} \times 2\,500 \text{ bot/min}$$

$$= 7\,750 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \left(3\,515 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) \text{ de vapor a 5 psig.}$$

***

2.4.2 Comentario

Debe tenerse presente que el contenido de energía del vapor requerido, no es lo mismo que la energía aprovechada por el proceso, ya que el vapor utilizado se elimina como líquido saturado; la energía aprovechada es igual a:

$$Q = m\lambda$$

Donde: λ (lambda) es el calor de vaporización del vapor; en las tablas de vapor saturado (Cuadro 1 y 2, Apéndice) se denomina $h_{evap.}$ y se expresa en Btu/lb (kJ/kg).

***

EJEMPLO 2.5

Determinar la energía aprovechada en la lavadora de botellas anteriormente especificada.

Del problema anterior:

vapor requerido: 7 750 lb/h a 20 psia

SOLUCION

Contenido de energía en el vapor: 8 961 325 Btu/h

de las tablas de vapor a 20 psia: 1 156.30 $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$

(2 700 kJ/kg)

$$1\ 156.3\ \frac{Btu}{lb} \times 7\ 750\ \frac{lb}{h} = 8\ 961\ 325\ \frac{Btu}{h}\ (9\ 455\ kJ/h$$

$= 2\ 627\ kW)$

energía aprovechada por el equipo de lavado:

de las tablas de vapor a 20 psia:

$h_{evap} = 960.10$ Btu/lb (2 233 kJ/kg).

$$7\ 750\ \frac{lb}{h} \times 960.10\ \frac{Btu}{lb} = 7\ 440\ 775\ Btu/h\ (7\ 850\ MJ/h$$

$= 2\ 180\ kW)$

energía eliminada en el condensado:

(agua fresca a 32°F)

$$(8961325 - 7\ 440\ 775)\ \frac{Btu}{h} = 1\ 520\ 550\ \frac{Btu}{h}\ (1\ 604$$

$MJ/h = 445\ kW)$

COMENTARIO

Este condensado puede reciclarse al tanque de condensado o utilizarse como medio de precalentamiento.

Los cuadros de consumo especifican el vapor requerido que se utilizaría en determinado proceso bajo ciertas condiciones de operación y capacidad, tomando en cuenta que el equipo opera continuamente en condiciones de operación y carga constante. Debido a variaciones en la operación del equipo, en la demanda pico y a cambios en la calidad del producto a procesar, no pueden mantenerse condiciones estables, por lo que el requerimiento de vapor aumenta, teniendo que aplicar al requerimiento de vapor obtenido de los cuadros de consumo un factor de seguridad que variaría entre 2 y 5% - de acuerdo a las condiciones de operación y clase de equipo, - asegurando de esta forma un suministro adecuado aún en condiciones de consumo pico.

Los aspectos expuestos anteriormente indican que este método de cálculo no es exacto. Es aplicado satisfactoriamente en el cálculo de la distribución de energía dentro de la planta.

Considerar la demanda pico de vapor en la instalación de un equipo en el sistema de vapor es de mucha importancia desde el punto de vista de la eficiencia energética.

Por ejemplo, en el caso de una trampa de vapor que ha sido instalada en la descarga de condensado de una marmita, de acuerdo a los requerimientos de vapor, sin tomar en cuenta la demanda pico, la trampa estará sujeta a grandes cargas de condensado, que retorna a la marmita, y reduce así la transferencia de calor entre el vapor y el producto por calentar debido a que el área de transferencia de calor -lado del vapor- estará ocupada parcialmente por el condensado que no ha sido eliminado a través de la trampa.

Esto indica que es necesario un buen diseño del sistema de trampas y líneas de retorno de condensado. Si en una planta hay problemas de este tipo, el costo para rediseñar e instalar trampas y tuberías de retorno de condensado apropiadas, será mínimo comparado con las pérdidas de energía que se tendrán cuando los procesos operan en condiciones pico. Este tema se discutirá en detalle en los capítulos de trampas de vapor y retorno de condensado.

2.4.3 Evaluación del vapor requerido por medio de balances de energía.

Una discusión sobre los diferentes elementos que deben tomarse en cuenta en los balances de energía, trasciende el propósito de este manual. Se establecerán algunos principios de aplicabilidad inmediata solamente en los sistemas de vapor.

El balance de energía se basa en el principio de conservación de energía, el cual establece que "la energía no se crea ni se destruye, sólo se transforma".

El balance de energía no es más que una contabilidad energética aplicada a cada una de las corrientes del proceso en el cual se enfoca nuestro estudio.

Partiendo del principio de conservación de energía, se establece que la energía que transporta el vapor es transmitida a la substancia que ha de calentarse. La energía no transmitida al proceso de calentamiento, se elimina en la corriente de condensado.

Para el cálculo de la cantidad y contenido de energía del vapor que entra al proceso, es necesario disponer de los siguientes datos: presión, temperatura del vapor, temperatura de entrada y salida del materialpor calentar, así como sus propiedades termodinámicas y los datos de producción para determinar la cantidad de material procesado por unidad de tiempo.

En referencia a estos datos, y utilizando las tablas de vapor, se calculará la cantidad de vapor entrando al proceso. Si no existen pérdidas de vapor en el proceso -vapor instantáneo- podrá especificarse que las libras de condensado equivalen a las libras de vapor entrando al proceso. Los requerimientos de calor sensible como en el cálculo de calentamiento de substancias, involucra la capacidad calorífica. En el Cuadro 5, Apéndice, se encuentran estos datos. A continuación se presentan ejemplos que ilustran el empleo de estos principios.

***

EJEMPLO 2.6

Un secador de pinturas utiliza 3 000 pie^3/min de aire a 200° F. El aire es llevado a esa temperatura, por medio de un intercambiador de calor utilizando para el calentamiento un serpentín de vapor. Si la presión del vapor es de 50 psig, y la temperatura ambiente es de 70°F, cuál será el requerimiento de vapor?

SOLUCION

Aire entrando al secador

densidad del aire a 200°F (Cuadro 6, Apéndice)

= 0.060 lb/pie^3 (0.96 kg/m^3)

$$3\,000 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} \times \frac{60 \text{ min}}{\text{h}} \times 0.060 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} = 10\,800 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \left(4\,900 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$$

Energía requerida para calentar el aire en el secador:

temperatura ambiente = 70°F (21°C)

calor específico del aire a temperatura media

(Cuadro 5, Apéndice) = 0.24 Btu/lb°F (1 kJ/kg°C)

$$10\ 800\ \frac{lb}{h} \times 0.24\ \frac{Btu}{lb°F} \times (200-70)°F = 336\ 960\ \frac{Btu}{h}$$

(356 MJ/h = 98 753 W)

Aplicando el principio de conservación de energía, ésta debe ser proporcionada por el vapor, en el serpentín.

De tablas de vapor saturado a 65 psia:

h_{vap} = 1 179.10 Btu/lb (2 743 kJ/kg)

h_{liq} = 267.50 Btu/lb (622.09 kJ/kg)

Energía cedida por el vapor en el secador:

El vapor que entra a la secadora, se envía como condensado, existiendo en éste, cierto contenido de energía (h_{liq}) la cual no es transferida al aire; por lo que la energía del vapor cedida al aire es únicamente:

$$(1\ 179.10 - 267.50)\ \frac{Btu}{lb} = 911.6\ \frac{Btu}{lb}\ (2\ 121\ \frac{kJ}{kg})$$

$$336\ 960\ \frac{Btu}{h} \times \frac{lb}{911.6\ Btu} = 370\ \frac{lb}{h}\ (168\ \frac{kg}{h})$$

•••

EJEMPLO 2.7

Se utiliza una marmita de vapor para evaporar leche a presión atmosférica. La marmita tiene una capacidad de 1 500 lb por tanda.

La leche es calentada de 80°F a 212°F; el 25% de es evaporada. ¿Qué cantidad de vapor a 15 psig se requiere por tanda?

SOLUCION

La energía total requerida en el proceso es igual a la energía necesaria para elevar la leche de 80°F a 212°F más la energía necesaria para evaporar el 25% de ésta.

Energía requerida para calentar la leche:

capacidad calorífica de la leche (Cuadro 5, Apéndice)

0.90 Btu/lb°F (3.8 kJ/kg°C)

$$1\ 500\ \frac{lb}{tanda} \times 0.90\ \frac{Btu}{lb°F} \times (212-80)°F = 178\ 200\ \frac{Btu}{tanda}$$

(188 MJ/tanda)

Energía requerida para evaporar el 25% de leche:

agua evaporada:

$$1\ 500\ \frac{lb}{tanda} \times 0.25 = 375\ \frac{lb}{tanda}\ (170\ kg/tanda)$$

de tablas de vapor a 15 psia:

$$h_{evap} = 970.3\ \frac{Btu}{lb}\ (2\ 257\ \frac{kJ}{kg})$$

$$375\ \frac{lb}{tanda} \times 970.3\ \frac{Btu}{lb} = 363\ 863\ \frac{Btu}{tanda}\ (384\ \frac{MJ}{tanda})$$

Energía total requerida en el proceso:

$$(178\ 200 + 363\ 863)\ \frac{Btu}{tanda} = 542\ 063\ \frac{Btu}{tanda}$$

$$(572\ \frac{MJ}{tanda})$$

Requerimiento de vapor en el proceso:

La energía total requerida es suplida por el calor latente del vapor a 30 psia.

De tablas de vapor saturado a 30 psia:

$$h_{evap} = 945.20\ \frac{Btu}{lb}\ (2\ 199\ \frac{kJ}{kg})$$

$$542\ 063\ \frac{Btu}{tanda} \times \frac{lb}{945.20\ Btu} = 574\ \frac{lb}{tanda}\ (260\ \frac{kg}{tanda})$$

•••

EJEMPLO 2.8

En un proceso de fabricación de papel se utiliza una turbina de vapor, la cual genera 2 000 hp operando con una eficiencia del 50%. La turbina utiliza vapor a 600 psig y 600°F, obteniéndose a la salida de la turbina una corriente de condensado y vapor a 30 psig. De este vapor se utilizan 30 000 lb/hr en los secadores y el resto del vapor se usa en el desaereador.

Determinar el vapor requerido para operar la turbina, condensado producido y vapor utilizado en el desaereador.

SOLUCION

Vapor requerido por la turbina:

de diagrama Mollier (Gráfica 2.1):

a 600 psig (615 psia) y 600°F: h_{vap} = 1 290 Btu/lb (3 000 kJ/kg)

a 30 psig (45 psia) y entropía constante:

h_{vap} = 1 070 Btu/lb (2 490 kJ/kg)

humedad = 12%

$$2\ 000\ hp = \frac{lb\ vapor/h \times (1\ 290 - 1\ 070)\ Btu/lb \times 0.5}{2\ 545\ Btu/hp}$$

de aquí: $46\ 273\ \frac{lb\ vapor}{h}\ (20\ 989\ \frac{kg}{h})$

Vapor utilizado en el desaereador:

vapor saliendo de la turbina:

$$46\ 273\ \frac{lb}{h}\ (1 - 0.12)\ \frac{lb\ vapor\ saliendo}{lb\ vapor\ utilizado} =$$

$$= 40\ 720\ \frac{lb}{h}\ (18\ 471\ \frac{kg}{h})$$

$$(40\ 720 - 30\ 000)\ \frac{lb\ vapor}{h} = 10\ 720\ \frac{lb}{h}$$

(4 862 kg/h)

Condensado producido:

$$46\ 273\ \frac{lb}{h} \times 0.12\ \frac{lb\ condensado}{lb\ vapor\ utilizado} = 5\ 553\ \frac{lb}{h}$$

(2 518 kg/h))

2.4.4 Evaluación del vapor requerido utilizando mediciones directas

En el caso de calentamiento con vapor vivo o directo como en el lavado de botellas, equipo de hospital, etc., deberá medirse directamente la cantidad de vapor producido, obtenido y condensado, y utilizando balances de energía se calculará la distribución de éste.

2.5 DISTRIBUCION DEL VAPOR

La distribución del vapor desde la caldera al lugar de utilización es de gran importancia.

La caldera debe producir vapor de buena calidad, con el requerimiento adecuado y la presión deseada, evitando el mínimo de pérdidas de calor.

En el diseño de un sistema de distribución de vapor, se deberán tomar en cuenta los siguientes factores:

- Selección de la presión
- Diámetro de la tubería
- Inclinación adecuada y drenaje de la tubería
- Límite de expansión
- Pérdidas de calor

2.5.1 Selección de la presión

El primer aspecto que se toma en cuenta en un diseño de distribución de vapor es la presión a la cual se va a distribuir. Desafortunadamente, en sistemas ya establecidos existe la tendencia a usar el vapor de la línea más cercana, sin tomar en cuenta cúal debería ser la presión adecuada.

El vapor a baja presión contiene mayor calor latente o entalpía de evaporación (h_{evap}) por unidad de masa, por eso transporta mayor energía; además el condensado correspondiente al vapor de menor presión es más fácil de operar y produce menor vapor instantáneo al ser descargado a una presión menor. El vapor a baja presión ocupa mayor volumen, o sea que para distribuir el vapor a baja presión hay que disponer de tuberías de gran diámetro; debido a esta situación el vapor se distribuye a alta presión y luego se reduce lo más cerca posible del lugar de utilización. Distribuir vapor a alta presión significa mayor temperatura en la superficie de la tubería y, por consiguiente, mayor pérdida de calor.

En el caso de que exista la tubería y esté sobredimensionada, una de las opciones es la de utilizar vapor a menor presión.

2.5.2 Diámetro de la tubería

Una vez seleccionada la presión del vapor, se deberá determinar el diámetro de la tubería.

Frecuentemente, la tendencia es instalar la tubería de acuerdo al tamaño de la válvula principal, si la caldera tiene una válvula principal de 6 pulgadas o un intercambiador de calor y una conexión de 6 pulgadas, se instala erróneamente una tubería de 6 pulgadas.

El sobredimensionamiento debe evitarse por dos razones:

1. La tubería es más cara. Una tubería de HIERRO catálogo 40 de 3 pulgadas de diámetro cuesta un 30% más que una tubería de 2 pulgadas; también aumenta en la superficie sobredimensionada el costo de accesorios, válvulas, soportes y aislamiento.

2. El mantenimiento de la tubería es mayor. Una tubería de 3 pulgadas tiene 50% más de superficie externa que una tubería de 2 pulgadas; las pérdidas de calor deberán ser 50% mayores y se removerá un 50% adicional de condensado. Si la remoción de este condensado adicional no se lleva a cabo, la calidad del vapor disminuirá. Además, no se distribuirá el vapor necesario, y llegará al lugar de consumo con una presión reducida. Esta caída de presión genera gran velocidad en el vapor, lo que aumenta la posibilidad de un golpe de ariete.

Para la determinación del diámetro de tubería puede suponerse una velocidad, en cuyo caso los cálculos se basarán en el volumen específico del vapor que fluye a través de la tubería y se relacionará este valor con el área transversal de ésta. La experiencia muestra que para el vapor seco saturado, la velocidad debe variar entre 80 y 120 pies/s (25 a 35 m/s). Arriba de estos valores, el vapor causará ruido y erosión, principalmente si el vapor es húmedo.

El Cuadro 2.1 relaciona el diámetro de la tubería con la presión y la velocidad para diferentes flujos de vapor.

Para longitudes grandes de tubería, ésta debe ser dimensionada para velocidades de vapor no mayores de 50 pies/s (15m/s), debido a la gran diferencia de presión que se formaría.

Este método de suponer una determinada velocidad, es fácil y bastante eficiente, pero no indica la presión a la cual llegará el vapor al lugar de consumo.

Cuando la especificación de la presión (por lo tanto la temperatura) es de importancia o la tubería es larga, es conveniente dimensionar la tubería tomando como referencia la caída de presión.

Habiéndose determinado la presión requerida en el lugar de utilización, el diámetro de la tubería se establece, de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$(P_1 - P_2)/L = F$$

donde:

P_1 = factor basado en la presión inicial

P_2 = factor basado en la presión final

L = longitud equivalente de tubería

F = factor de caída de presión

Los factores P_1 y P_2 se determinan a partir del Cuadro 2.2 utilizando como referencia la presión, y el factor de caída de presión se determina a partir del Cuadro 2.3 utilizando como referencia el diámetro nominal de la tubería, pudiéndose utilizar esta tabla para determinar el flujo del vapor en libras por hora (kilogramos por hora). El Cuadro 2.3 también nos proporciona información sobre la velocidad a un volumen de 10 pie^3/lb (0.624 m^3/kg), de tal manera que esta pueda ser verificada. Para ilustrar el método expuesto anteriormente, se resolverá un ejemplo:

***

EJEMPLO 2.9

Una caldera abastece de vapor a un intercambiador de carcasa y tubos. La línea de vapor es de 500 pies de largo; la presión de abastecimiento es de 100 psig y la de consumo de 95 psig. El intercambiador requiere 595 lb/h de vapor. Determinar el diámetro de la tubería necesaria.

SOLUCION:

I. Tomando como referencia las presiones

Largo equivalente de tubería:

Se conoce únicamente el largo de la tubería; no se conocen los accesorios, o sea que se asumirá un efecto de forma a lo largo de la tubería debido a la fricción de 10% -este es un valor aceptable, pero en líneas cortas, este valor puede ascender al 20%-. Aplicando el 10% al largo de tubería, debido al efecto de los accesorios, se obtiene un largo equivalente de 550 pies.

Determinación de los factores de presión (Cuadro 2.2):

P_1 (a 100 psig) = 9 790

P_2 (a 95 psig) = 8 980

Determinación del factor de caída de presión:

$$F = (9\,790 - 8\,980)/550 = 1.47$$

Determinación del diámetro de tubería:

Se obtiene del Cuadro 2.3 tomando como parámetro el factor de caída de presión y el consumo de vapor.

Determinación del consumo real de vapor:

Debido a las pérdidas por radiación en la línea, se condensa cierta cantidad de vapor. Se asume que para tuberías que oscilan de 1 a 4 pulgadas de diámetro se pierde 1% del vapor por cada 100 pies de tubería, o sea que la producción de vapor deberá ser de:

$$595 \frac{lb}{h} \times 1.05 = 625 \frac{lb}{h} \text{ (283 kg/h) de vapor.}$$

En el Cuadro 2.3 aparecen solamente los factores 1.3 y 1.6, localizados entre 1.47; se toma el factor menor más cercano al calculado, en este caso es 1.3 de esta tabla para:

$$1\ 1/2 \text{ pulgada fluye } 445\ \frac{lb}{h} \text{ de vapor } (202\ kg/h)$$

$$2 \text{ pulgadas fluye } 975\ \frac{lb}{h} \text{ de vapor } (442\ kg/h)$$

ya que el flujo de vapor requerido es de 625 lb/h (283 kg/h) seleccionaremos la tubería de 2 pulgadas.

Determinación de la velocidad del vapor:

Del Cuadro 2.3 para 638 (es el valor más cercano a 625 lb/h) lb/h (283 kg/h) y 2 pulgadas de diámetro:

$$Y = 80\ \frac{pie}{s}\ (24\ m/s)$$

Cálculo de la velocidad real a 100 psig

Del Cuadro 2.2 a 100 psig:

$$\text{volumen} = 3.9\ \frac{pie^3}{lb}\ (0.24\ m^3/kg)$$

$$\frac{\text{velocidad real } (10\ pie^3/lb)}{\text{volumen}}$$

o sea,

$$\text{velocidad real} = \frac{(Y) \times (\text{volumen})}{10\ pie^3/lb}$$

Cuadro 2.1

CAPACIDADES DE TUBERIA A VELOCIDADES ESPECIFICAS

presión psig	Velocidad pie/s	¼"	½"	1"	1½"	1¾"	2"	2½"	3"	4"	5"	6"
							lb/h					
5	50	12	26	45	70	100	190	280	410	760	1250	1770
	80	19	43	75	115	170	300	490	710	1250	1800	2700
	120	29	60	110	175	245	460	700	1000	1800	2900	4000
10	50	15	35	56	88	130	240	365	550	950	1500	2120
	80	24	52	95	150	210	280	600	800	1500	2400	3300
	120	35	72	135	210	330	590	850	1250	2200	3400	4800
20	50	21	47	82	123	185	320	520	740	1340	1980	2900
	80	32	70	120	190	280	520	810	1100	1900	3100	4500
	120	50	105	190	300	440	840	1250	1720	3100	4850	6750
30	50	26	56	100	160	230	420	650	950	1650	2500	3650
	80	42	94	155	250	360	655	950	1460	2700	3900	5600
	120	62	130	240	370	570	990	1550	2100	3950	6100	8700
40	50	32	75	120	190	260	505	790	1100	1900	3100	4200
	80	51	110	195	300	445	840	1250	1800	3120	4900	6800
	120	75	160	290	460	660	1100	1900	2700	4700	7500	11000
60	50	43	85	160	250	350	650	1000	1470	2700	3900	5700
	80	65	140	250	400	600	1000	1650	2400	4400	6500	9400
	120	102	240	410	610	950	1660	2600	3800	6500	10300	14700
80	50	53	120	215	315	460	870	1300	1900	3200	5700	7000
	80	85	190	320	500	730	1300	2100	3000	5000	8400	12200
	120	130	290	500	750	1100	1900	3000	4200	7800	12000	17500
100	50	62	130	240	360	570	980	1550	2100	4000	6100	8900
	80	102	240	400	610	950	1660	2550	3700	6400	10200	14600
	120	150	350	600	900	1370	2400	3700	5000	9100	15000	21600
120	50	74	160	290	440	660	1100	1850	2600	4600	7000	10500
	80	120	270	450	710	1030	1800	2800	4150	7200	11600	16500
	120	175	400	680	1060	1520	2850	4300	6500	10700	17500	26000
150	50	90	208	340	550	820	1380	2230	3220	5500	8800	12900
	80	145	320	570	900	1250	2200	3400	4900	8500	14000	20000
	120	215	450	850	1280	1890	3400	5300	7500	13400	20600	30000
200	50	110	265	450	680	1020	1780	2800	4120	7100	11500	16300
	80	180	410	700	1100	1560	2910	4400	6600	11000	18000	26600
	120	250	600	1100	1630	2400	4350	6800	9400	16900	25900	37000

Cuadro 2.2

FACTORES DE PRESION PARA TUBERIA

Ins of Vacuum	Volume cu ft/lb	Pressure Factor
26	123.0	4
24	118.0	8
22	91.0	15
20	74.8	22
18	67.0	31
16	53.0	41
14	47.5	54
12	43.0	67
10	39.0	83
9	36.8	97
8	35.3	102
7	34.0	110
6	32.8	120
5	31.6	130
4	30.4	140
3	29.3	150
2	28.2	160
1	27.3	170
0	27.0	178
Pressure psig		
0	26.7	183
1	25.1	210
2	23.7	235
3	22.4	265
4	21.3	295
5	20.3	325
6	19.4	355
7	18.6	390
8	17.8	425
9	17.1	460
10	16.5	500
11	15.9	540
12	15.3	580
13	14.8	625
14	14.3	670
15	13.9	715
16	13.5	760
17	13.1	810
18	12.7	860
19	12.4	910
20	12.1	965
21	11.7	1020
22	11.4	1075
23	11.1	1135
24	10.8	1195
25	10.6	1255
26	10.4	1315
27	10.1	1385
28	9.9	1445
29	9.7	1525
30	9.5	1595
31	9.3	1665
32	9.1	1735
33	8.9	1805
34	8.7	1875
35	8.6	1945
36	8.4	2020
37	8.2	2100
38	8.1	2180
39	8.0	2260
40	7.8	2340
41	7.7	2420
42	7.6	2500
43	7.4	2590
44	7.3	2680
45	7.2	2770
46	7.1	2860
47	7.0	2950

Pressure psig	Volume cu ft/lb	Pressure Factor
48	6.9	3040
49	6.8	3130
50	6.7	3225
51	6.6	3325
52	6.5	3425
53	6.4	3525
54	6.3	3625
55	6.2	3725
56	6.1	3825
57	6.1	3935
58	6.0	4045
59	5.9	4155
60	5.8	4265
61	5.8	4370
62	5.7	4485
63	5.6	4600
64	5.6	4720
65	5.5	4840
66	5.4	4960
67	5.4	5080
68	5.3	5200
69	5.2	5320
70	5.2	5440
71	5.1	5560
72	5.1	5690
73	5.0	5820
74	5.0	5950
75	4.9	6080
76	4.9	6210
77	4.9	6350
78	4.8	6490
79	4.7	6630
80	4.7	6770
81	4.6	6910
82	4.6	7050
83	4.6	7190
84	4.5	7330
85	4.5	7470
86	4.4	7610
87	4.4	7760
88	4.4	7910
89	4.3	8060
90	4.3	8210
91	4.2	8360
92	4.2	8510
93	4.2	8660
94	4.1	8820
95	4.1	8980
96	4.1	9140
97	4.0	9300
98	4.0	9460
99	4.0	9620
100	3.9	9790
101	3.9	9960
102	3.9	10130
103	3.8	10300
104	3.8	10470
105	3.8	10640
106	3.7	10810
107	3.7	10980
108	3.7	11155
109	3.6	11335
110	3.6	11515
111	3.6	11695
112	3.6	11875
113	3.5	12055
114	3.5	12235
115	3.5	12420

Pressure psig	Volume cu ft/lb	Pressure Factor
116	3.5	12610
117	3.4	12800
118	3.4	12990
119	3.4	13180
120	3.4	13370
121	3.3	13560
122	3.3	13750
123	3.3	13940
124	3.3	14140
125	3.3	14340
126	3.2	14540
127	3.2	14740
128	3.2	14940
129	3.2	15140
130	3.1	15350
131	3.1	15560
132	3.1	15770
133	3.1	15980
134	3.1	16190
135	3.0	16400
136	3.0	16620
137	3.0	16840
138	3.0	17060
139	3.0	17280
140	2.9	17470
141	2.9	17680
142	2.9	17910
143	2.9	18130
144	2.9	18360
145	2.8	18580
146	2.8	18790
147	2.8	19020
148	2.8	19250
149	2.8	19480
150	2.8	19710
151	2.8	19950
152	2.7	20100
153	2.7	20310
154	2.7	20550
155	2.7	20890
156	2.7	21170
157	2.7	21380
158	2.7	21610
159	2.6	21850
160	2.6	22110
161	2.6	22250
162	2.6	22590
163	2.6	22850
164	2.6	23150
165	2.6	23350
166	2.5	23600
167	2.5	23840
168	2.5	24110
169	2.5	24350
170	2.5	24620
171	2.5	24880
172	2.5	25140
173	2.5	25400
174	2.4	25670
175	2.4	25930
176	2.4	26200
177	2.4	26450
178	2.4	26720
179	2.4	27010
180	2.4	27280
181	2.4	27540
182	2.3	27830

Pressure psig	Volume cu ft/lb	Pressure Factor
183	2.3	28090
184	2.3	28380
185	2.3	28660
186	2.3	28930
187	2.3	29200
188	2.3	29480
189	2.3	29770
190	2.3	30040
191	2.2	30340
192	2.2	30630
193	2.2	30910
194	2.2	31200
195	2.2	31490
196	2.2	31770
197	2.2	32070
198	2.2	32330
199	2.2	32640
200	2.2	32910
201	2.2	32960
202	2.1	33560
203	2.1	33860
204	2.1	34170
205	2.1	34460
206	2.1	34760
207	2.1	35080
208	2.1	35390
209	2.1	35700
210	2.1	35990
211	2.1	36320
212	2.1	36630
213	2.0	36940
214	2.0	37260
215	2.0	37570
216	2.0	37890
217	2.0	38210
218	2.0	38550
219	2.0	38880
220	2.0	39180
221	2.0	39510
222	2.0	39830
223	2.0	40160
224	2.0	40490
225	1.9	40820
226	1.9	41110
227	1.9	41440
228	1.9	41780
229	1.9	42100
230	1.9	42430
231	1.9	42780
232	1.9	43100
233	1.9	43470
234	1.9	43810
235	1.9	44150
236	1.9	44480
237	1.9	44830
238	1.8	45200
239	1.8	45530
240	1.8	45870
241	1.8	46220
242	1.8	46580
243	1.8	46935
244	1.8	47277
245	1.8	47632
246	1.8	47995
247	1.8	48362
248	1.8	48707
249	1.8	49078

Cuadro

CAPACIDAD DE TUBERIA Y FACTORES DE CAIDA DE PRESION

X = capacidad, lb/h
Y = velocidad con volumen de

10 pies^3/lb, pies/s

$$\frac{80 \text{ pies/s} \times 3.9 \text{ pie}^3/\text{lb}}{10 \text{ pie}^3/\text{lb}} = 31.2 \frac{\text{pies}}{\text{s}} \; (9.5 \text{ m/s})$$

Se observa que esta velocidad es baja comparada con la máxima permisible, pero la línea de vapor debe ser dimensionada de acuerdo a la presión requerida y a velocidades superiores se originan mayores caídas de presión, obteniéndose en el lugar de utilización una presión menor.

II. <u>Tomando como referencia la velocidad del vapor de 80 pies/s y la presión inicial</u>

Se determinará el tamaño de la tubería basándose en una velocidad de 80 pie/seg:

$$\text{Del Cuadro 2.2 a 100 psig:} \quad 3.9 \frac{\text{pie}^3}{\text{lb}} \; (0.24 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$Y = \frac{80 \text{ pies/s} \times 10 \text{ pie}^3/\text{lb}}{3.9 \text{ pie}^3/\text{lb}} = 205 \text{ pies/s}$$

En el Cuadro 2.3 se busca el diámetro de la tubería correspondiente a 625 lb/h de vapor y 205 pies/s. Se observa que corresponde a una tubería de 1 1/4 pulgada con un factor de caída de presión de 6.

$$\text{De acuerdo a estos datos:} \quad \frac{9\,790 - P_2}{550} = 6$$

o sea que: P = 6 490, que según el Cuadro 2.2 equivale a una presión de utilización de 78 psig.

Esto indica que instalando una línea de 1 1/4 pulgada (3.175 mm) en vez de 2 pulgadas (5.08 mm) la presión en el intercambiador estaría por debajo de las condiciones de diseño, o sea que la tubería a instalar en este sistema es la de 2 pulgadas (5.08 mm) la cual se calculó en el inciso I.

2.5.3 Inclinación adecuada y drenaje

Un sistema de distribución de vapor constantemente dará mayores problemas que cualquier otro servicio en tuberías, ya que aquél contiene vapor y agua. Desde que el vapor sale de la caldera, parte empieza a condensarse de acuerdo a la pérdida de calor a través de la tubería; esta cantidad de condensado será más pesada al inicio de la operación. La Figura 2.2 presenta la forma en que el condensado se genera en una tubería recta. Las gotas de condensado pueden formar una masa voluminosa fluyendo a la velocidad del vapor ocasionando golpe de ariete, causando graves daños a la tubería y accesorios. El golpe de ariete será mayor si la tubería está muy inclinada. En codos hacia arriba la tubería puede llegar a inundarse acelerando la posibilidad de golpe de ariete, especialmente si no existe un drenaje de condensado con trampa en este punto; este comportamiento se presenta en la Figura 2.3; además, el área estrangulada de paso de vapor debido a la presencia de agua, origina una gran caída de presión. Esta condición puede causar arrastre de agua en el vapor, y aumenta la caída de presión del vapor debido al área reducida para el paso del vapor.

Para una inclinación y drenaje adecuados, deben tomarse en cuenta los siguientes aspectos:

- Las líneas de vapor deberán ser colocadas con descenso en dirección del flujo. Un descenso de 1 1/2 pulgada por cada 33 pies será suficiente permitiendo esta inclinación que el condensado sea transportado fácilmente por el flujo de vapor hacia el punto de drenaje. Si por condiciones de la planta es absolutamente necesario colocar la tubería horizontal, será indispensable instalar drenajes más frecuentes.

- En líneas de vapor saturado deberán colocarse drenajes a intervalos regulares. Las distancias entre estos drenajes dependerán del tamaño de la línea de vapor, localización y frecuencia de arranques, intervalos de 100 a 150 pies serán suficientes.

- Los drenajes son más efectivos donde la tubería cambia de dirección. La Figura 2.4 muestra un sistema de drenajes con su respectiva trampa de vapor.

- En tuberías rectas deberá hacerse un depósito colector en el punto de drenaje como lo muestra la Figura 2.5.

- En las líneas de vapor no deberán colocarse reductores concéntricos como se muestra en la Figura 2.6, sino reductores excéntricos con el propósito de asegurar una fluidez continua al condensado formado a través de la línea.

- Las líneas secundarias deberán tomarse en la parte de arriba de la tubería principal de manera que sea transferido el vapor lo más seco posible. Cuando esta línea secundaria se envía a un nivel más bajo, deberá instalarse un drenaje con su respectiva trampa de vapor antes de utilizar este vapor en el equipo respectivo, como se muestra en la Figura 2.7.

- En equipos de alto consumo de vapor en los cuales el vapor está en contacto con el producto, es conveniente instalar un separador. Este hace que las gotas arrastradas por el vapor en la tubería primaria sean separadas por medio de una serie de deflectores localizados en el separador, lo cual garantiza proveer al equipo vapor seco. Estos ejemplos de separadores se muestran en la Figura 2.8.

- Si las tuberías son muy largas y el proceso no es continuo -paros frecuentes- es conveniente instalar venteo de aire, como se muestra en la Figura 2.9.

2.5.4 Límite de expansión

Uno de los aspectos problemáticos en la instalación de tuberías de vapor es la dilatación. Un cambio de temperatura causa un cambio en las dimensiones de un material. Si un metal es constreñido y no puede expandirse libremente, se desarrollan esfuerzos anormales.

Enel Cuadro 2.4 se muestra la expansión aproximada en tuberías de acero para varias temperaturas. A continuación se describen algunas juntas de expansión:

- Curva completa:

  Es simplemente una vuelta completa en la tubería, la cual se instala preferiblemente en tubería horizontal ya que en tubería vertical el condensado ascendería (Figura 2.10 a).

- Curva en "U":

  Tiene la misma aplicación que la curva completa y se presenta en la Figura 2.10 b.

- Telescópica o de deslizamiento:

  Utilizan poco espacio, pero se requiere que la tubería esté bien anclada. Se presenta en la Figura 2.10 c.

- Fuelle:

  Es un simple fuelle al igual que la junta tipo telescópica; los pasadores y guías deben ser capaces de resistir la presión del vapor. Se presenta en la Figura 2.10 d.

CUADRO 2.4

EXPANSION EN TUBERIAS DE ACERO

Temperatura final (°F)	Expansión por 100 pies (pulgadas)
150	0.75
200	1.15
250	1.6
300	2.0
350	2.4
400	2.9
450	3.3
500	3.8

1 pulgada = 25.4 mm
1 °F = 1.8°C + 32

FIGURA 2.2

GENERACION DEL CONDENSADO
EN UNA TUBERIA RECTA

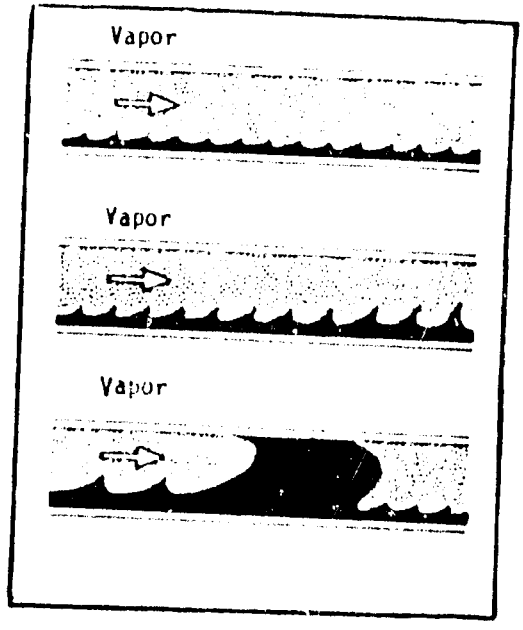


FIGURA 2.3

ACUMULACION DE CONDENSADO

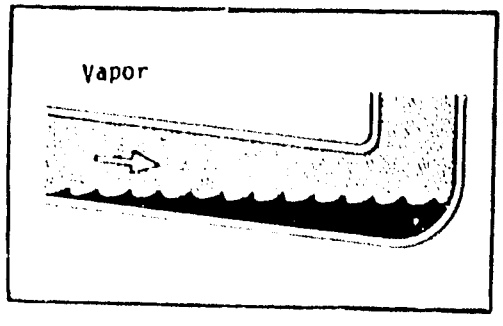


FIGURA 2.4

SISTEMA DE DRENAJE CON SU RESPECTIVA TRAMPA DE VAPOR

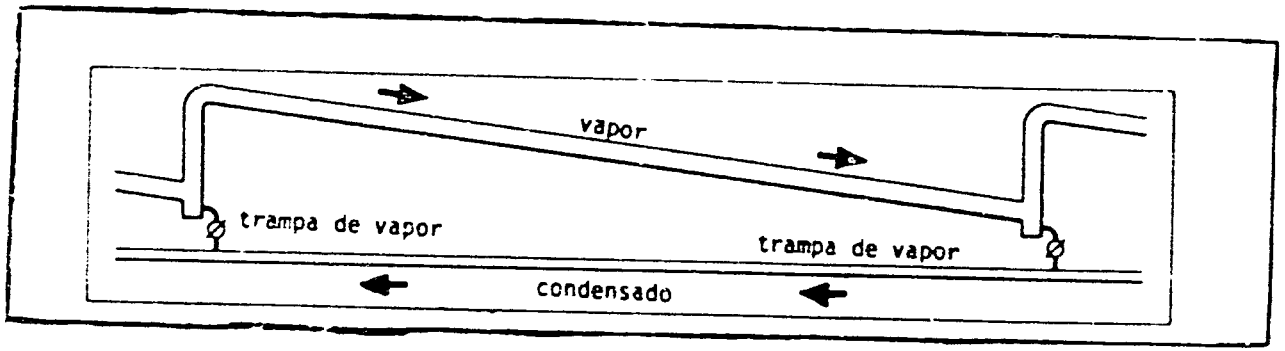


FIGURA 2.5

DEPOSITO COLECTOR DE CONDENSADO

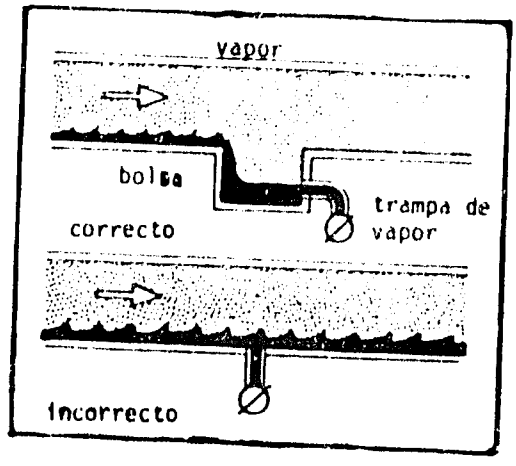


FIGURA 2.6

REDUCTORES EN LINEAS DE VAPOR

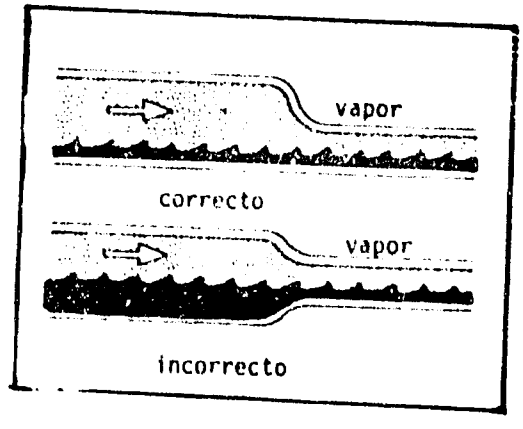


FIGURA 2.7

DISTRIBUCION DE LINEAS DE VAPOR SECUNDARIO

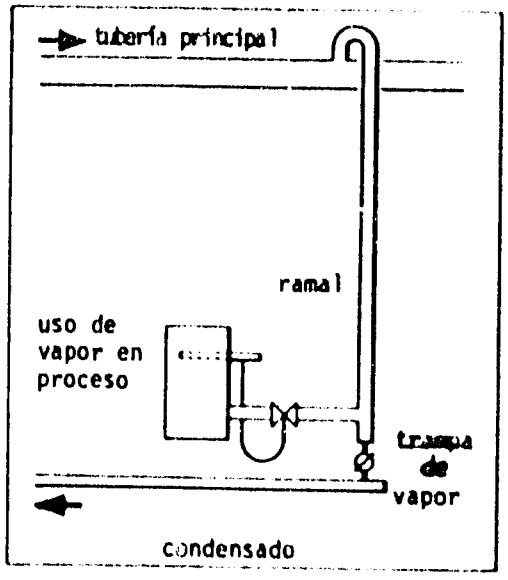
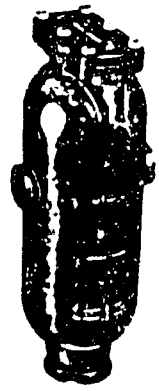


FIGURA 2.8

SEPARADORES DE VAPOR



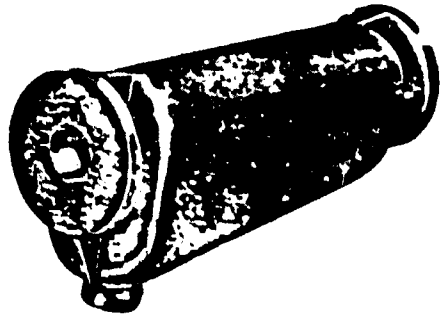


FIGURA 2.9

VENTEO DE AIRE

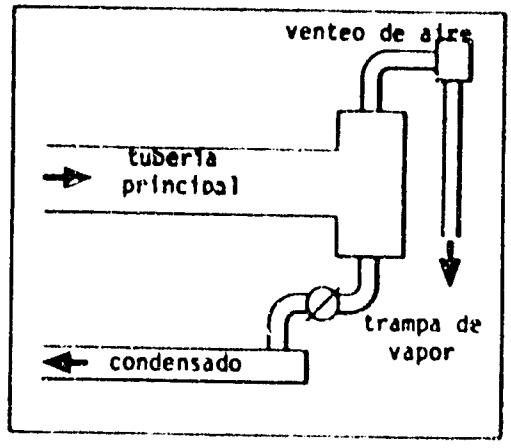


FIGURA 2.10A

CURVA COMPLETA

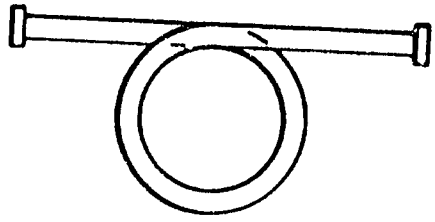


FIGURA 2.10B

CURVA EN "U"

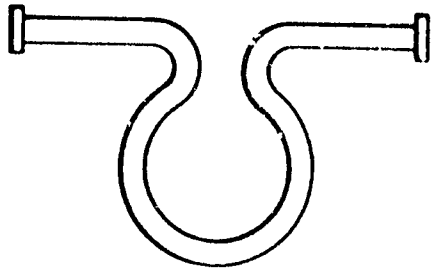


FIGURA 2.10c

EXPANSION TELESCOPICA

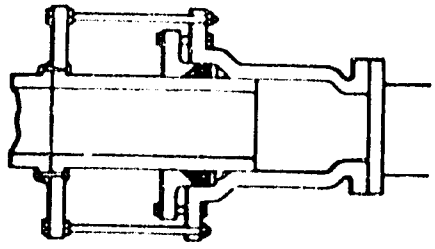
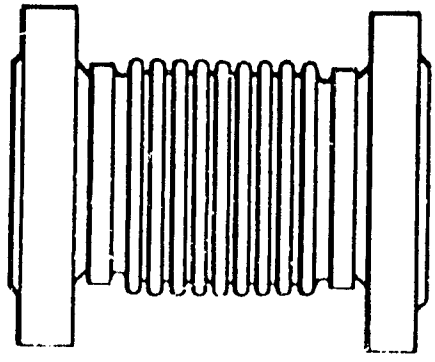


FIGURA 2.10D

FUELLE



2.6 MEDICION DEL FLUJO DE VAPOR Y CONDENSADO

Para mantener el sistema de vapor a una eficiencia máxima es necesario determinar el flujo del vapor a través de la línea principal del sistema, la cual envía el vapor a los diferentes puntos de utilización. En esta sección se discute la medición de vapor a través de placas de orificio, venturi, y tubos pitot.

2.6.1 Placa de orificio

Uno de los medidores más usados es la placa de orificio, el cual se muestra en la Figura 2.11. Este medidor de orificio no es más que un disco con un agujero de cierto diámetro en el centro el cual se puede sujetar entre bridas. El vapor de fluido a través del orificio aumenta su velocidad disminuyendo la presión como se muestra en la Figura 2.12 (principio conservación de la energía). Este medidor no mide directamente el flujo, únicamente la presión, la cual se puede relacionar con el flujo ya que la caída de presión que experimenta el vapor o condensado es proporcional a éste. Los valores de presión antes y después del orificio proporcionan un valor instantáneo del flujo. Este valor puede totalizarse convirtiendo la caída de presión en una señal electrónica como la que emplea un microprocesador para calcular el flujo y luego integrarlo con respecto al tiempo.

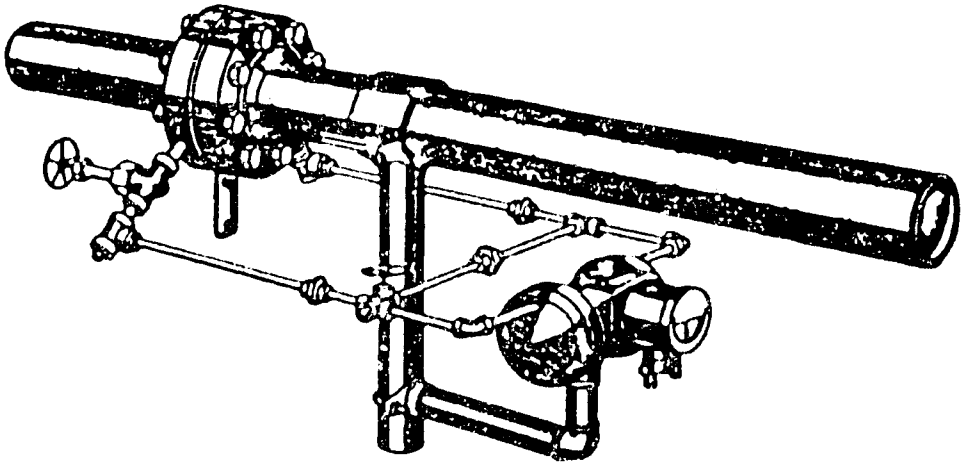
Las placas de orificio son fáciles de instalar y sencillas de fabricar. Son adecuadas en líneas de vapor y condensado con flujos intermedios correspondientes a números de Reynolds entre 5 000 y 30 000. La exactitud de una placa de orificio sin calibrar es de ±1.5% de escala completa. Un medidor dimensionado para medir 100 lb/h se espera esté dentro ±1.5 lb/h en los límites de 30 a 100 lb/h. Cuando se ha calibrado, se espera una exactitud de ±0.75% de escala completa.

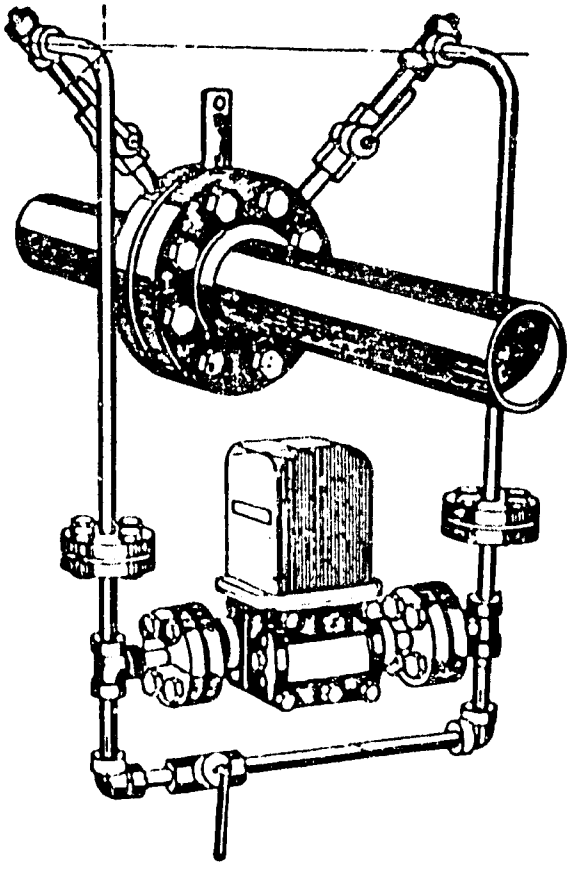
Las placas de orificio son totalmente confiables. Debe tenerse cuidado al considerar el número de Reynolds, diferencia de presión y longitudes mínimas de tubería recta. Los problemas más comunes relativos a su confiabilidad se relacionan con el desgaste y una instalación inadecuada de las conexiones para mediciones de presión. El borde del orificio debe revisarse por lo menos una vez cada seis meses.

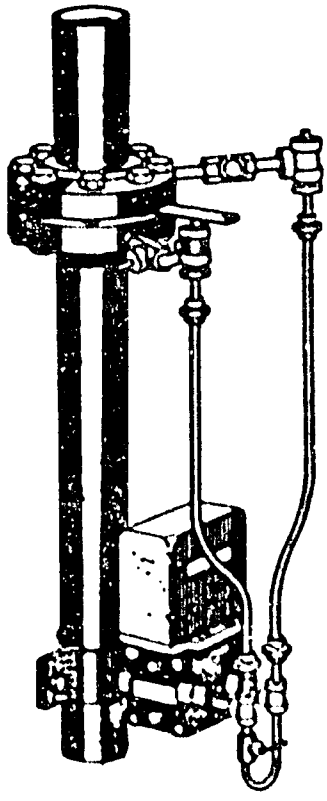
2.6.2 Venturi

Otro tipo de medidor muy utilizado en la industria es el venturi, el cual se muestra en la Figura 2.13; consiste en un tubo que converge en un diámetro menor (garganta) y luego diverge hacia el diámetro de la tubería. Los tubos venturi usualmente

FIGURA 2.11







INSTALACIONES TIPICAS PARA PLACAS DE ORIFICIO

FIGURA 2.12

FLUJO A TRAVES DE UN MEDIDOR DE ORIFICIO

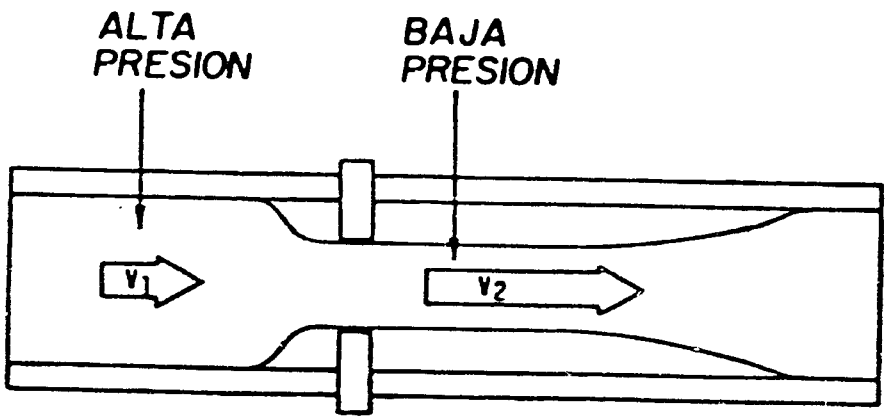
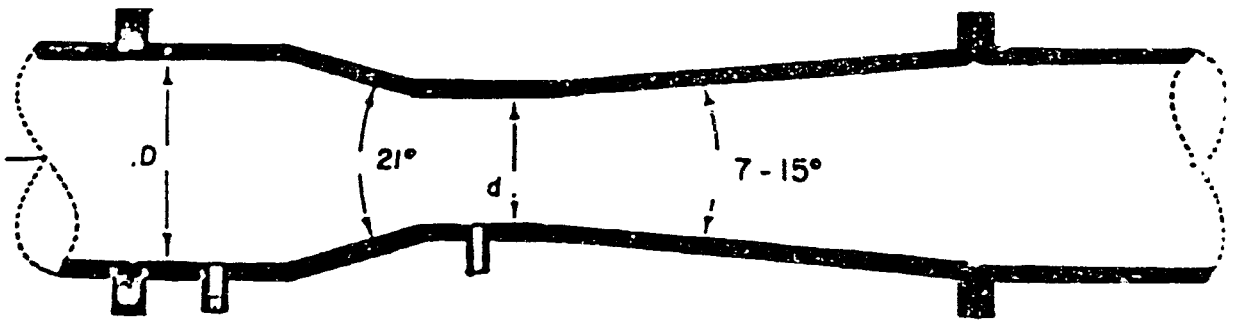


FIGURA 2.13

TUBO VENTURI FABRICADO POR FUNDICION



están hechos de piezas fundidas de metal las cuales se tornean. Los venturi son más caros que las placas de orificio, pero su costo de instalación es bajo. Sin embargo, en muchos casos, su costo instalado total es comparable. Cuando se instalan y mantienen adecuadamente, suministran datos exactos y confiables para medición de flujo.

Los tubos venturi son adecuados para algunas situaciones especiales de flujo. Si el costo del fluido suministrado es alto, los venturi son atractivos por su baja pérdida permanente de presión. En conductos largos, especialmente rectangulares donde otros medidores de flujo son caros de fabricar o calibrar los tubos venturi son apropiados.

Al igual que las placas de orificio, los tubos venturi son medidores inferenciales que no miden directamente el flujo, pero miden la caída de presión o presión diferencial, que es proporcional al valor del flujo (Figura 2.14).

Midiendo la caída de presión y conociendo la relación proporcional de la velocidad del flujo, se puede calcular una velocidad instantánea. Este valor puede totalizarse mediante la conversión de la caída de presión medida a una señal electrónica que un microprocesador utiliza para calcular la velocidad de flujo y luego integrarla respecto al tiempo.

Los venturi ofrecen buena exactitud en tuberías de 2 a 10 pulgadas de diámetro. Se pueden instalar en tuberías de menor diámetro, pero requieren de una buena calibración. Los tubos venturi son particularmente adecuados para flujos con números de Reynolds mayores de 500 000 donde la placa de orificio podría provocar alta caída de presión y una velocidad de fluido próximo a la condición de flujo estrangulado.

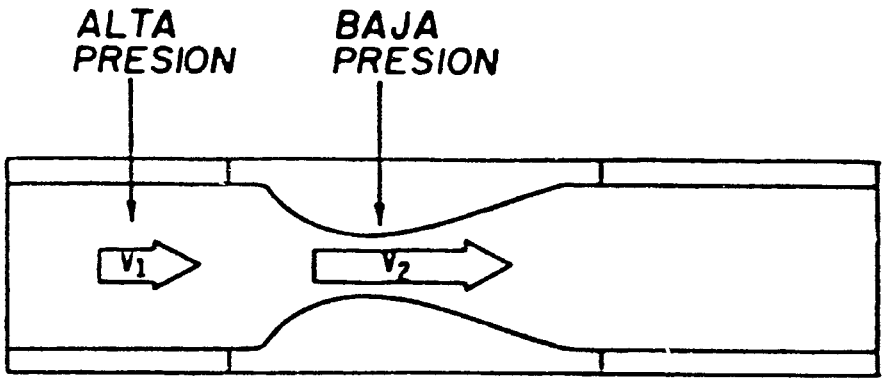
Cualquier tubo venturi no calibrado tiene una exactitud de ±1.5% de escala completa. Un tubo venturi de 100 lb/h se espera esté con ±1.5 lb/h dentro de los límites de 20 a 100 lb/h. Típicamente, la exactitud se disminuye conforme opera a la más baja capacidad. La exactitud calibrada es ±0.75% de la escala completa. Deben seguirse cuidadosamente las recomendaciones que especifican los límites del número de Reynolds, diferencia de presión y longitud numérica de tubería.

2.6.3 Tubo Pitot

Otros medidores utilizados en sistemas de vapor son los tubos Pitot. Son utilizados para medir el flujo en tuberías y ductos. Son ampliamente utilizados en la industria especialmente donde se

FIGURA 2.14

FLUJO A TRAVES DE UN TUBO VENTURI



necesita verificar el flujo. Generalmente, los tubos Pitot tienen diámetros menores de 1 cm. Se insertan en la corriente en ángulo recto con respecto al flujo, y solamente miden la velocidad en un punto. Cuando se manejan apropiadamente, suministran datos exactos y confiables. A [illegible] de su pequeño tamaño, los tubos Pitot provocan una pequeña pérdida de presión y son apropiados para utilizarlos en tuberías y entradas a equipos donde el fluido se suministra a baja presión. Son muy atractivos donde no se requiere su instalalación permanente, ya que pueden fácilmente insertarse o retirarse en los puntos elegidos.

Los tubos Pitot, al igual que los medidores de orificio y los tubos Venturi, son medidores inferenciales que no dan una medida directa del flujo, pero que en cambio miden una diferencia de presión que la relaciona con el valor del flujo (Figura 2.10). A diferencia de las placas de orificio y los tubos Venturi, el el flujo no pasa a través del tubo Pitot. En cambio el flujo produce una alta presión por impacto. La diferencia entre la presión de impacto y la presión estática (presión dinámica) se relaciona con la velocidad del flujo. Nótese que el tubo Pitot solamente infiere velocidad en un punto simple.

La velocidad promedio se determina al promediar la velocidad en varios puntos; el valor del flujo se consigue al considerar la geometría del tubo y las propiedades del fluido. El flujo calculado es un valor instantáneo, el cual se totaliza en un microprocesador.

Las principales diferencias en cuanto al diseño de tubos Pitot, se relacionan con la localización de las conexiones para medir presión estática y dinámica o si el tubo debe ser de instalación portátil o permanente. La posición de las conexiones para medir presión es una consideración más de conveniencia que de la exactitud o de la aplicación. Con algunos diseños, éstas se separan con la conexión estática localizada en la pared del conducto y la conexión de impacto al final del tubo Pitot. Otros diseños colocan las conexiones en el propio tubo Pitot y algunos emplean varias conexiones de impacto para producir una diferencia promedio de presión. Algunos de éstos pueden instalarse permanentemente en el conducto de flujo. Los tubos Pitot equipados con las conexiones estática y de impacto, y aquéllos con la conexión estática abierta a la atmósfera, están disponibles como modelos portátiles conocidos como velómetros. Tanto los modelos portátiles como fijos pueden emplearse para medir flujos de gases, aire, y vapor, y son particularmente útiles, cuando están involucrados conductos grandes de configuración extraña que impiden el uso de placas de orificio o tubos Venturi.

Apropiados para medir flujos de gas y vapor en tubería con diámetros mayores de 10 cm, especialmente donde los tubos Venturi y placas de orificio son caros y provocan una elevada y permanente

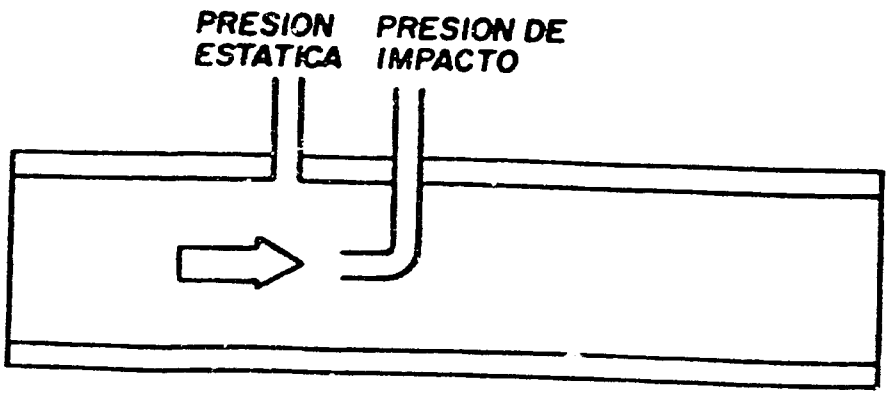
caída de presión. Recomendados donde sean posibles el flujo desarrollado y el concurso de longitudes mínimas rectas de tubería. La instalación permanente es especialmente atractiva cuando deben hacerse lecturas repetitivas o cuando otros medidores son muy caros.

La exactitud no calibrada es del ±4% a escala completa. La exactitud calibrada es de ±0.75%. Los tubos Pitot son confiables cuando miden líquidos limpios. El pequeño agujero de la

conexión de impacto es susceptible de bloquearse con suciedad, o por gotas de líquido si se miden gases. Por lo cual las aberturas deben permanecer limpias de material extraño.

FIGURA 2.15

TUBO PITOT



CUADRO 2.5

Características representativas de aceites combustibles

Grado	°F Punto de inflamabilidad	°F Punto de escurrimiento	Gravedad Grados API	Densidad lb/galón	Viscosidad Saybolt Univ (Seg)	Contenido Prom. de azufre %	Poder calorif. Btu/galón
No. 1	100	0	38-45	6.95-6.68	28- 33	.081	137 000-132 900
No. 2	100	15	30-38	7.30-6.96	33- 38	0.25	141 800-137 000
No. 4	130	20	20-28	7.79-7.40	45- 125	0.87	148 100-143 100
No. 5 (liviano)	130	45	17-22	7.94-7.69	150- 300	1.35	150 000-146 800
No. 5 (pesado)	130	50	14-18	8.08-7.89	350- 750	1.52	152 000-149 400
No. 6	150	75	8-15	8.45-8.05	900-9 000	1.60	155 900-151 300

2.7 ESTIMACION DEL COSTO DEL VAPOR

El costo es un parámetro muy importante en un sistema de vapor, ya que éste refleja la eficiencia en función de su utilización. Este valor adquiere significado cuando se presenta en forma de índices de costos que lo relacionan con datos de producción, los cuales pueden elaborarse mensualmente e indicar de esta manera la eficiencia en su utilización respecto a otros meses de operación. Además, estos costos del vapor son de utilidad en la consideración de variables en el proceso, ya que especifican la más económica y eficiente. Otro aspecto interesante de utilización de estos costos es la evaluación de las diferentes posibilidades de cogeneración, como lo son las turbinas de vapor, generadores diesel, etc.

Para la determinación del costo del vapor hay que tomar en cuenta los siguientes parámetros:

- presión de vapor
- eficiencia de la caldera
- precio del combustible
- temperatura del condensado.

El cálculo del costo del vapor se efectúa en base a los datos anteriormente expuestos, aplicados a balances de energía, tomando como referencia la entalpía del vapor y la calidad de éste.

A continuación se resuelve un ejemplo, el cual nos muestra la secuencia de cálculo en un proceso determinado:

•••

EJEMPLO 2.10

Una refinería de petróleo produce vapor saturado a 185 psig; una parte de este vapor es utilizado en esta operación y el resto del vapor es estrangulado a 25 psig y utilizado. La temperatura del agua de alimentación a la caldera es de 160°F. La eficiencia de ésta es de 82% y el precio del combustible -bunker- es de $CA 0.72/gal.

Determinar el costo de vapor a 185 psig y 25 psig.

SOLUCION:

Calor contenido en el vapor a 185 psig:

de tabla de vapor: $h_{vap} = 1\ 198.3 \frac{Btu}{lb}$ (2 787.2 kJ/kg)

Energía térmica en el agua de alimentación a 160°F:

$h_{liq} = 128 \frac{Btu}{lb}$ (298 kJ/kg)

$(1\ 198.3 - 128 \frac{Btu}{lb} = 1\ 070.3 \frac{Btu}{lb}$ (2 490 kJ/kg)

Calor contenido en el vapor a 25 psig:

de tabla de vapor: $h_{vap} = 1\ 169.8 \frac{Btu}{lb}$ (2 721 kJ/kg)

$(1\ 169.8 - 128) \frac{Btu}{lb} = 1\ 041.8 \frac{Btu}{lb}$ (2 423 kJ/kg)

Energía del combustible requerida para la producción del vapor:

$\frac{1\ 070.3\ Btu/lb}{0.82}$ = 1 305 Btu/lb (3 035 kJ/kg) requeridos para producir vapor a 185 psig.

$\frac{1\ 041.8\ Btu/lb}{0.82}$ = 1 270 Btu/lb (2 954 kJ/kg) requeridos para producir vapor a 25 psig.

Costo de la energía del combustible:

poder calorífico del bunker b (Cuadro 2.5): 0.15 M Btu/gal.

$$\frac{\$CA\ 0.72}{gal} \times \frac{gal}{0.15\ M\ Btu} = \$CA\ 4.80/MBtu$$

Costo del vapor producido:

vapor a 185 psig:

$$\frac{\$CA\ 4.8}{M\ Btu} \times \frac{1\ 305}{10^6} \quad \frac{MBtu}{lb} = \$CA\ 0.0063/lb$$

= cent. CA 0.63/lb (cent. CA 1.39/kg)

vapor a 25 psig:

$$\frac{\$CA\ 4.8}{MBtu} \times \frac{1\ 270}{10^6} \quad \frac{MBtu}{lb} = \$CA\ 0.0061/lb$$

cent. CA 0.61/lb (cent. CA 1.35/kg)

2.6 SUPRESIÓN DE FUGAS DE VAPOR

Un considerable desperdicio de energía se encuentra en fugas de vapor en las juntas de tubería, válvulas, uniones, etc.

Un aumento considerable en los costos se debe generalmente a que se permiten pequeñas fugas, aparentemente sin importancia, las cuales no son reportadas por no considerarse importantes en términos de costo; por el tiempo necesario para su reparación, pues antes de la rápida y súbita alza de los precios del petróleo, se pensaba en general que éstas podían soslayarse y que su reparación no valía la pena, ni el tiempo, ni el costo.

En la Gráfica 2.[illegible] se presenta una ligera aproximación del costo de las pérdidas por fugas de vapor en términos de los gastos de combustibles anuales. Para utilizar esta gráfica, determine la longitud de la pluma de vapor que es la distancia aproximada a la cual el vapor se condensa en la mano (corrientemente más allá de la pluma visible) y muévase hacia la derecha hasta la correspondiente curva de costo de vapor que ha sido determinado mediante cálculos. Luego lea el costo anual de energía en la abscisa. A continuación se ilustra con un ejemplo.

•••

EJEMPLO 2.11

En una inspección del sistema de distribución de vapor de la planta, se detecta una fuga de vapor en una brida de conexión del equipo. La longitud de la pluma de la fuga es aproximadamente de 3 pies. El equipo opera 6 200 horas al año. El costo de energía es de 4CA 6.00/MBtu. La presión del sistema es 105 psig. Se suministra agua fresca a la caldera a 75°F. ¿Cuál será el ahorro en energía al sellar esta fuga?

Solución

Costo por 1 000 lb de vapor:

De tablas de vapor saturado a 120 psia:

h_{vap} = 1 190.4 Btu/lb (2 769 kJ/kg)

De tablas de vapor saturado a 75°F:

h_{lfg} = 45.0 btu/lb (100 kJ/kg)

$$\frac{\$CA\ 6.00}{M\ btu} \times (1\ 190.4 - 45)\ \frac{btu}{lb} \times 1\ 000\ lb =$$

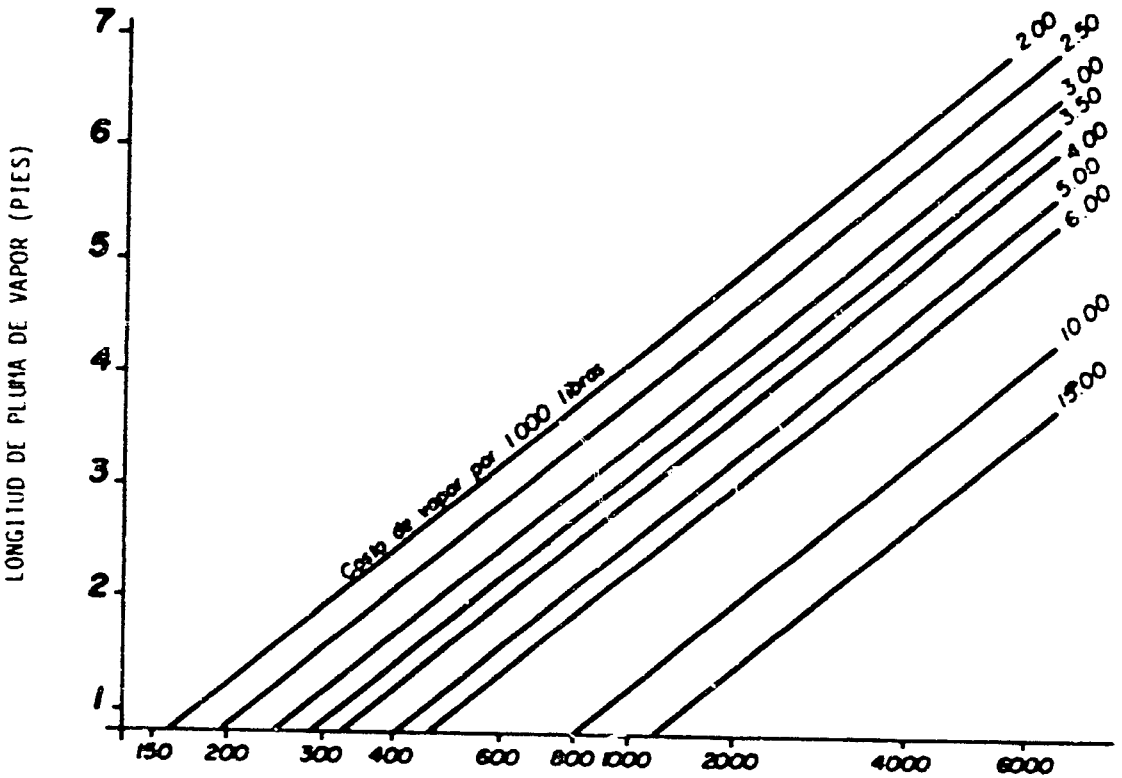
$CA 6.88/1 0000 lb de vapor ($CA 15.76/1 000 kg)

En la Gráfica 2.2 se busca la longitud de pluma de vapor en la ordenada (3 pies), luego se sigue una trayectoria horizontal hasta encontrarse con la recta con el costo por 1 000 lb de vapor ($CA 6.88) y verticalmente se halla en la abcisa el costo anual de energía debido a la fuga de vapor ($CA 2 500). Siendo las horas de operación diferentes a las tomadas en la gráfica, el costo real de la fuga es de:

$$\$CA\ 2\ 500 \times \frac{6\ 200\ h/año}{6\ 760\ h/año} = \$CA\ 1\ 769/año$$

Gráfica 2.2

COSTO ANUAL DE ENERGIA POR FUGA DE VAPOR



2.9 BAJAR PRESION DE OPERACION DEL SISTEMA DE VAPOR

Generalmente el vapor se produce a mayores presiones que la máxima requerida por el proceso (tomando en cuenta la caída de presión en tuberías y accesorios), sin embargo, una gran reducción de la presión podría permitir que el agua de la caldera se recargue en las tuberías de vapor, lo que impide ahorros potenciales. Se debe reducir la presión hasta un 20% de la original. En la Gráfica 2.5 se visualiza la reducción en pérdidas de distribución (%) contra reducción en presión.

Para la utilización de esta gráfica deberá tomarse en cuenta que en sistemas bien aislados, la pérdida por radiación y convección está en el orden de 10% y en sistema mal aislados del 20%.

***

EJEMPLO 2.12

Un sistema de vapor opera a 125 psig. Se determina que sólo un proceso que opera en forma ininterrumpida 1 000 horas/año necesita esta presión y los otros pueden operarse a 100 psig (incluyendo caídas de presión). Las calderas (125 BHP) operaron 5 400 horas y consumieron 61 000 galones de bunker el año pasado, con una eficiencia del 80%. El sistema está bien aislado. ¿Qué ahorros se obtendrían al reducir la presión en la caldera en el tiempo que no opera el proceso, si el costo de energía es $CA 6.00/M Btu?

SOLUCION:

1. Reducción en presión $= \dfrac{(125 - 100)\ \text{psig}}{125\ \text{psig}} \times 100 = 20\%$

2. Con este porcentaje, en la Gráfica 2.5 se puede encontrar el porcentaje de reducción en pérdidas de distribución (h_p) correspondiendo en este caso a 7%.

3. Cálculo de pérdidas por radiación y convección:

$$P = \left(\frac{81\ 000\ \text{gal}}{\text{año}} \times 150\ 000\ \frac{\text{Btu}}{\text{gal}} \times 0.8\right) 0.10$$

$$= 972\ \frac{\text{M Btu}}{\text{año}}\ (1\ 026\ \text{GJ/año})$$

4. Porcentaje de horas operables a 100 psig:

$$H = \frac{(5\ 400 - 1\ 000)}{5\ 400\ \text{h/año}}\ \text{h} = 0.81\ (81\%)$$

5. Ahorro de energía $= K_p \times P \times H$

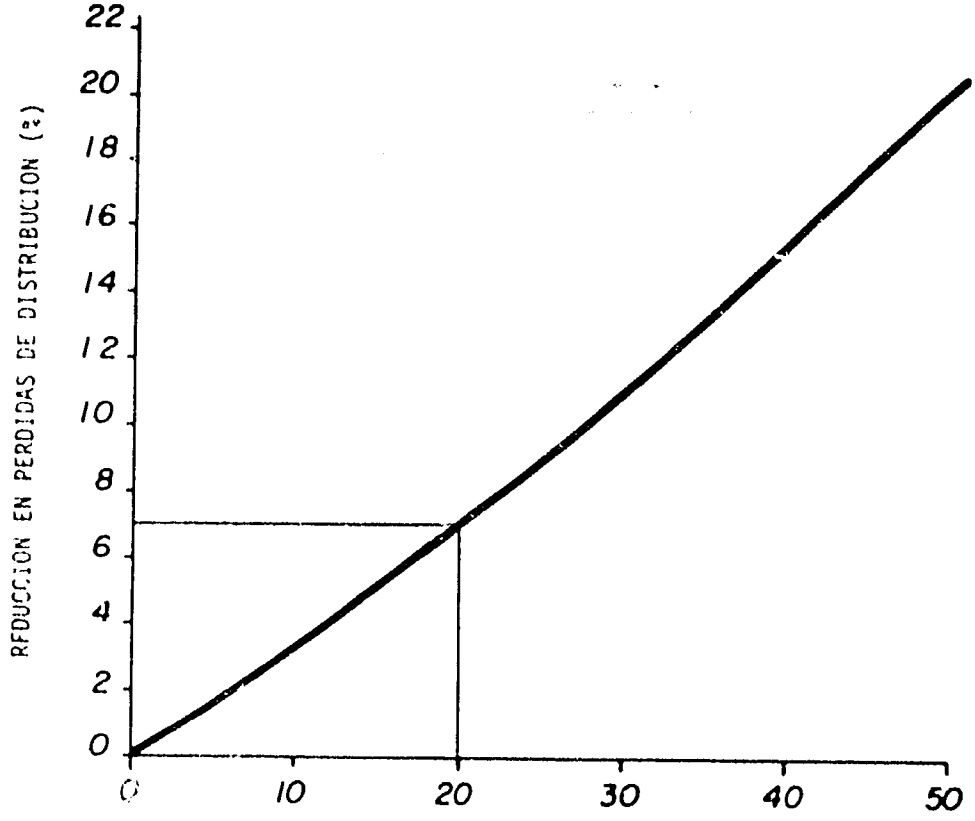
$$0.07\ \left(972\ \frac{\text{M Btu}}{\text{año}} \times 0.81\right) = 55\ \frac{\text{M Btu}}{\text{año}}\ (58\ \text{GJ/año})$$

Ahorro en costo:

$$55\ \frac{\text{M Btu}}{\text{año}} \times \frac{\$\text{CA}\ 6.00}{\text{M Btu}} = \$\text{CA}\ 330/\text{año}$$

Gráfica 2.3

REDUCCION EN PERDIDAS DE DISTRIBUCION
CONTRA REDUCCION EN PRESION



$$\frac{\text{PRESION ACTUAL - PRESION REDUCIDA}}{\text{PRESION ACTUAL}} \times 100$$

2.10 EMPLEO DE LA MAS BAJA PRESION DE VAPOR, PERMISIBLE EN UN EQUIPO.

Generalmente la presión de vapor bajo la cual funciona la mayoría de las unidades de proceso está muy arriba de la presión de vapor que correspondería a la temperatura de operación del equipo. Esto nos lleva a revisar la posibilidad de instalar válvulas que reduzcan la presión de vapor, lográndose así un considerable ahorro de energía. Por otra parte, para una demanda de energía dada, el flujo de vapor requerido por el proceso será menor conforme más baja sea la presión de vapor a que opere el equipo, debido a que el calor latente de vaporización es mayor a más bajas presiones. El ahorro por este concepto es del orden del 7 al 8 por ciento.

Por otra parte, también habrá ahorro de energía debido a que las pérdidas de energía por evaporación instantánea ("flasheo") son menores a más bajas presiones de operación, lo que permitirá que la caldera genere menos cantidad de vapor por unidad de tiempo. El ahorro por este concepto puede llegar hasta cerca del 18 por ciento.

El ahorro total, entonces podrá ser de hasta el 25 por ciento, lo que hace rentable la inversión en equipos con mayor área de transferencia, requerida en operaciones a baja presión de vapor.

Para una estimación del ahorro total esperado, como resultado de operar las unidades del proceso a menores presiones, ver la Gráfica 2.4, la cual indica el porcentaje de ahorro (en libras de vapor por hora), en función de las presiones original y reducida de operación (psig).

***

EJEMPLO 2.13

Un secador de aire forzado para secar madejas de hilo utiliza como medio de calentamiento vapor que fluye a través de un haz de tubos perpendiculares al ducto de aire que entra al secador. Actualmente el vapor fluye a 100 psig.

Se determina por medio de balances de energía (psicrométricos) que el secador puede operar con vapor a 267°F, obteniéndose de esta manera un producto de mejor calidad. Esta nueva temperatura de 267°F corresponde a una presión de vapor de 25 psig. Si el costo del vapor es de $CA 6.00/1 000 lb y el consumo en el equipo es de 4 300 lb vapor/h, y se utiliza éste 4 800 horas por año, calcular el ahorro anual previsto.

SOLUCION:

de Gráfica 2.4

para una reducción en presión de 100 psig a 25 psig, el porcentaje ahorrado de vapor es del 14%.

Vapor ahorrado por año:

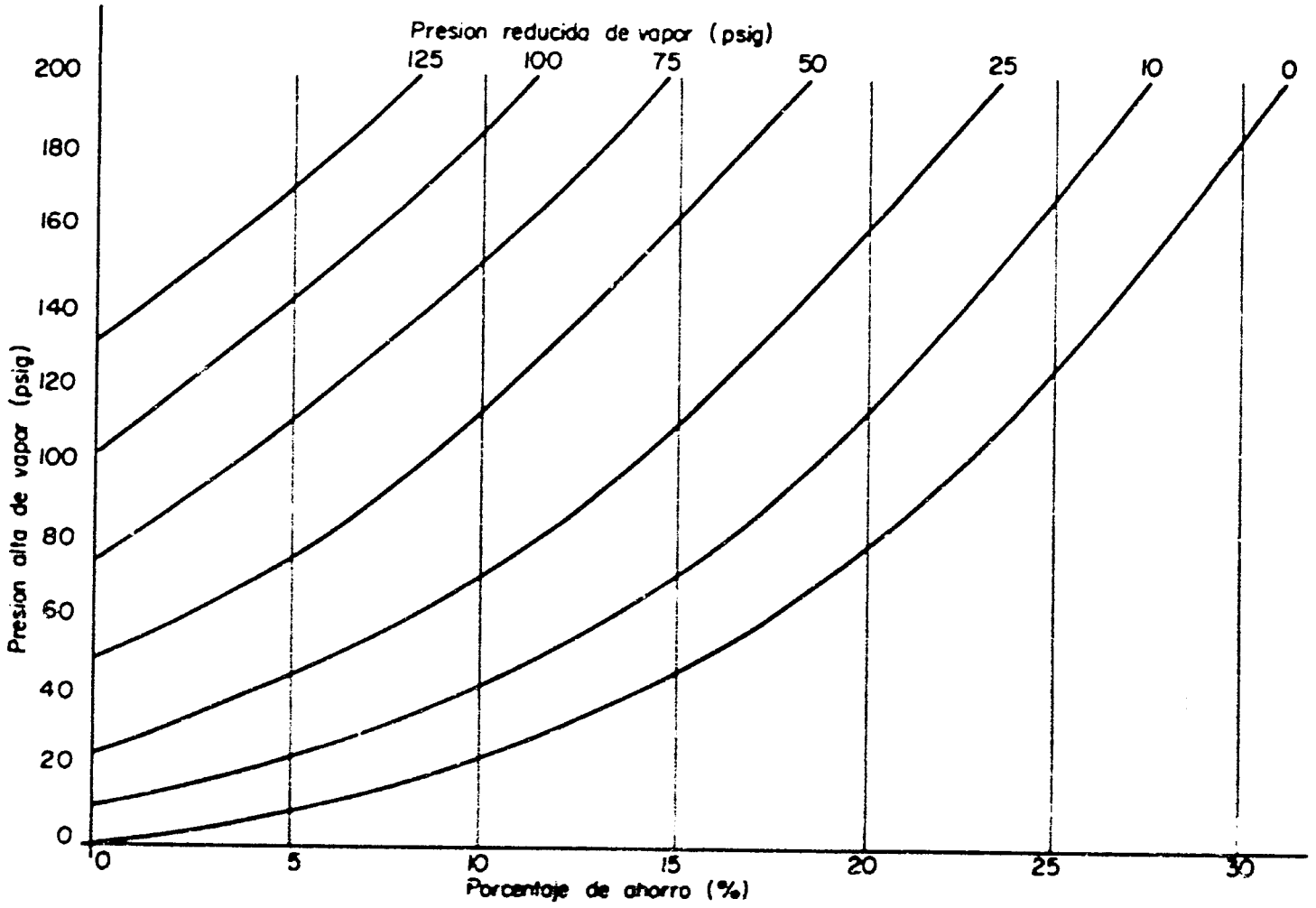
$$4\ 300\ \frac{\text{lb vap.}}{\text{h}} \times \frac{4\ 800\ \text{h}}{\text{año}} \times 0.14 = 2\ 889\ 600\ \frac{\text{lb vap.}}{\text{año}}$$

Ahorro anual:

$$2\ 889\ 600\ \frac{\text{lb vap.}}{\text{año}} \times \frac{\$\text{CA}\ 6.00}{1\ 000\ \text{lb vap.}} = \$\text{CA}\ 17\ 338/\text{año}$$

Grafica 2.4

PORCENTAJE DE AHORRO DE VAPOR AL REDUCIR PRESION EN EQUIPO



2.11 ESQUEMA RESUMIDO SOBRE LOS ASPECTOS QUE INCREMENTAN LA EFICIENCIA EN SISTEMAS DE VAPOR.

La eficiencia de un sistema de vapor se puede mejorar si son atendidos cuidadosamente tres puntos: generación de vapor, distribución de vapor y consumo de vapor.

2.11.1 Generación de vapor

Básicamente la eficiencia de una caldera se mejorará aplicando las siguientes medidas:

- Recuperación de condensado y aislamiento térmico de la línea de retorno.
- Precalentamiento del agua fresca de alimentación con calor residual.
- Tratamiento químico del agua de alimentación a la caldera.
- Regulación y control de flujos de purga del agua de la caldera.
- Reducción del exceso de aire.
- Precalentamiento del aire de combustición con calor residual.
- Precalentamiento y atomización adecuada del combustible.
- Aislamiento térmico del cuerpo de la caldera .
- Ajuste del quemador.
- Ajuste de los controles automáticos de la caldera.
- Regulación de la carga de operación de la caldera.

2.11.2 Distribución del vapor

Para reducir las pérdidas de calor a través de la línea de distribución de vapor, es necesario:

- En instalaciones nuevas, diseñar la red de distribución, eligiendo los diámetros adecuados de tubería, determinando la localización y dimensiones apropiadas de los accesorios de tuberías y distribuyendo físicamente la red de acuerdo al criterio de longitud equivalente mínima.

- Aislar térmicamente las tuberías de vapor y los accesorios de tubería.

- Evitar fugas de vapor.

2.11.3 Consumo del vapor

Cada unidad de proceso deberá operar con eficiencia, siendo necesario revisar fundamentalmente los siguientes aspectos:

- Diseño adecuado del equipo.

- Uso de presiones y temperaturas de vapor adecuadas.

- Aislamiento térmico de áreas del equipo en donde hayan considerables pérdidas de calor por radiación y convección.

- Reutilización del calor residual de flujos de gases de escape, a altas temperaturas, para precalentar aire y/o productos de proceso.

- Especificación de dimensionamiento y ubicación adecuada de las trampas de vapor.

La supervisión continua de los aspectos mencionados en estos tres puntos, así como su soporte mediante un programa riguroso de mantenimiento preventivo-correctivo, hará posible que las plantas industriales reduzcan considerablemente sus costos, permitiéndoles mantenerse en la dinámica competencia económica.

5. AISLAMIENTO

5.1 INTRODUCCION

El aislamiento térmico tiene como funciónprincipal la conservación de energía mediante la utilización para este efecto de material aislante. Este material se utiliza para proveer resistencia al flujo de calor, reduciendo estas pérdidas en los elementos que integran el sistema de vapor, tales como calderas, tuberías, accesorios, tanques y marmitas.

Antes de aislar un sistema se deben resolver dos incógnitas: ¿Qué clase de aislamiento es necesario y en qué cantidad? Al instalar aislamiento se ahorran gastos de inversión porque de esta manera se reduce el tamaño y la capacidad del equipo de calentamiento.

El aislamiento térmico se utiliza para:

- Mantener la temperatura en el sistema.
- Controlar la condensación en las tuberías de vapor.
- Protección del personal.

Dos factores a tomar en cuenta en el aislamiento del sistema son un buen mantenimiento y un diseño adecuado.

Para aislar un sistema adecuadamente se debe tomar en cuenta:

- Costo de combustible.
- Eficiencia de la caldera.
- Temperatura de operación.
- Localización.
- Diámetro de la tubería.
- Largo de la tubería.

Otro factor de importancia que debe tomarse en cuenta es la eficiencia del aislamiento, la cual aparece especificada en catálogos de los fabricantes. Se define como la diferencia entre

la pérdidad de calor a través del tubo desnudo y la que se tiene en el mismo tubo aislado, dividida entre la pérdidad de calor a través del tubo sin aislar.

Los fabricantes reportan tablas de estas eficiencias para varios tamaños y espesores de aislamientos. Sin embargo, estos valores son engañosos, ya que son altos, y lo que parece ser una diferencia pequeña en eficiencia, de únicamente 2% (96 y 94), puede representar un aumento en pérdidas de calor de:

$$(96 - 94/100 - 96) \times (100) = 50\%$$

Los cuadros de pérdidas de calor como se observará en esta sección son mucho más útiles para comparar diversos espesores y clase de aislamientos.

3.2 MATERIALES AISLANTES Y SUS PROPIEDADES

Antes de explicar las propiedades fundamentales de los materiales aislantes se definirá brevemente las tres maneras en que el calor se transfiere a través de ellos.

- Conducción

Es el calor transferido a través de un sólido, debido a un gradiente de temperatura, sin desplazamiento apreciable de partículas.

- Convección

Es el calor transferido por mezcla de una parte de fluido con otra. El movimiento del líquido o gas puede producirse por diferencia de densidades causadas por diferencia de temperatura, o bien producirse el movimiento por medios mecánicos.

- Radiación

Es la transmisión de calor en forma de energía radiante o en ondas de un cuerpo a otro a través de un espacio.

Una de las propiedades más importantes en los materiales aislantes son la conductividad térmica y su estructura.

3.2.1 Conductividad térmica

Una conductividad térmica baja es la propiedad que distingue a un aislante térmico. La conductividad térmica está definida como la razón de calor que fluye a través de la unidad de área de una sustancia bajo la influencia del gradiente de temperatura en la dirección perpendicular al área. Se expresa en Btu/h - pie^2°F (w/m^2°C). Y su efecto se visualiza en la Figura 3.1. Este concepto de conductividad incluye efectos por conducción, convección y radiación y se le denomina también conductividad térmica total. La Gráfica 3.1 muestra la variación de la conductividad térmica total con respecto a la densidad del aislante a tres niveles de temperatura. Se observa que a temperaturas altas incrementa la conductividad, lo que se debe al aumento de la radiación y convección, dentro de los espacios o cavidades del material aislante. Al aumentar la densidad disminuye la conductividad total debido en este caso a que las cavidades o espacios son más pequeños y numerosos, disminuyendo la transferencia por conducción, convección y radiación.

3.2.2 Estructura

Otra importante característica del aislante es la estructura (compactación). Los espacios o bolsas contenidos en el material aislante disminuyen el flujo del calor. Estos espacios o bolsas deben ser suficientemente pequeños para causar resistencia al flujo de aire, de esta manera solamente una pequeña cantidad de calor es transmitida por convección de un lado a otro de los espacios. La transferencia de calor por conducción es también disminuida debido a la distribución tortuosa de la materia sólida del material aislante. El material aislante es también lo suficientemente opaco (reflectivo) como para reducir la transmisión de calor por radiación. Este mecanismo de transferencia de calor a través de la estructura del aislante se presenta en la Figura 3.2.

3.2.3 Humedad

El contenido de humedad en el aislante incrementa la transferencia de calor ya que el agua mezclada con el aislamiento tiene una conductividad térmica de aproximadamente 2 Btu/h pie^2 °F y el aislante seco, una conductividad promedio de 0.3 Btu/h pie^2 °F.

La mayoría de aislantes contienen humedad y cuando están en contacto con superficies calientes, aumenta la presión de vapor en el aislante y escapando ésta a presiones más bajas, como es la del aire ambiente. La presión de vapor que se forma puede ser bastante alta: por ejemplo, la presión de vapor en aire a 100% de humedad relativa a 220°F (104°C) es de 16.8 psia (11 700 kg/m^2). Por supuesto a esta misma temperatura cuando el vapor encuentra un escape y el contenido de humedad del aire caliente es menor, la presión decrece hasta estar en equilibrio con las condiciones del ambiente. En pocas palabras, una superficie caliente seca el aislamiento con el cual está en contacto.

Sin embargo, la humedad siempre está presente en cierta cantidad dependiendo de la temperatura y presión del vapor del aire que lo rodea. Como la presión del aire ambiente está constantemente cambiando debido al clima, esta cantidad de humedad entre el aislamiento y la superficie caliente está cambiando constantemente. A este fenómeno se le llama "el respiro" en aislamiento.

Los aislamientos porosos y que deben ser formados en el lugar, contienen más humedad cuando son aplicados como es el caso del asbesto-cemento. Los aislamientos de celdas herméticas como la fibra de vidrio, como se explicó anteriormente al calentarse la tubería, debido a la presión, el vapor en el aislante es libera-

do. Ahora bien, debido a la capa protectora a exterior del aislante, el vapor en parte es atrapado y se condensará en la superficie interior de la cubierta exterior, oxidándose los sujetadores de metal, alambre o malla hechas de acero o cartón.

3.2.4 Materiales aislantes más comunes en sistemas de vapor

En el Cuadro 3.1 se presentan diversos tipos de aislantes y su aplicación. Los aislantes comúnmente utilizados en sistemas de vapor son:

- fibra de vidrio
- silicato de calcio
- uretano
- asbesto

En el cuadro se observa que la espuma de uretano ofrece una conductividad térmica bastante baja aplicándose este aislante a temperatura moderadamente baja. El uretano es fácil de manejar, su costo de instalación es bajo, bastante liviano y resistente a la penetración de humedad. Es adecuado utilizarlo para aislamiento en tanques y recipientes.

El aislante más común es la fibra de vidrio, para bajas y medianas presiones en sistemas de vapor; es fácil de instalar y posee una moderada conductividad térmica, requiriendo mayor espesor para determinada resistencia a la transferencia de calor respecto a la espuma de uretano. La fibra de vidrio no es combustible y no tiene reactividad química. Este aislante es bueno hasta temperaturas de 900°F (482°C). En la Gráfica 3.2 se presenta la variación de la conductividad térmica de la fibra de vidrio respecto a su temperatura. El tercer tipo de material comúnmente utilizado en sistemas de vapor es el silicato de calcio. Este aislante posee una mayor conductividad térmica requiriendo mayor espesor de aislamiento para determinada retención de calor. Tiene aplicación a temperaturas hasta de 1,200°F (649°C), siendo este material utilizado en sistemas de vapor a alta presión. Es muy resistente a la humedad y cuando se mezcla con pequeñas cantidades de fibra de asbesto, su resistencia aumenta. En la Gráfica 3.3 se presenta la variación de la conductividad térmica respecto a su temperatura.

CUADRO 3.1

CONDUCTIVIDAD TERMICA Y DENSIDAD DE AISLANTES

Materiales de aislantes	Intervalo de temperatura °F	Conductividad Btu - pulg/h-pie^2-°F	Densidad lb/pie^3	Aplicaciones
Espuma de uretano	-270 a 225	0.11 a 0.14	2.0	Tanques y recipientes
Manta de fibra de vidrio	-270 a 450	0.17 a 0.60	0.60 a 3.0	Enfriadores, tanques (calientes y fríos) equipo de proceso
Láminas de elastoméricas	- 40 a 220	0.25 a 0.27	4.5 a 6.0	Tanques y enfriadores
Tableros de fibra de vidrio	ambiente a 850	0.23 a 0.36	1.6 a 6.0	Calderas, tanques e intercambiadores
Tablas y bloques de silicato de calcio	450 a 1 200	0.22 a 0.59	6.0 a 10.0	Calderas, tragantes revestimiento de chimeneas
Bloques de fibra mineral	hasta 1 900	0.36 a 0.90	10.0 a 13.0	Calderas y tanques
Cañuela de fibra de vidrio	-120 a 850	0.20 a 0.31	1.5 a 3.0	Tuberías

Figura 3.1

COMPORTAMIENTO DE LA CONDUCTIVIDAD TERMICA EN UN MATERIAL AISLANTE

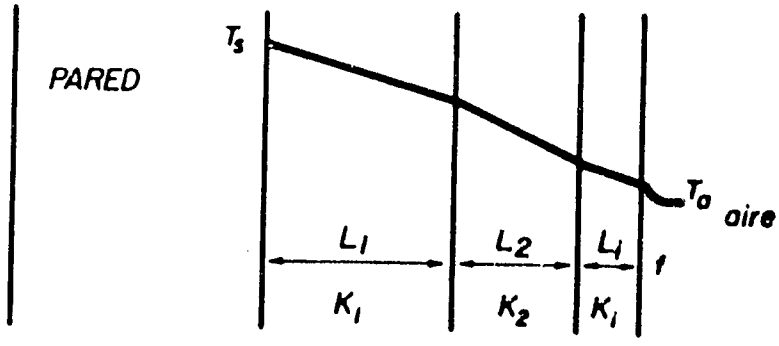
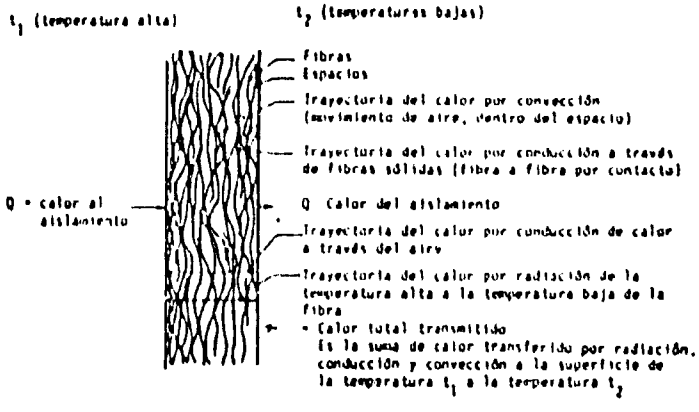


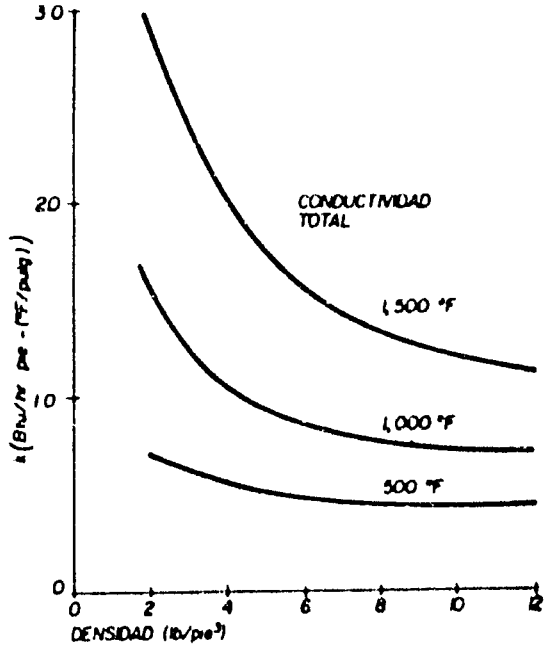
Figura 3.2

FLUJO DE CALOR A TRAVES DE LA ESTRUCTURA DEL AISLAMIENTO



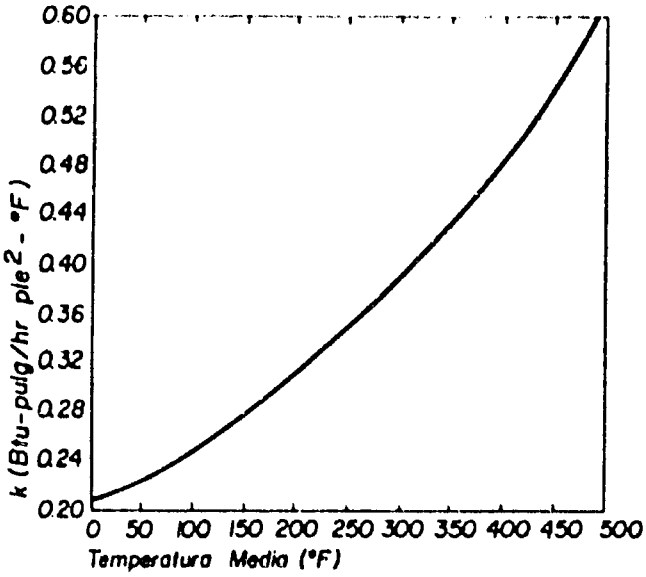
Gráfica 3.1

VARIACION DE LA CONDUCTIVIDAD TERMICA CON RESPECTO A LA DENSIDAD A TRES NIVELES DE TEMPERATURA



Gráfica 3.2

CONDUCTIVIDAD TERMICA CONTRA TEMPERATURA MEDIA PARA AISLAMIENTO DE FIBRA DE VIDRIO PARA TUBERIA



3.3 ESPESOR OPTIMO DE AISLAMIENTO

Anteriormente, el aislamiento era utilizado únicamente para proveer protección al personal de planta y prevenir la condensación y la congelación.

Ahora la situación es diferente, ya que el costo del combustible y el equipo para generar el vapor y transportarlo es elevado. Debido a esta situación se ha definido el espesor óptimo de aislamiento ya que a medida que el espesor aumenta, los costos de las pérdidas de calor disminuyen, en tanto que los costos de aislamiento se incrementan. En la Gráfica 3.4 se visualiza la relación entre los costos de aislamiento y de pérdidas de calor para determinar el costo mínimo de aislamiento.

La curva del costo de aislamiento (A), es afectada por los siguientes factores:

- costo de los materiales
- costo de instalación
- interés y depreciación
- mantenimiento.

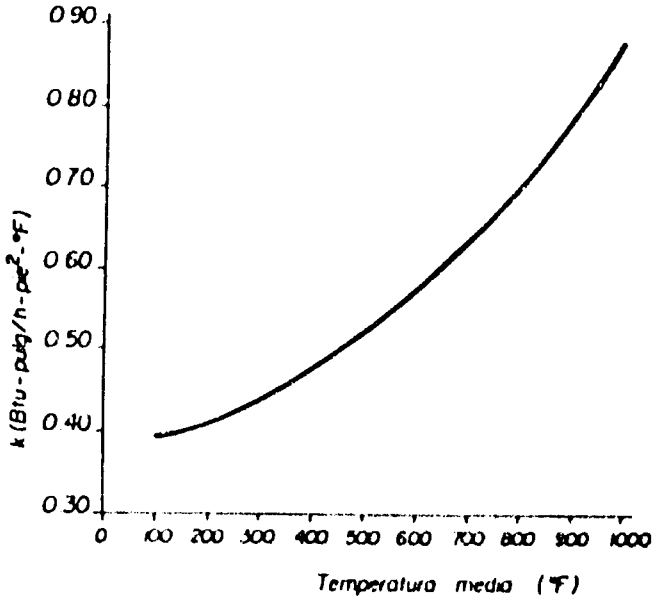
Se observa que el costo varía linealmente respecto al espesor y para obtener el espesor óptimo se necesita determinar el perfil del costo de las pérdidas de calor.

La curva del costo en las pérdidas de calor (B), es afectada por los siguientes factores:

- costo del combustible
- costo de capital del equipo de calentamiento y de distribución
- costo del mantenimiento del equipo
- interes y depreciación
- horas de operación anual.

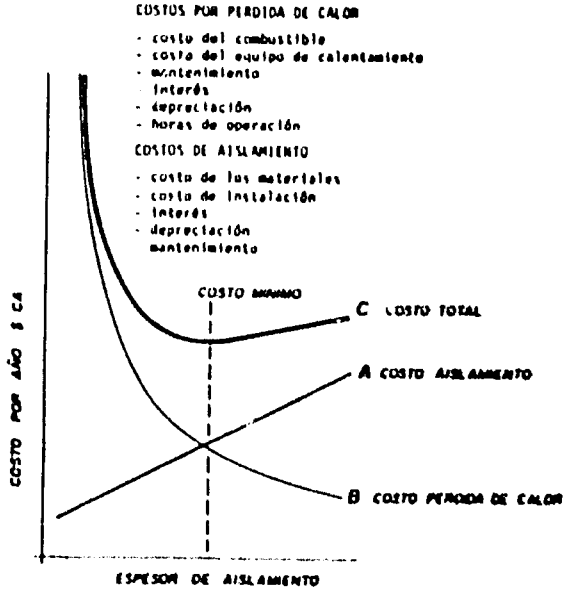
Gráfica 3.3

CONDUCTIVIDAD TERMICA CONTRA TEMPERATURA MEDIA PARA SILICATO DE CALCIO



Gráfica 3.4

ESPESOR ECONOMICO DE AISLAMIENTO



En esta curva se observa que el costo del combustible disminuye drásticamente cuando se aplica una pequeña cantidad de aislamiento a la superficie desnuda. El porcentaje de calor perdido va disminuyendo conforme va aumentando el grosor del aislamiento.

El costo total de la operación de aislar determinado sistema es la suma del costo total de aislamiento más el costo total del calor perdido, lo cual se representa en la curva C.

El costo mínimo total representado en esta curva, es el llamado: "grueso económico de aislamiento" (GEA) y determinando este valor, se tendrá la respuesta a la pregunta: ¿Qué cantidad de aislamiento es el adecuado?

En el manual -"Industrial Insulation"- presentado por "Energy Utilization Department of the Texas Industrial Commission" se encuentra un método para calcular el diámetro óptimo de aislamiento, el cual no forma parte del propósito de este manual.

En la práctica puede utilizarse el Cuadro 3.2 para fibra de vidrio y el Cuadro 3.3 para silicato de calcio, para obtener el espesor óptimo del aislamiento según el diámetro de la tubería y la temperatura.

CUADRO 3.2

ESPESOR RECOMENDADO (pulgadas) POR TIMA-ETI PARA AISLAMIENTO DE FIBRA DE VIDRIO

Diámetro nominal de tubería (pulgadas)	Temperatura de operación (°F)					
	100-199	200-299	300-399	400-499	500-599	600-650
0.50	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
0.75	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.0
1.00	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.0
1.50	1.0	1.5	2.5	3.0	3.0	3.0
2.00	1.0	2.0	3.0	3.0	3.0	3.0
2.50	1.0	2.0	3.0	3.0	3.0	3.5
3.00	1.0	2.0	3.0	3.0	3.0	3.5
4.00	1.5	2.5	3.0	3.0	3.5	4.0
5.00	1.5	2.5	3.0	3.0	4.0	4.5
6.00	1.5	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0
8.00	1.5	3.0	3.0	3.5	4.5	5.0
10.00	1.5	3.0	3.0	4.0	4.5	5.5
12.00	1.5	3.0	3.5	4.0	5.0	5.5
14.00	1.5	3.0	3.5	4.0	5.0	5.5
16.00	1.5	3.0	3.5	4.0	5.0	6.0
18.00	1.5	3.0	3.5	4.5	5.0	6.0
20.00	2.0	3.0	3.5	4.5	5.0	6.0
24.00	2.0	3.0	3.5	4.5	5.0	6.0
30.00	2.0	3.0	4.0	4.5	5.5	6.0
36.00	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	6.0
Superficie plana	2.5	4.5	6.0	7.5	9.0	10.5

Cuadro 3.3

ESPESORES RECOMENDADOS DE AISLAMIENTO DE SILICATO DE CALCIO

Tamaño nominal de tubería pulg	Espesor de aislamiento para un rango de temperatura dada*, pulg			
	150-350°F	351-450°F	451-550°F	551-650°F
1/2	1	1 1/2	2	2
3/4	1	1 1/2	2	2
1	1	1 1/2	2	2
1 1/2	1	1 1/2	2	2
2	1	1 1/2	2	3
3	1	1 1/2	2	3
4	1	1 1/2	2	3
6	1 1/2	2	2 1/2	3 1/2
8	1 1/2	2	2 1/2	3 1/2
10	1 1/2	2 1/2	3	3 1/2
12	1 1/2	2 1/2	3	3 1/2
14	1 1/2	2 1/2	3	3 1/2
16	1 1/2	2 1/2	3	4

* Basado en: Temperatura exterior = 70 °F

3.4 TRANSFERENCIA DE CALOR Y CALCULO DEL AHORRO EN SISTEMAS DE VAPOR AISLADOS

En esta sección se presentará una introducción a las diferentes formas en que se transmite el calor en los sistemas aislados (secciones 3.4.1, 3.4.2, 3.4.3), luego se presentan estas formas combinadas de transferencia de calor aplicados a sistemas de vapor y condensado (sección 3.5).

3.4.1 Transferencia de calor por conducción:

La conducción es el proceso mediante el cual el calor es transferido a través de un cuerpo sólido, debido a un gradiente de temperatura, sin desplazamiento apreciable de las partículas.

Se explicará la transferencia de calor por conducción a través de paredes y cilindros.

3.4.1.1 Paredes planas

Si una plancha aislada está expuesta a calentamiento, el calor fluirá a través de la plancha del lado caliente al lado frío. Para determinar la cantidad de calor que fluye por unidad de área superficial es necesario conocer:

1) La diferencia de temperatura que existe entre la pared del tubo y la sección exterior del material aislante o la temperatura ambiente.

2) La conductividad térmica k del material o materiales a través de los cuales fluye el calor, expresado en Btu/h pie^2 (°F/pulg de espesor) (W/m °C).

3) Espesor de los diferentes materiales por los que fluye el calor.

La ecuación que relaciona estos parámetros (Ley de Fourier) es la siguiente:

$$Q = \frac{T1-Ta}{1/k + 1/f} = \frac{\Delta T}{R + Rs} = \frac{T1-Ts}{1/k} = \frac{T1-Ta}{1/f}$$

Q = flujo del calor, expresado en Btu/hr-pie^2 (W/m^2)

ΔT = diferencia de temperatura entre el lado caliente (T_1) y la temperatura ambiente (T_a) expresado en °F (°C)

T_1 = temperatura del lado caliente

T_a = temperatura del ambiente

T_s = temperatura de la superficie del ambiente

l = espesor del aislante, expresado en pulg (mm)

k = conductividad térmica a temperatura media $(T_1 + T_s)/2$, expresada en Btu pulg espesor/h pie^2°F (W/m°C). Se presentan valores de conductividad térmica en el Cuadro 3.1, Gráficas 3.2 y 3.3.

R = resistencia térmica del aislante.

Rs = resistencia térmica del aire, la cual es función de la temperatura de operación, resistencia del aislante, velocidad del viento, y emisividad, presentándose ésta en el Cuadro 3.4. Para fines menos minuciosos podrá utilizarse el Cuadro 3.5, en la cual F es válido para superficies que se encuentran en superficies cercanas a la temperatura del ambiente.

Esta ecuación puede usarse para calcular el espesor de aislamiento para tanques grandes y recipientes. El concepto de transferencia de calor por conducción a través de una pared está esquematizado en la Figura 3.3a.

•••

EJEMPLO 3.1

Un horno de bandejas para la elaboración de pasteles opera a 300°F y la temperatura en la parte exterior del aislamiento es de 70°F. Está aislado con 3 pulgadas de fibra de vidrio. El horno posee 100 pie^2 de superficie y opera 4 800 horas por año. Calcular el calor transferido al exterior por año.

SOLUCION:

Cálculo de la conductividad térmica:

$(300 + 70)/2 = 185°F \quad (85°C)$

de Gráfica 3.2 a 185°F

$$k = 0.30 \frac{\text{Btu-pulg}}{\text{h pie}^2\,°F} \quad (0.043\ W/m\ °C)$$

Cálculo del calor perdido:

$$Q = \frac{(T1-Ts)}{1/k}$$

$$Q = \frac{(300-70)°F}{\dfrac{3\ \text{pulg}}{0.30} \quad \dfrac{\text{h pie}^2\,°F}{\text{Btu-pulg}}} = 23 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2} \quad (725\ W/h\ m^2)$$

Cálculo del calor perdido por año:

$$23 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2} \times 100\ \text{pie}^2 \times \frac{4\ 800\ \text{h}}{\text{año}}$$

$$= 11.04 \frac{\text{M Btu}}{\text{año}} \quad (11.65\ GJ/año)$$

3.4.1.2 Paredes planas con varias capas de aislamiento

En el caso de un sistema aislado con varias capas de aislamiento, la ecuación a utilizar es la siguiente:

CUADRO 3.4

RESISTENCIA DEL AIRE - VALORES DE $\frac{1}{f}$ (R_s)

Emitancia	Veloc. viento MPH	Resistencia aislamiento Min	Max	Temperatura de operación (t_1) °F 200	250	300	350	400	500	600	700	800	900	1000
1.0	0 convección natural	1.0	2.5	0.81	0.58	0.55	0.54	0.51	0.48	0.46	0.44	0.42		
		2.5	5.0	0.86	0.63	0.60	0.59	0.55	0.54	0.52	0.49	0.47	0.46	0.45
		5.0	10.0	0.89	0.65	0.63	0.61	0.59	0.58	0.56	0.54	0.52	0.51	0.50
		10.0	15.0	0.72	0.69	0.67	0.65	0.63	0.61	0.59	0.58	0.57	0.56	0.55
		15.0	20.0	0.77	0.72	0.69	0.67	0.65	0.63	0.62	0.61	0.60	0.59	0.58
		20.0	25.0	0.80	0.76	0.72	0.69	0.66	0.65	0.64	0.63	0.62	0.60	0.59
	2	1.0	2.5	0.48	0.46	0.44	0.43	0.41	0.39	0.37	0.36	0.35		
		2.5	5.0	0.50	0.48	0.46	0.45	0.42	0.41	0.40	0.39	0.38	0.37	0.37
		5.0	10.0	0.56	0.52	0.50	0.49	0.47	0.45	0.44	0.43	0.42	0.41	0.40
		10.0	15.0	0.60	0.56	0.53	0.52	0.50	0.48	0.47	0.46	0.45	0.44	0.43
		15.0	20.0	0.62	0.60	0.57	0.55	0.54	0.52	0.50	0.48	0.47	0.46	0.45
		20.0	25.0	0.64	0.62	0.60	0.58	0.56	0.54	0.52	0.50	0.48	0.48	0.47
	4	1.0	2.5	0.41	0.39	0.37	0.36	0.34	0.32	0.31	0.30	0.29		
		2.5	5.0	0.44	0.42	0.41	0.39	0.37	0.36	0.35	0.33	0.32	0.32	0.31
		5.0	10.0	0.48	0.46	0.44	0.43	0.41	0.40	0.38	0.37	0.36	0.36	0.35
		10.0	15.0	0.53	0.51	0.48	0.47	0.45	0.43	0.42	0.41	0.40	0.39	0.38
		15.0	20.0	0.55	0.53	0.51	0.49	0.47	0.45	0.43	0.42	0.42	0.41	0.40
		20.0	25.0	0.56	0.54	0.53	0.51	0.48	0.46	0.44	0.43	0.42	0.42	0.42
	8	1.0	2.5	0.34	0.33	0.31	0.30	0.28	0.27	0.26	0.25	0.26		
		2.5	5.0	0.38	0.36	0.34	0.32	0.31	0.29	0.28	0.28	0.27	0.27	0.26
		5.0	10.0	0.43	0.40	0.38	0.36	0.34	0.33	0.32	0.31	0.30	0.30	0.29
		10.0	15.0	0.45	0.43	0.41	0.38	0.37	0.36	0.35	0.34	0.33	0.33	0.32
		15.0	20.0	0.46	0.44	0.43	0.41	0.39	0.38	0.37	0.36	0.35	0.34	0.33
		20.0	25.0	0.48	0.46	0.45	0.43	0.41	0.39	0.38	0.37	0.36	0.36	0.35
	12	1.0	2.5	0.30	0.29	0.28	0.27	0.26	0.24	0.24	0.23	0.23		
		2.5	5.0	0.33	0.32	0.30	0.29	0.28	0.26	0.26	0.25	0.24	0.24	0.23
		5.0	10.0	0.36	0.36	0.33	0.32	0.31	0.29	0.29	0.29	0.28	0.28	0.27
		10.0	15.0	0.41	0.38	0.37	0.36	0.33	0.32	0.31	0.30	0.30	0.29	0.29
		15.0	20.0	0.42	0.40	0.39	0.38	0.36	0.34	0.32	0.31	0.31	0.30	0.30
		20.0	25.0	0.43	0.41	0.40	0.39	0.37	0.36	0.35	0.32	0.32	0.32	0.31
	20	1.0	2.5	0.26	0.25	0.24	0.23	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19		
		2.5	5.0	0.29	0.27	0.26	0.25	0.24	0.23	0.22	0.21	0.21	0.20	0.20
		5.0	10.0	0.33	0.31	0.29	0.28	0.26	0.25	0.25	0.24	0.24	0.23	0.23
		10.0	15.0	0.36	0.34	0.32	0.31	0.29	0.27	0.27	0.26	0.25	0.25	0.24
		15.0	20.0	0.38	0.36	0.34	0.33	0.31	0.29	0.28	0.27	0.26	0.26	0.25
		20.0	25.0	0.40	0.38	0.36	0.34	0.32	0.30	0.29	0.28	0.27	0.27	0.27
0.8	0 convección natural	1.0	2.5	0.65	0.61	0.59	0.56	0.53	0.50	0.48	0.47	0.46		
		2.5	5.0	0.68	0.63	0.61	0.59	0.56	0.54	0.52	0.51	0.50	0.49	0.48
		5.0	10.0	0.72	0.69	0.68	0.63	0.62	0.60	0.58	0.57	0.56	0.55	0.54
		10.0	15.0	0.77	0.75	0.72	0.69	0.67	0.66	0.64	0.63	0.61	0.59	0.58
		15.0	20.0	0.80	0.77	0.74	0.72	0.70	0.68	0.67	0.66	0.65	0.64	0.63
		20.0	25.0	0.83	0.79	0.76	0.74	0.72	0.70	0.69	0.68	0.67	0.66	0.65
	2	1.0	2.5	0.50	0.47	0.45	0.43	0.41	0.39	0.37	0.36	0.36		
		2.5	5.0	0.52	0.50	0.49	0.47	0.44	0.43	0.41	0.40	0.39	0.38	0.38
		5.0	10.0	0.58	0.54	0.52	0.51	0.49	0.47	0.46	0.45	0.44	0.43	0.42
		10.0	15.0	0.63	0.59	0.56	0.54	0.52	0.51	0.49	0.48	0.47	0.46	0.45
		15.0	20.0	0.63	0.61	0.60	0.58	0.54	0.53	0.51	0.50	0.49	0.48	0.47
		20.0	25.0	0.67	0.64	0.61	0.59	0.56	0.55	0.53	0.52	0.51	0.50	0.49
	4	1.0	2.5	0.42	0.40	0.38	0.36	0.34	0.32	0.31	0.31	0.30		
		2.5	5.0	0.45	0.43	0.41	0.40	0.38	0.37	0.35	0.34	0.33	0.33	0.32
		5.0	10.0	0.50	0.48	0.46	0.44	0.42	0.41	0.40	0.39	0.38	0.37	0.36
		10.0	15.0	0.56	0.53	0.49	0.46	0.44	0.43	0.42	0.41	0.41	0.40	0.39
		15.0	20.0	0.58	0.56	0.52	0.50	0.47	0.46	0.45	0.44	0.43	0.42	0.41
		20.0	25.0	0.63	0.59	0.55	0.53	0.49	0.47	0.46	0.45	0.44	0.43	0.42
0.8	8	1.0	2.5	0.36	0.34	0.33	0.30	0.28	0.27	0.26	0.26	0.26		
		2.5	5.0	0.39	0.37	0.35	0.34	0.32	0.31	0.30	0.29	0.28	0.27	0.27
		5.0	10.0	0.44	0.41	0.39	0.37	0.35	0.34	0.33	0.32	0.31	0.31	0.30
		10.0	15.0	0.46	0.44	0.42	0.41	0.38	0.37	0.36	0.35	0.34	0.33	0.33
		15.0	20.0	0.48	0.46	0.45	0.43	0.41	0.39	0.38	0.37	0.36	0.35	0.35
		20.0	25.0	0.50	0.48	0.47	0.45	0.42	0.40	0.39	0.38	0.37	0.36	0.36
	12	1.0	2.5	0.31	0.29	0.28	0.27	0.25	0.24	0.24	0.24	0.23		
		2.5	5.0	0.35	0.33	0.31	0.30	0.28	0.27	0.26	0.25	0.25	0.24	0.24
		5.0	10.0	0.39	0.37	0.35	0.34	0.32	0.31	0.30	0.29	0.28	0.28	0.27
		10.0	15.0	0.42	0.40	0.38	0.37	0.35	0.34	0.33	0.32	0.31	0.30	0.30
		15.0	20.0	0.44	0.42	0.40	0.38	0.37	0.35	0.34	0.33	0.32	0.32	0.31
		20.0	25.0	0.45	0.43	0.41	0.40	0.38	0.36	0.35	0.34	0.34	0.33	0.32
	20	1.0	2.5	0.27	0.26	0.24	0.23	0.22	0.21	0.20	0.20	0.20		
		2.5	5.0	0.30	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24	0.23	0.22	0.22	0.21	0.21
		5.0	10.0	0.34	0.32	0.31	0.29	0.27	0.26	0.25	0.24	0.24	0.24	0.23
		10.0	15.0	0.37	0.35	0.33	0.32	0.30	0.29	0.28	0.27	0.26	0.26	0.25
		15.0	20.0	0.39	0.37	0.35	0.33	0.32	0.30	0.29	0.28	0.27	0.27	0.26
		20.0	25.0	0.41	0.38	0.36	0.35	0.33	0.32	0.30	0.29	0.28	0.28	0.26

CUADRO 3.5

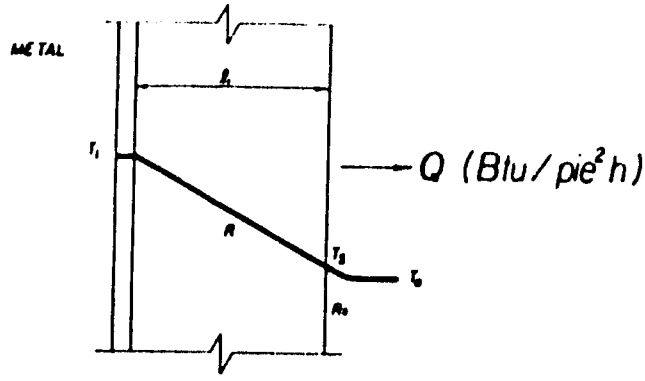
Coeficiente de conductividad de película de aire - f

Superficie	$\frac{Btu}{h\ pie^2 °F}$	$W/m^2 °C$
Superficie vertical	1.46	8.29
Superficie horizontal Transmisión hacia abajo	1.08	6.13
Superficie horizontal Transmisión hacia arriba	1.63	9.26
Tubería	1.65	9.37

Todos los valores son para aire sin movimiento y no incluyen pérdidas por radiación. Son válidos para superficies que se encuentran en edificios y cerca de la temperatura ambiente. Para instalaciones exteriores, se pueden multiplicar los valores del cuadro por 3 para una estimación de f.

Figura 3.3a

FLUJO DE CALOR POR CONDUCCION A TRAVES DE UNA CAPA DE AISLAMIENTO

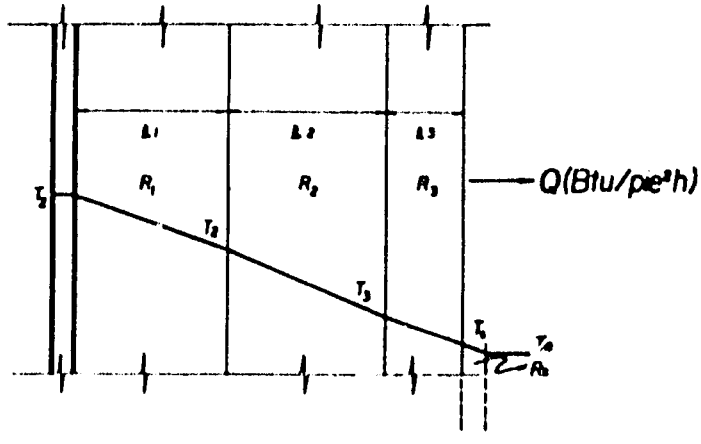


TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCION:

$$Q = \frac{T_1 - T_a}{1/k + 1/f}$$

Figura 3.3b

FLUJO DE CALOR POR CONDUCCION A TRAVES DE VARIAS CAPAS DE AISLAMIENTO



TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCION:

$$Q = \frac{T_1 - T_a}{\frac{\ell_1}{k_1} + \frac{\ell_2}{k_2} + \frac{\ell_3}{k_3} + 1/f}$$

$$Q = \frac{T_1 - T_a}{\frac{l_1}{k_1} + \frac{l_2}{k_2} + \frac{l_3}{k_3} + 1/f} = \frac{\Delta T}{R_1 + R_2 + R_3 + R_s}$$

$$= \frac{T_1 - T_s}{l_1/k_1 + l_2/k_2 + l_3/k_3} = \frac{T_s - T_a}{1/f}$$

Este concepto de transferencia de calor por conducción a través de varias paredes está esquematizado en la Figura 3.3b.

3.4.1.3 Cilindros

Considerando una sección transversal de un cilindro de un material de conductividad térmica k con un radio interior R_1 y radio exterior R_3 con una temperatura interior T_1 y temperatura exterior T_3, asumiendo que $T_1 > T_3$, el calor fluirá del interior al exterior del cilindro. La ecuación que se explica a este modelo es la correspondiente a sistemas planos, únicamente que en este caso se aplica el término de espesor equivalente.

$$\text{espesor equivalente} = R_s \ln \frac{R_s}{R_1}$$

Este es el espesor que al aplicarlo a la ecuación correspondiente a una pared plana, expresa la cantidad de calor que fluye a través del cilindro. La resistencia que ofrece el aire es función de la temperatura de operación, resistencia del aislante, velocidad del viento y emisividad, presentándose ésta en el Cuadro 3.4. De tal forma que la ecuación de transferencia a través de una sección circular será:

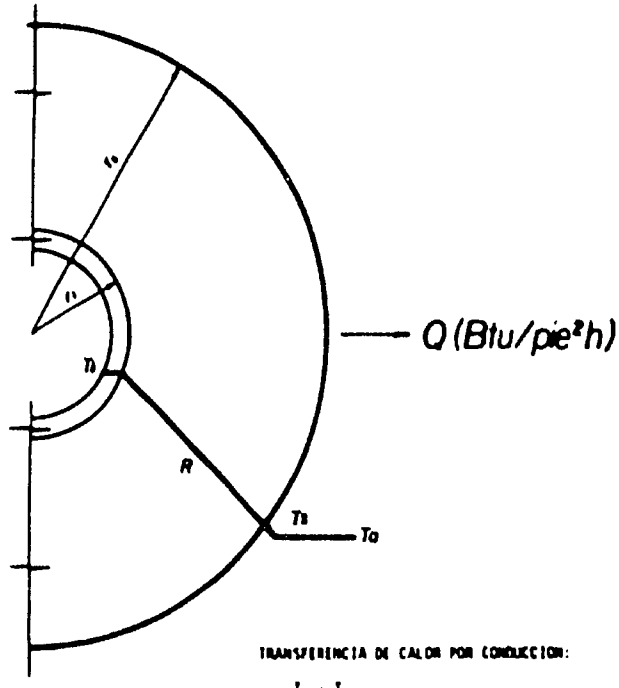
$$Q = \frac{T_1 - T_a}{\frac{r_3 \ln(r_3/r_1)}{k} + 1/f} = \frac{\Delta T}{R + R_s}$$

El concepto de transferencia de calor a través de una sección circular se presenta en la Figura 3.4a.

■■■

Figura 3.4a

FLUJO DE CALOR POR CONDUCCION A TRAVES DE UNA CAPA CIRCULAR DE AISLAMIENTO



TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCION:

$$Q = \frac{T_i - T_o}{\dfrac{r_s \ln\left(\dfrac{r_s}{r_i}\right)}{k} + 1/f}$$

EJEMPLO 3.2

Una tubería NPS de 2 pulgadas, cuyo largo es de 50 pies, se aisla con fibra de vidrio de 2 1/2 pulgadas de espesor. La temperatura interior de la tubería es de 350°F y la de la superficie del aislamiento de 100°F. Calcular el calor transferido al exterior en Btu/h.

SOLUCION:

De Cuadro 3.6 para tubería de 2 pulgadas:

diámetro exterior = 2.375 pulgadas (60 mm)

$r_1 = 2.375/2 = 1.1\ 875, \qquad r_3 = 1.1\ 875 + 2.5 = 3.6\ 875$

Cálculo de la conductividad térmica:

$(350 + 100)/2 = 225°F$

de Gráfica 3.2

$$k = 0.37 \frac{\text{Btu pulgadas espesor}}{\text{h pie}^2\,°\text{F}} \left(0.053 \frac{\text{W}}{\text{m°C}}\right)$$

Cálculo del calor perdido:

$$Q = \frac{(350-100)°\text{F}\ 0.37 \qquad \text{Btu pulgadas}}{3.6875\ \text{h}\left(\frac{3.6875}{1.1875}\right)\text{pulgadas}\ \ \text{h pie}^2\,°\text{F}}$$

$$= 22.14 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2} \left(70 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}\right)$$

Area superficial externa del tubo aislado:

$$\frac{2 \times 3.1416 \times (1.1875 \times 2.5)}{12} = 1.93 \ \frac{pie^2}{pie\ lineal}$$

$$22.14 \ \frac{Btu}{h\ pie^2} \times \frac{1.93\ pie^2}{pie\ lineal} \times 50\ pie\ lineal\ (0.179\ \frac{m^2}{m\ lineal})$$

$$= 2\ 137\ \frac{Btu}{h}\ (626\ W)$$

En el caso de un sistema de aislamiento consistente por varias capas de aislamiento, la ecuación a utilizar es la siguiente:

$$Q = \frac{T_1 - T_a}{\frac{R_s \ln \frac{R_2}{R_1}}{k_1} + \frac{R_s \ln \frac{R_3}{R_2}}{k_2} + \frac{R_s \ln \frac{R_s}{R_3}}{k_3} + 1/f}$$

$$= \frac{\Delta T}{R_1 + R_2 + R_3 + 1/f} = \frac{T_1 - T_s}{\frac{R_s \ln \frac{R_2}{h}}{k_1} + \frac{R_s \ln (\frac{R_3}{R_2})}{k_2} + \frac{R_s \ln (\frac{R_s}{R_3})}{k_3}}$$

$$= \frac{T_s - T_a}{1/f}$$

El concepto de transferencia de calor por conducción a través de varias capas circulares se representa en la Figura 3.4b.

CUADRO 3.6

AREAS, TAMAÑOS Y CAPACIDADES DE TUBERIA ESTANDAR "NPS" (TODAS LAS DIMENSIONES Y PESOS SON NOMINALES)

Nom Size in.	Diameter, in. External	Diameter, in. Internal	Thickness in.	Circumference in. External	Circumference in. Internal	Transverse area, sq in. External	Transverse area, sq in. Internal	External surface area sq ft/lin ft of pipe	Length of pipe contain sq cu ft	wt of water per foot, lb
1/8	0.405	0.269	0.068	1.272	0.845	0.129	0.057	[illegible]	2533.775	0.025
1/4	0.540	0.364	0.088	1.696	1.144	0.229	0.104	0.1414	1382.789	0.045
3/8	0.675	0.493	0.091	2.121	1.548	0.358	0.191	0.1767	754.380	0.003
1/2	0.840	0.622	0.109	2.638	1.954	0.554	0.304	0.220	473.908	0.132
3/4	1.050	0.824	0.113	3.298	2.589	0.866	0.533	0.275	270.024	0.231
1	1.315	1.049	0.133	4.131	3.296	1.358	0.861	0.344	166.610	0.375
1¼	1.660	1.380	0.140	5.215	4.335	2.164	1.495	0.436	96.275	0.59
1½	1.900	1.610	0.145	5.550	5.058	2.835	2.036	0.498	70.733	0.88
2	2.375	2.067	0.154	7.461	6.494	4.430	3.356	0.622	42.913	1.45
2½	2.875	2.469	0.203	9.032	7.757	6.492	4.788	0.753	30.077	2.07
3	3.500	3.068	0.216	10.996	9.638	9.621	7.393	0.917	19.478	3.10
3½	4.000	3.548	0.226	12.566	11.146	12.566	9.886	1.047	14.866	4.28
4	4.500	4.026	0.237	14.137	12.648	15.904	12.730	1.178	11.512	5.50
4½	5.000	4.506	0.247	15.708	14.156	19.635	15.947	1.3089	9.030	6.91
5	5.563	5.047	0.258	17.477	15.856	24.306	20.006	1.4566	7.198	8.67
6	6.625	6.065	0.280	20.813	19.064	34.472	28.891	1.7354	4.984	12.51
7	7.625	7.023	0.301	23.955	22.063	45.664	38.738	1.996	3.717	16.80
8	8.625	8.071	0.277	27.096	25.356	58.426	51.161	2.2360	2.815	22.18
8	8.625	7.981	0.322	27.096	25.073	58.426	50.027	2.2058	2.878	21.70
9	9.625	8.941	0.342	30.238	28.088	72.760	62.794	2.5230	2.394	27.20
10	10.750	10.192	0.279	33.772	32.019	90.763	81.533	2.8174	1.966	28.37
10	10.750	10.136	0.307	33.772	31.843	90.763	80.691	2.8164	1.836	34.50
10	10.750	10.020	0.365	33.772	31.479	90.763	78.866	2.8164	1.826	34.20
11	11.750	11.000	0.375	36.914	34.558	108.434	95.033	3.646	1.918	41.20
12	12.750	12.090	0.330	40.055	37.992	127.676	114.802	3.338	1.394	49.70
12	12.750	12.000	0.375	40.055	37.699	127.676	113.097	3.338	1.273	50.00

3.4.2 Transferencia de calor por convección

Es el calor transferido por mezcla de una parte del fluido con otra. Este mecanismo puede transferirse por convección natural o convección forzada.

- Transferencia de calor por convección natural:

  Se lleva a cabo cuando el movimiento del líquido o gas se produce por diferencia de densidades causado por un gradiente de temperatura.

- Transferencia de calor por convección forzada:

  Se lleva a cabo cuando el movimiento del líquido o gas se produce por medios mecánicos.

Desde el punto de vista de ahorro de energía es necesario determinar la cantidad de calor por convección que se pierde en los alrededores del sistema a través del aire circundante.

Para tuberías de vapor y condensado donde no existe corriente de aire en los alrededores se utiliza la ecuación de Langmuir en la siguiente forma:

$$Q_{cn} = 0.296\ (T_s - T_a)^{5/4}$$

donde:

Q_{cn} = Calor transferido por convección natural, expresado en Btu/pie^2

Ts = Temperatura de la superficie, expresada en °F

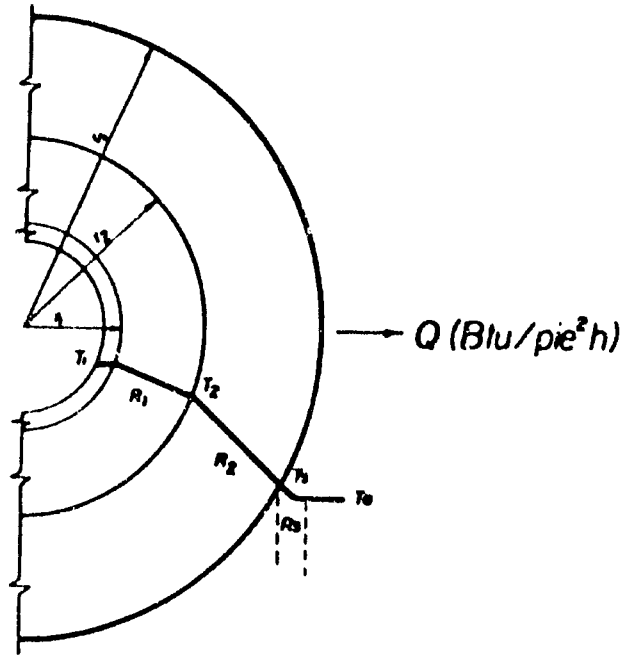
Ta = Temperatura del aire ambiente, expresada en °F

Para tuberías de vapor y condensado donde existe viento en los alrededores, se aplica la ecuación de Langmuir corregida, debido a la convección forzada:

$$Q_{cf} = 0.296\ (T_s - T_a)^{5/4} \sqrt{\frac{V + 68.9}{68.9}}$$

Figura 3.4b

FLUJO DE CALOR POR CONDUCCION A TRAVES DE VARIAS CAPAS CIRCULARES DE AISLAMIENTO



TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCION

$$Q = \frac{T_1 - T_a}{\frac{r_1 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_1} + \frac{r_2 \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_2} + 1/f}$$

donde:

Q_{cf} = calor transferido por convección forzada, expresado en Btu/pie^2

V = velocidad del aire, expresada en pie/min

3.4.3 Transferencia de calor por radiación

Es la transmisión de calor en forma de energía radiante o en ondas de un cuerpo a otro a través de un espacio. O sea que cuando el calor es transferido sin la ayuda de un medio transportador, el calor se transmite por radiación térmica.

Todas las substancias arriba de la temperatura cero absoluto irradian calor y absorben calor de otros objetos, o sea que son absorbedores y emisores de radiación.

Las consideraciones termodinámicas muestran que un radiador ideal o cuerpo negro emitirá energía a una razón proporcional con la temperatura absoluta del cuerpo elevada a la cuarta potencia. Cuando dos cuerpos intercambian calor por radiación, el intercambio neto de calor es entonces proporcional a la diferencia en T^4.

Esta transferencia de calor por radiación es calculada por medio de la siguiente ecuación (ecuación de Langmuir y Stefan Boltzman):

$$Q_r = 0.174 \left[\left(\frac{T_s + 460}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_a + 460}{100}\right)^4 \right]$$

Donde:

Q_r = Calor transmitido por radiación, expresado en Btu/h pie^2

E = Emitancia superficial

T_s = Temperatura absoluta de la superficie caliente expresada en °F

T_a = Temperatura absoluta del aire ambiente, expresada en °F

3.5 TRANSFERENCIA COMBINADA DE CALOR EN SISTEMAS DE VAPOR Y CONDENSADO

En sistemas de vapor y condensado la transferencia de calor se lleva a cabo por conducción, convección y radiación.

Al aislar nuestro sistema de vapor y condensado se consiguen ahorros del orden de 85 al 95% en relación a la superficie desnuda. Usualmente se aislan las tuberías, depósitos, accesorios con un espesor que oscila entre 1 a 3 pulg (25.4 mm a 76.2 mm) de aislamiento.

En estos sistemas el fluido caliente ya sea a través de una tubería de vapor o condensado, y tanques, se transfiere calor por convección hacia la pared que contiene el fluido; luego a través de la pared metálica y aislante se transfiere el calor por conducción y este calor es transferido al aire por convección y radiación.

A través de esta sección se considerarán los ahorros en energía aislando calderas, tuberías de vapor, condensado y combustible, tanques de condensado, como también ahorros en el aislamiento de accesorios.

Para estos cálculos se utilizarán las siguientes ecuaciones, que se mencionaron anteriormente:

3.5.1 Superficies aisladas

- Geometría plana:

Como es el caso de paredes de hornos, tanques de condensado, recubrimiento en calderas, depósitos termostatizados, ductos, etc., se aplicará la ecuación:

$$Q = \frac{T_1 - T_a}{1/K + 1/f} = \frac{T_1 - T_a}{1/K} \quad \text{(ver inciso 3.4.1)}$$

- Geometría circular:

Como es el caso de las líneas de vapor y condensado, se aplicará la ecuación:

$$Q = \frac{T_1 - T_a}{\dfrac{r_s \ln (r_s/r_1)}{K} + \dfrac{1}{f}} = \frac{T_1 - T_s}{\dfrac{r_s \ln (r_s/r_1)}{K}} \quad \text{(ver inciso 3.4.1)}$$

f se deberá calcular dependiendo de la temperatura que se tiene a disposición ya que tomando en cuenta la temperatura del tubo (T_1) y la temperatura de la superficie exterior del aislamiento no se necesita obtener f.

Para el cálculo de f se puede utilizar el Cuadro 3.5 con bastante exactitud para condiciones de aire estacionario o poco viento; de lo contrario se utilizará el Cuadro 3.4, estando f como una función de la resistencia del aislante, velocidad del viento, temperatura de operación (del tubo) y emisividad del aislante que para fines prácticos se considerarán igual a 0.9, a menos que el aislante está protegido con un recubrimiento especial de baja emisividad, la cual se buscará en el Cuadro 3.8.

3.5.2 Superficies desnudas

Ya sea para paredes de hornos, tanques de condensado, calderas, depósitos, ductos, tuberías de vapor y condensado se aplicará la siguiente ecuación:

$$Q = UA\Delta T$$

Donde:

Q = Pérdida de calor, expresada en Btu/h (W/m)

U = Coeficiente global de transmisión de calor, expresado en Btu/ h pie^2 °F (W/m^2 °C) (Cuadro 3.7)

A = Area de transferencia de calor basada en el lado exterior del tubo expresada en pie^2 de la superficie

ΔT = Diferencia de temperatura entre la superficie y el ambiente.

Esta ecuación se aplicará con bastante exactitud en ambientes con temperatura normal y aire estancado o con poca velocidad.

Para condiciones especiales en las cuales existen temperaturas ambientales excesivamente calientes o climas muy fríos sometidos ambos a velocidades de viento considerables, deberá aplicarse la siguiente ecuación:

$$Q = 174\ E \left[\left(\frac{T_s + 460}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_a + 460}{100}\right)^4 \right] + 0.296\ (T_s - T_a)^{5/4} \sqrt{\frac{V + 68.9}{68.9}}$$

En condiciones extremas de temperatura en las que existe aire en reposo o viento moderado, podrá eliminarse el término :

$$\sqrt{\frac{V + 68.9}{68.9}}$$

donde:

Q = calor transferido hacia el exterior del tubo por radiación y convección, expresado en Btu/h pie^2

T_s = temperatura del tubo desnudo, en °F

T_a = temperatura ambiente, en °F

V = velocidad del aire, en pie/min

•••

Cuadro 3.7

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERIAS DE ACERO DESNUDAS Y EN SUPERFICIES PLANAS (Btu/hora-pie cuadrado-grado Farenheit)

TAMAÑO TUBERIA plgs	PIES LINEALES FACTOR	DIAMETRO EXTERNO plgs	DIFERENCIA DE TEMPERATURA (GRADOS FARENHEIT) ENTRE SUPERFICIE DE TUBERIA Y AIRE AMBIENTE (AIRE A 80 GRADOS FARENHEIT)																			
			50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000
0.50	0.220	0.840	2.12	2.48	2.68	3.10	3.42	3.74	4.07	4.47	4.86	5.28	5.72	6.19	6.69	7.22	7.79	8.39	9.03	9.70	10.42	11.18
0.75	0.275	1.050	2.08	2.43	2.74	3.04	3.35	3.67	4.00	4.40	4.79	5.21	5.65	6.12	6.61	7.15	7.71	8.31	8.95	9.62	10.34	11.09
1.00	0.344	1.315	2.04	2.38	2.69	2.99	3.30	3.61	3.94	4.33	4.72	5.14	5.58	6.05	6.54	7.07	7.64	8.23	8.87	9.55	10.26	11.02
1.25	0.435	1.660	2.00	2.34	2.64	2.93	3.24	3.55	3.88	4.27	4.66	5.07	5.51	5.97	6.47	7.00	7.56	8.16	8.79	9.47	10.18	10.90
1.50	0.497	1.900	1.98	2.31	2.61	2.90	3.20	3.52	3.84	4.23	4.62	5.03	5.47	5.93	6.43	6.96	7.52	8.12	8.75	9.43	10.14	10.89
2.00	0.622	2.375	1.95	2.27	2.56	2.85	3.15	3.46	3.78	4.17	4.56	4.97	5.41	5.87	6.37	6.89	7.45	8.05	8.68	9.36	10.07	10.82
2.50	0.753	2.875	1.92	2.23	2.52	2.81	3.11	3.42	3.74	4.12	4.51	4.92	5.36	5.82	6.31	6.84	7.40	7.99	8.63	9.30	10.01	10.77
3.00	0.916	3.500	1.89	2.20	2.49	2.77	3.07	3.37	3.69	4.08	4.46	4.87	5.31	5.77	6.26	6.79	7.35	7.94	8.57	9.25	9.96	10.71
3.50	1.047	4.000	1.87	2.18	2.46	2.74	3.04	3.34	3.66	4.05	4.43	4.84	5.27	5.73	6.23	6.75	7.31	7.91	8.54	9.21	9.92	10.67
4.00	1.178	4.500	1.85	2.16	2.44	2.72	3.01	3.32	3.64	4.02	4.40	4.81	5.25	5.71	6.20	6.72	7.28	7.87	8.51	9.18	9.89	10.64
4.50	1.309	5.000	1.84	2.14	2.42	2.70	2.99	3.30	3.61	4.00	4.38	4.79	5.22	5.68	6.17	6.69	7.25	7.85	8.48	9.15	9.86	10.61
5.00	1.456	5.563	1.83	2.13	2.40	2.68	2.97	3.28	3.59	3.97	4.35	4.76	5.20	5.65	6.15	6.68	7.23	7.82	8.45	9.12	9.83	10.58
6.00	1.734	6.625	1.80	2.10	2.37	2.65	2.94	3.24	3.55	3.94	4.32	4.72	5.16	5.61	6.10	6.63	7.19	7.78	8.41	9.08	9.79	10.54
7.00	1.996	7.625	1.79	2.08	2.35	2.63	2.91	3.21	3.53	3.91	4.29	4.69	5.13	5.58	6.07	6.60	7.15	7.75	8.38	9.05	9.76	10.51
8.00	2.258	8.625	1.77	2.06	2.33	2.60	2.89	3.19	3.50	3.88	4.26	4.67	5.10	5.56	6.05	6.57	7.12	7.72	8.35	9.02	9.73	10.48
9.00	2.520	9.625	1.76	2.05	2.31	2.59	2.87	3.17	3.48	3.86	4.24	4.65	5.08	5.53	6.02	6.54	7.10	7.69	8.32	8.99	9.70	10.45
10.00	2.814	10.750	1.75	2.03	2.30	2.57	2.85	3.15	3.46	3.84	4.22	4.62	5.05	5.51	6.00	6.52	7.08	7.67	8.30	8.97	9.68	10.43
12.00	3.338	12.750	1.73	2.01	2.27	2.54	2.83	3.12	3.43	3.81	4.19	4.59	5.02	5.48	5.96	6.48	7.04	7.63	8.26	8.93	9.64	10.39
14.00	3.665	14.000	1.72	2.00	2.26	2.53	2.81	3.11	3.41	3.79	4.17	4.57	5.00	5.46	5.94	6.47	7.02	7.61	8.24	8.91	9.62	10.37
16.00	4.189	16.000	1.70	1.98	2.24	2.51	2.79	3.08	3.39	3.77	4.14	4.55	4.98	5.43	5.92	6.44	6.99	7.59	8.21	8.88	9.59	10.34
18.00	4.717	18.000	1.69	1.96	2.22	2.49	2.77	3.07	3.37	3.75	4.12	4.53	4.96	5.41	5.90	6.42	6.97	7.56	8.19	8.86	9.57	10.32
20.00	5.236	20.000	1.68	1.95	2.21	2.47	2.75	3.05	3.36	3.73	4.11	4.51	4.94	5.39	5.88	6.40	6.95	7.54	8.17	8.84	9.55	10.29
24.00	6.283	24.000	1.66	1.93	2.19	2.45	2.73	3.02	3.33	3.70	4.07	4.48	4.90	5.36	5.84	6.36	6.92	7.51	8.14	8.80	9.51	10.26
SUPERFICIE VERTICAL			1.84	2.14	2.42	2.70	3.00	3.30	3.62	4.00	4.38	4.79	5.22	5.68	6.17	6.70	7.26	7.85	8.48	9.15	9.86	10.67
SUPERFICIE HORIZONTAL, TRANSFERENCIA HACIA ABAJO			2.03	2.37	2.67	2.97	3.28	3.59	3.92	4.31	4.70	5.12	5.56	6.02	6.52	7.05	7.61	8.21	8.85	9.52	10.24	10.99
SUPERFICIE HORIZONTAL, TRANSFERENCIA HACIA ARRIBA			1.61	1.86	2.11	2.36	2.64	2.93	3.23	3.60	3.97	4.37	4.80	5.25	5.73	6.25	6.80	7.39	8.02	8.69	9.39	10.14

Cuadro 3.8

EMITANCIA DE RADIACION PARA SUPERFICIES TERMINADAS USADAS SOBRE AISLAMIENTOS TERMICOS

Weather Barrier or Surface Finish	Conditions	Emittance ε (At Surface Temp. of Asphalt 100 F)
Aluminum	Polished	0.03 to 0.06
	Grey Dull	0.06 to 0.09*
	Oxidized	0.10 to 0.12*
Aluminum Paint	New	0.20 to 0.30
	After weathering	0.40 to 0.70
Asbestos Paper	Clean	0.90 to 0.94
Asphalt Asbestos Felts		0.93 to 0.96
Asphalt Mastics		0.90 to 0.95
Galvanized Steel	New bright	0.06 to 0.10
	Dull	0.20 to 0.30
Paints	White-clean	0.55 to 0.70
	Green-clean	0.65 to 0.80
	Grey-clean	0.80 to 0.90
	Black-clean	0.90 to 0.95
Painted Canvas	Color as painted	Will be approx. the same as ε for color of paint used
PVA Mastics	White-clean	0.60 to 0.70
	Green-clean	0.70 to 0.80
	Grey medium-clean	0.85 to 0.90
	Black	0.85 to 0.95
Roofing Felts		0.90 to 0.95
Stainless Steel	Polished	0.22 to 0.28
	No. 4 mill finish	0.35 to 0.40
	Oxidized	0.80 to 0.85

*0.7 to 0.9 for solar heat in visible range

Metals	Surface Temp °F	Surface Temp °C	Total Normal Emittance ε
Iron and Steel			
Pure iron, polished	350 1800	177 980	0.05 0.17
Wrought iron, polished	100 480	38 250	0.28
Cast iron, polished			0.21
Smooth oxidized iron	260 980	127 527	0.78 0.82
Strongly oxidized iron	100 480	38 250	0.95
Steel, polished	100 1000	38 538	0.07 0.14
Steel, polished	Solar		0.045
Steel, rolled sheet	70	21	0.657
Steel, rough plate	100 700	38 370	0.94 0.97
Smooth sheet iron	1650 1900	900 1040	0.53 0.60
Plate steel, rusted	67	20	0.69
Steel, oxidized	100 1000	38 538	0.79 0.79

EJEMPLO 3.3

En la instalación de una planta metalúrgica se utiliza vapor para calentar una determinada solución que se necesita en el proceso de flotación de sulfuros no selectivos. Este vapor es conducido a través de una tubería NPS de 105 pies de largo y 4 pulgadas de diámetro.

El vapor fluye a través de ésta a una presión promedio de 115 psig. La tubería se aislará con 2 pulgadas de fibra de vidrio recubierta con manta inpermeabilizada con cola y pintada de color rojo, sujetado el aislamiento con flujos orgánicos.

La temperatura ambiente es de 72°F. Por la ubicación de la planta se considera que el aire es estacionario.

La caldera de vapor opera con una eficiencia del 83% y operará 24 hr/día, 270 días año de acuerdo al plan de producción elaborado. El consumo de combustible (bunker b) es de 720 galones por día. El precio del bunker es de $CA 0.72/gal. Determinar el ahorro en costo por año al aislar la tubería.

SOLUCION:

De tablas de vapor a 115 psig (793 kPa):

Temperatura = 347°F (175°C)

De Cuadro 3.6 para tubería de 4 pulg (102 mm):

diámetro exterior = 4 1/2 pulg (114 mm)

$$\text{Area superficial externa} = \frac{1.178\ \text{pie}^2}{\text{pie lineal}}\left(\frac{0.109\ \text{m}^2}{\text{m lineal}}\right)$$

I Energía perdida con aislamiento:

Cálculo de la conductividad térmica:

Para determinar la temperatura media a la cual se va a evaluar k, se puede asumir para ambiente moderado una temperatura superficial de aislamiento de 100°F (38°C) de esta forma:

$(347 + 100)/2 = 223°F$ (106°C)

de Gráfica 3.2 a 223°F

$$k = 0.33 \frac{\text{Btu pulg espesor}}{\text{h pie}^2\,°F} \quad (0.048\ W/m°C)$$

Cálculo de calor perdido:

$$Q = \frac{(T_1 - T_a)}{R_s \ln\left(\frac{R_s}{R_s}\right) + 1/f}$$

$r_1 = 4.5/2 = 225$ pulg, $r_s = 2.25 + 2 = 4.25$ pulg

de Cuadro 3.5 para tubería:

$$f = 1.65 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2\,°F} \quad (9.4\ W/m^2°C)$$

$$Q = \frac{(347-72)°F\ 0.33}{4.25 \ln\left(\frac{4.25}{2.25}\right) \text{pulg} + 1/1.65 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2\,°F}} \frac{\text{Btu pulg espesor}}{\text{h pie}^2\,°F}$$

$$= 31.3\ \text{Btu/h pie}^2\ (98.6\ W/m^2)$$

Energía perdida por año:

$$31.3 \frac{Btu}{h\ pie^2} \times \frac{(2 \times 3.1\ 416 \times 4.25)/12\ pie^2}{pie\ lineal}$$

$$\times\ 105\ pie \times \frac{6\ 480\ h}{año}$$

$$= 47.4 \frac{M\ Btu}{año}\ (50.1\ GJ/año)$$

II Energía perdida sin aislamiento:

$$Q = UA\Delta T$$

de Cuadro 3.7, con 4 pulgadas de diámetro y diferencial de temperatura, aproximadamente 347 °F tubería menos 80 °F ambiente = 267 °F

$$U = 3.12 \frac{Btu}{h\ pie^2 °F)}\ (17.72\ W/m^2°C)$$

$$Q = 3.12 \frac{Btu}{h\ pie^2 °F} \times \frac{1.178\ pie^2}{pie\ lineal} \times (347-72)°F$$

$$= 1\ 010.72 \frac{Btu}{h\ pie}\ (972\ W/m)$$

Energía perdida por año:

$$1010.72 \frac{Btu}{h\ pie} \times 105\ pie \times \frac{6\ 480\ h}{año}$$

$$= 687.69 \frac{M\ Btu}{año}\ (726\ GJ/año)$$

III Ahorro en costo:

$$(687.69 - 41.53)\ \frac{M\ Btu}{año} \times \frac{gal}{0.15\ M\ Btu} \times \frac{\$CA\ 0.72}{gal})/0.83$$

= $CA 3 737/año.

•••

EJEMPLO 3.4

En una fábrica de papel se instala un nuevo secador de tambores, el cual genera el 15 por ciento del condensado de la planta. Este retorno a través de una tubería de 2 1/2 pulgadas de diámetro y 152 pies de largo. El flujo de condensado es medido, siendo de 2 500 libras por hora, generándose a 210°F.

Se requiere que retorne al tanque de condensado a no menos de 200°F.

La tubería se aislará con 1 pulgada de fibra de vidrio y se recubrirá con mastic PUA color blanco. La temperatura del ambiente es de 75°F.

La caldera que genera este vapor opera con una eficiencia del 80% y el precio del combustible (bunker C) es de $CA 0.72 por galón.

Si el secador opera 4 200 horas por año, calcular el ahorro obtenido y si el aislante cumple el requisito de mantener la temperatura a no menos de 200°F.

SOLUCION:

De Cuadro 3.6 para tubería de 2 1/2 pulg (64 mm):

diámetro exterior = 2.875 pulg (73 mm)

$$\text{Area superficial externa} = 0.753 \frac{\text{pie}^2}{\text{pie lineal}} \left(0.0699 \frac{\text{m}^2}{\text{m lineal}}\right)$$

1 Energía perdida con aislamiento:

Cálculo de la conductividad térmica: Se asume una temperatura exterior del aislante, 20 grados mayor que la del ambiente.

$(210 + 95)/2 = 152°F \ (67°C)$

de Gráfica 3.2 a 152°F

$$k = 0.28 \frac{\text{Btu pulg}}{\text{h pie}^2\,°F} \ (0.04 \ W/m°C)$$

Cálculo de calor perdido:

$$Q = \frac{(T_1 - T_a)}{\dfrac{r_s \ln (r_s/r_1)}{K} + \dfrac{1}{f}}$$

de Cuadro 3.5 para tubería

$f = 1.65 \ \text{Btu/h pie}^2\ °F \ (9.37 \ W/m^2\ °C)$

$$Q = \frac{(210 - 75)\ °F}{\dfrac{2.4375 \ln (2.4375/1.4375)}{0.28} \dfrac{\text{h pie}^2\ °F}{\text{Btu}} + \dfrac{1}{1.65} \dfrac{\text{h pie}^2\ °F}{\text{Btu}}}$$

$$= 25.95 \ \text{Btu/h pie}^2 \ (82 \ W/m^2)$$

Energía perdida por hora:

$$= 25.95 \text{ Btu/h pie}^2 \times \frac{(2 \times 3.1416 \times 2.4375) \times 152 \text{ pie}}{12 \text{ pie lineal}}$$

$$= 5\,034 \text{ Btu/h } (1475 \text{ W})$$

Energía máxima que deberá perder el condensado por hora para mantener su temperatura mínima de 200°F:

$$Q = \dot{m}\, c_p\, T$$

$$= 2\,500 \text{ lb/h} \times 1 \text{ Btu/lb°F } (210-200) \text{ °F}$$

$$= 25\,000 \text{ Btu/h } (7327 \text{ W})$$

Este valor nos indica que el aislamiento permite que el condensado retorne a una temperatura superior a 200°F.

II Energía perdida sin aislamiento:

$$Q = UA\, \Delta T$$

de Cuadro 3.7

$$U = 2.40 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ °F} \quad (13.63 \text{ W/m}^2 \text{ °C})$$

$$Q = 2.40 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ °F} \times 0.753 \text{ pie}^2\text{/pie lineal} \times (210-75) \text{ °F}$$

$$= 244 \text{ Btu/ h pie } (235 \text{ W/m })$$

Energía perdida por hora:

$$= 244 \text{ Btu/ h pie} \times 152 \text{ pie} = 37\,088 \text{ Btu/h } (10\,870 \text{ W})$$

III Ahorro de costo:

= (37 088 - 5 034) Btu/h x 4 200 h/año

= 134.63 M Btu/año (142 GJ/año)

$$= \frac{(134.63 \text{ M Btu/año} \times \text{gal}/ 0.15 \text{ M Btu} \times \$CA\ 0.72/\text{gal})}{0.80}$$

= $CA 808/año

OBSERVACION:

Este tipo de cálculo puede aplicarse también a tuberías que transportan combustible, del tanque secundario al quemador o en la recirculación del aceite combustible del quemador al tanque secundario.

***

EJEMPLO 3.5

En una fábrica de textiles se instala un tanque de teñido ubicado a 4 metros de altura, expuesto al viento. El objeto de esta altura es el de aprovechar la caída de la solución ppor gravedad. Este tanque posee 10 pies de diámetro y 20 pies de altura. En el tanque se burbujea vapor con el objeto de mantener la temperatura controlada a 150°F (a traves de un regulador de temperatura que controla el flujo de vapor), tomándola como promedio para cálculos prácticos.

La temperatura ambiente es de -10°F y la velocidad del aire de 1 056 pies/minuto.

El tanque se aisla con 1 pulgada de uretano recubierto con lámina galvanizada.

Calcular el ahorro obtenido al aislar este tanque, si el costo de energía es de $CA 6.00 por M Btu y el equipo opera 24 horas, 150 días al año.

SOLUCION:

1 Pérdida de calor con aislamiento

área de sección cilíndrica:

diam. tanque:

10 pie + 2 pulg/12 = 10.17 pie (3.10 m)

10.17 pie x 3.1 416 x 20 pie alto

= 639 pie^2 (59 m^2)

área de las dos tapaderas:

2 x 3.1416 x (10.17/2)^2

= 162 pie^2 (15 m^2)

área total aislada:

(639 + 162) pie^2 = 801 pie^2 (74 m^2)

Energía perdida con aislamiento por año:

$$Q = \frac{T_1 - T_a}{1/K + 1/f}$$

de Cuadro 3.1

conductividad del uretano:

K = 0.12 Btu pulg/ h pie^2 °F (0.017 W/m °C)

$$Q = \frac{(150 - (-10))\ °F}{1\ \text{pulg}/0.12\ \ h\ \text{pie}^2\ °F/\text{Btu pulg} + 1/f}$$

$$= \frac{160\ °F}{8.33\ h\ pie^2\ °F/Btu + 1/f}$$

de Cuadro 3.4, utilizando como parámetros: 1056 pies/min (12 millas/h), 833 h pie^2 °F/Btu y 150 °F y emitancia de 0.9, se obtiene:

$$1/f = 0.4\ h\ pie^2\ °F/Btu\ (0.0845\ m^2\ °C/W)$$

$$Q = \frac{160\ °F}{8.33\ h\ pie^2\ °F/Btu + 0.4\ h\ pie^2\ °F/Btu}$$

$$= 18.31\ Btu/\ h\ pie^2\ (57\ W/m^2)$$

$$18.31\ Btu/h\ pie^2 \times 801\ pie^2 \times 3{,}600h/año$$

$$= 52.80\ M\ Btu/año\ (55.70\ GJ/año)$$

II Perdida de calor sin aislamiento:

Área de la sección cilíndrica: 10 pie x 3.1 416 x 20 pie alto

$= 628.32\ pie^2\ (58\ m^2)$

Área de las dos tapaderas: $2 \times 3.1416 \times (10/2)^2$

$= 157.08\ pie^2\ (14.6\ m^2)$

Área total no aislada: $628.32\ pie^2 + 157.08\ pie^2$

$= 785.4\ pie^2\ (73\ m^2)$

Energía perdidad sin aislamiento por año:

$$Q = 0.174\ E \left[\left(\frac{T_1 + 460}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_a + 460}{100}\right)^4 \right]$$

$$+ 0.296\ (T_1 - T_a)^{5/4} \sqrt{\frac{V + 68.9}{68.9}}$$

Cáculo de V:

$$V = 5280 \times 12/60 = 1056 \text{ pie/min } (5.36 \text{ m/s})$$

de Cuadro 3.8 para acero corrugado:

$$E = 0.94$$

$$Q = 0.174 \times 0.94 \left[\left(\frac{150 + 460}{100}\right)^4 - \left(\frac{-10 + 460}{100}\right)^4 \right]$$

$$+ 0.296 \left(150 - (-10)\right)^{5/4} \sqrt{\frac{1\,056 + 68.9}{68.9}}$$

$$= 841 \text{ Btu/h pie}^2 \ (2652 \text{ W/m}^2)$$

$$841 \text{ Btu/h pie}^2 \times 785.4 \text{ pie}^2 \times 3\,600 \text{ h/año}$$

$$= 2377.88 \text{ M Btu/año } (2509 \text{ GJ/año})$$

III Ahorro en costo:

$$(2\,377.88 - 52.80) \text{ M Btu/año} \times \$CA\ 6.00/\text{ M Btu}$$

$$= \$CA\ 13\,950/\text{año}$$

OBSERVACION:

En este caso se aplicó la ecuación de Langmuir debido a las condiciones especiales del depósito y el ambiente, para tanques de condensado en condiciones ordinarias pueden aplicarse las ecuaciones convencionales utilizando el coeficiente global de transferencia de calor (Cuadro 3.7) y el coeficiente de película f (Cuadro 3.5). En el caso de revestimiento de una caldera (usualmente se utiliza lana mineral o fibra de vidrio) se calcula de esta misma forma, o sea asumiendo pared plana debido al tamaño en diámetro de la caldera.

4. TRAMPAS DE VAPOR

4.1 INTRODUCCION

La trampa de vapor que se usa comúnmente en toda planta que cuenta con un sistema de vapor, es uno de los dispositivos menos comprendidos. Aunque en teoría el concepto de una trampa de vapor es sencillo, en la práctica se vuelve complicado. Sólo en los Estados Unidos, por ejemplo, existen más de 12 tipos de trampas manufacturadas por 36 diferentes fabricantes. En muchos casos, ni los fabricantes ni los expertos en el campo están de acuerdo en cuál es la trampa más adecuada para un uso dado, ni en cómo seleccionarla. Se ha estimado (y en muchos casos, probado) que las trampas en mal estado podrían estar gastando del 10 al 20% del vapor en una planta; pero no todos están de acuerdo en cómo comprobar las condiciones actuales de las trampas instaladas en una fábrica. Sin embargo, hay mucha información útil que se ha publicado en los últimos años que sirve para obtener una buena base para el entendimiento, la selección, y el mantenimiento de trampas de vapor. Esta es la información que se presenta en esta sección.

En esta parte se presenta una introducción básica al complejo tema de las trampas de vapor. Al presentar la teoría de su operación se dan explicaciones detalladas de la construcción y el funcionamiento de las más comunes. Se explican también las aplicaciones de diferentes trampas y cómo seleccionar una trampa adecuada para un sistema. Los métodos de prueba para determinar si la trampa está funcionando correctamente se explican detalladamente, y también la estimación de pérdidas de vapor en trampas que funcionan mal. Al final, se dan algunas sugerencias para programas de mantenimiento de trampas en las industrias.

4.2 PRINCIPIOS DE OPERACION

Una trampa de vapor se puede definir como una válvula automática que tiene tres funciones:

1. Permitir el paso del condensado que es generado por el calor latente del vapor en una tubería o proceso, del sistema de vapor a un sistema a menor presión.

2. Impedir el paso de vapor, asegurando así que se aproveche su calor latente en el sistema o proceso.

3. Remover aire y otros gases no condensables del sistema de vapor para mantener la temperatura y reducir la corrosión en el sistema de vapor.

4.2.1 La importancia de remover el condensado

En general una ineficiente remoción del condensado de un sistema de vapor incrementa los costos por concepto de energía, por las razones siguientes:

1. La presencia del condensado enfría el vapor disminuyendo el calor sensible del mismo lo que se traduce en una reducción en el aprovechamiento de calor.

2. La presencia del condensado en una tubería reduce el área de transmisión de calor, lo que se traduce en una baja en el calor aprovechado.

La no remoción del condensado de una línea de vapor puede dañar accesorios tales como válvulas, codos, bridas, equipos etc., debido al "golpe de ariete" que es causado cuando una porción del condensado queda atrapado entre una corriente de vapor que empuja a gran velocidad esta porción, golpeando cualquier accesorio o equipo que se encuentre en la línea. (Figura 4.1).

4.2.2 La importancia de remover los gases no condensables

La presencia de aire en el sistema también afecta el consumo energético del mismo. Supongamos que un sistema usa vapor a 100 psia (0.79 MPa); sin embargo, este vapor tiene un 10% de aire.

Determinar la temperatura del vapor en estas condiciones y colocando una trampa para eliminar el aire.

De acuerdo a la termodinámica:

$$P_{total} = \sum P_{parc.}$$

$$P_{total} = 100 \text{ psia } (0.79 \text{ MPa})$$

$$P_{vap} = 90 \text{ psia } (0.72 \text{ MPa})$$

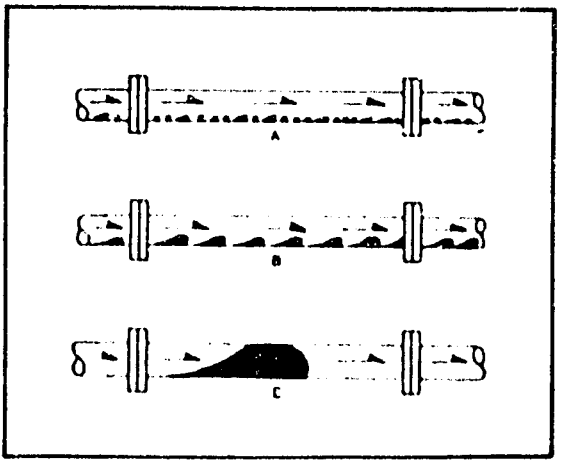
$$P_{aire} = 10 \text{ psia } (0.07 \text{ MPa})$$

De acuerdo a las tablas de vapor a P = 90 psia (0.72 MPa) la temperatura es 320°F (160°C); en cambio si el aire fuera eliminado la P_{vap} sería 100 psia (0.79 MPa) y su temperatura sería 328°F (164°C). Además de lo anterior, debe considerarse que el aire es un excelente aislante.

El uso de trampas permite eliminar el O_2 y CO_2; estos gases en particular tienen efectos adversos tales como la corrosión en las líneas del condensado. El oxígeno en las líneas del condensado produce grietas en la parte inferior y libera óxido, el cual puede contaminar el agua de retorno. El CO_2 disuelto en agua forma ácido carbónico que es altamente corrosivo.

Figura 4.1

ACUMULACION PROGRESIVA DE CONDENSADO
QUE LLEGA A PRODUCIR EL GOLPE DE ARIETE



4.3 TIPOS DE TRAMPAS

En esta sección se presentan 8 tipos de trampas que se consideran las más comunes, divididas en tres grupos según su modo de operación; como se muestra a continuación.

- Trampas Mecánicas (accionadas por densidad)
  - Flotador y termostato
  - Cubeta invertida
- Trampas termostáticas (accionadas por temperatura)
  - Trampa bimetálica
  - Trampa de fuelle
  - Trampa de expansión
- Trampas termodinámicas (accionadas por energía cinética)
  - Trampa de disco
  - Trampa de pistón
  - Orificio

4.3.1 Trampas mecánicas (accionadas por densidad)

Las trampas mecánicas detectan la diferencia de fase entre el vapor y el condensado, es decir, entre gas y líquido, mediante la diferencia en densidad entre los dos. Por ser detectoras de fase, presentan dificultades para eliminar aire y gases no condensables del sistema. Las trampas mecánicas emplean un flotador mecánico abierto (cubeta) o cerrado. Las trampas mecánicas de flotador cerrado generalmente utilizan un eliminador termostático secundario que permite eliminar el aire. Generalmente son físicamente grandes, lo que hace que no existan estas trampas para altas presiones.

En el lado positivo, estos aparatos responden a cambios de nivel, independientemente de la temperatura o presión del condensado. Las trampas mecánicas responden rápidamente a condiciones cambiantes. Las temperaturas de descarga del condensado siguen muy de cerca la curva de saturación teniendo un tipo de descarga modulante, lo que las hace muy eficientes energéticamente.

Las trampas mecánicas de flote abierto comparten muchas características con las de flote cerrado. El flote abierto no puede fallar por presión excesiva, generalmente tiene venteo y éste consiste en un pequeño orificio en la parte superior del flotador; el tamaño de este orifico determina la eficiencia de la

trampa. Un orificio grande es bueno para descargar aire, pero es malo en términos de pérdidas de vapor; lo contrario ocurre con un orificio pequeño. Estas trampas descargan condensado a temperaturas que siguen la línea de saturación.

Todas estas trampas son sensibles a la posición y sólo se pueden instalar en una posición.

4.3.1.1 Trampa de flotador y termostato

Aún cuando es una de las más viejas en el mercado, es todavía la de más amplio uso, y con buena razón. El orificio de salida siempre queda bajo agua, lo que asegura un buen sello contra fugas de vapor. La descarga es continua y modula según la generación de condensado, independiente de la presión de entrada. El aire se purga independientemente mediante una válvula termostática que permite el calentamiento rápido del sistema al arrancar.

Esta trampa consta de concha, flotador, palanca, venteador para aire, válvula y asiento para válvula (Figura4.2). Cuando la trampa está vacía el flotador baja y cierra la válvula; a medida que el condensado se acumula en la concha, el flotador va subiendo de manera que a cierto nivel de condensado principia a abrir y permitir su descarga. Estas trampas están diseñadas en tal forma que siempre hay condensado dentro de ellas de manera que siempre hay un sello de agua que impide la salida de vapor vivo. Pero este sello también impide la salida de aire y gases no condensables; para eliminar este problema se coloca dentro de la concha una válvula termostática auxiliar de venteo. Por esta razón estas trampas se conocen como de flotador y termostato.

- Ventajas

  - Descarga inmediata y continua del condensado sin dejar acumular el condensado en la tubería de entrada a la trampa.
  - Respuesta rápida a cambios en la tasa de condensación.
  - Alta capacidad para el venteo de aire y gases mediante la válvula termostática.
  - Buena eficiencia térmica a cargas altas y bajas.
  - No es afectada por cambios repentinos de presión de entrada.

- Funciona aún con alta presión en la descarga (sistema de retorno del condensado).
- La temperatura de descarga de condensado sigue muy de cerca la curva de saturación.
- Construcción sencilla.

- Limitaciones

  - Relativamente grande y pesada.
  - Difícil comprobar su operación en el campo.
  - Cuando falla normalmente falla cerrada.
  - Se puede instalar únicamente en una orientación o posición.
  - Es sensible a daños de golpe de ariete, especialmente el flotador y la válvula termostática de aire.
  - Se puede utilizar solamente a presiones bajas.

4.3.1.2 Trampa de cubeta invertida

Estas trampas mantienen su popularidad desde hace años debido a su menor costo, aunque, en la mayoría de los casos, son más ineficientes que otras trampas. Siempre consumen un poco de vapor que pasa a través del orificio de venteo. Además se pueden quedar abiertas debido a una caída rápida de presión de entrada, o debido a que están sobredimensionadas para el sistema.

Estas trampas usan una cubeta invertida como flotador y emplean la diferencia de densidades entre vapor y agua como principio de operación.

Esta trampa consta de flotador invertido, orificio de venteo, válvula de palanca, asiento y concha (Figura 4.3).

La construcción de esta trampa es tal que la entrada tiene un tubo que descarga en el fondo de una cubeta invertida. La descarga es a través de una válvula controlada por la cubeta.

El vapor que entra hace que la cubeta suba y cierre la válvula de descarga y evite así la descarga de vapor. El vapor en la cubeta se condensa y también sale por el orificio de venteo de la cubeta

lo que permite que la cubeta baje y abra la válvula de salida para descargar el condensado. Este tipo de trampa descarga condensado intermitentemente, el cual está muy cerca a la temperatura de saturación.

El aire o los gases no condensables pueden causar que la cubeta suba y se cierre la válvula; estos gases no se condensan por lo que tenderían a mantener la válvula cerrada; para superar este problema, la cubeta tiene un orificio de venteo que permite el escape del aire. Este tiene que ser pequeño para prevenir pérdidas significantes de vapor.

Una variación de estas trampas son las de cubeta abierta, que se usaban mucho hace años. La cubeta abierta solía acumular suciedad y partículas, y esta variación ha sido reemplazada efectivamente por las trampas de flotador y termostato.

- Ventajas

  - Buena resistencia al golpe de ariete
  - Construcción sencilla, fuerte y confiable
  - La temperatura de descarga del condensado sigue muy de cerca la curva de saturación.
  - Se puede usar con altas presiones de entrada (sistema de vapor)
  - Se puede usar con altas presiones de descarga (línea de retorno de condensado)
  - Respuesta aceptable a las cargas variables del condensado
  - Puede comprobarse su operación en el campo, aunque no se pueden cuantificar las fugas de vapor.

- Limitaciones

  - El orificio de venteo en la cubeta tiene capacidad muy limitada de venteo de aire, lo que causa tiempos más largos de calentamiento del sistema de arranque
  - Cuando no pasa aire, pasa vapor (y se pierde su calor) a través del orificio de venteo en la cubeta
  - Se puede instalar únicamente en una orientación o posición

Figura 4.2

TRAMPA DE FLOTADOR Y TERMOSTATO

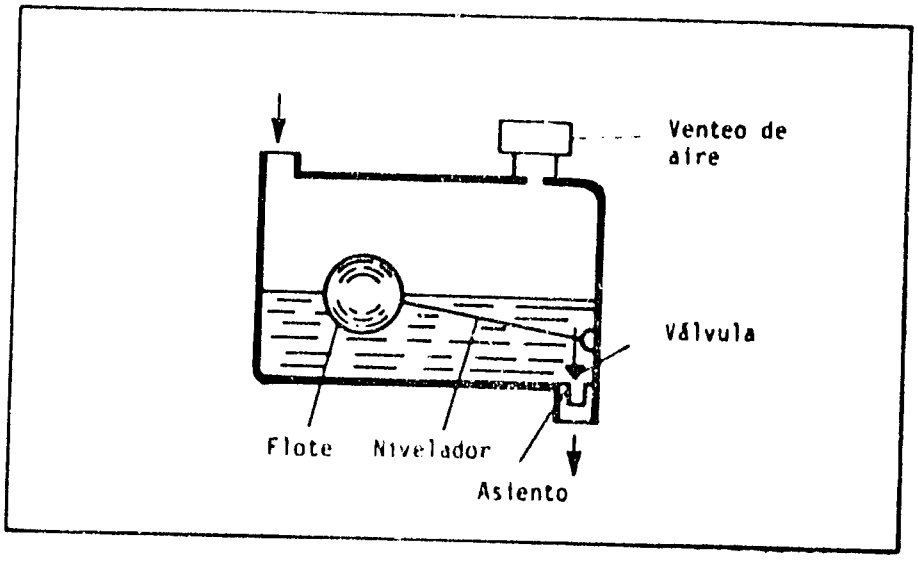
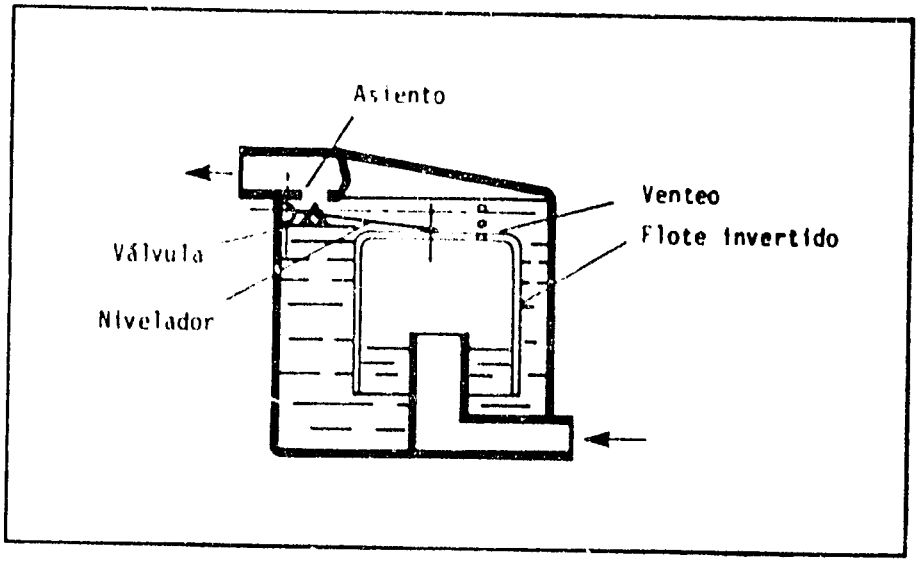


Figura 4.3

TRAMPA DE CUBETA INVERTIDA



Puede perder el nivel de líquido, y cuando sucede esto, es necesario cebarla manualmente, ya que no tiene la capacidad de cebarse automáticamente

Puede fallar cerrada o abierta

Baja eficiencia térmica debido a pérdidas de calor y de vapor.

4.3.2 Trampas termostáticas (accionadas por temperatura)

Este tipo de trampas responde a cambios de temperatura y de esta forma distingue bien entre vapor y gases no condensables más fríos. Elimina rápidamente el aire del sistema, especialmente durante un arranque en frío y puede ser instalada en varias posiciones. La mayoría de éstas funcionan con un elemento bimetálico o un fuelle en forma de cápsula lleno de un líquido vaporizante. La instalación de estas trampas requiere un tubo recolector de condensado, donde se puede enfriar para obtener la diferencia de temperatura mediante el cual funciona el elemento termostático.

Las trampas que funcionan con elementos bimetálicos se caracterizan por su resistencia al enfriamiento, golpe de ariete y sobrecalentamiento. Son relativamente pequeñas y se prestan para altas presiones de diseño. Sin embargo, la temperatura del condensado no sigue la curva de saturación muy bien, y el elemento bimetálico está sujeto a corrosión con una reducción en la fuerza de cerrado.

Por otro lado, las trampas accionadas por fuelle, descargan condensado a temperaturas que siguen la curva de saturación. Su punto débil es el fuelle que puede ser dañado por sobrecalentamiento, golpe de ariete o enfriamientos.

Las trampas termostáticas responden lentamente a condiciones cambiantes, lo cual es usualmente mal entendido. No es el elemento sensible al calor el que sea de lenta respuesta, más bien es la energía calorífica en el condensado dentro de la trampa la que se disipa lentamente, lo que causa la prolongación del tiempo de respuesta. Aislando la trampa, se reduce aún más el tiempo de respuesta. Montando la trampa al final de un ramal frío en donde circule aire mejora el funcionamiento: esta es una recomendación para su instalación.

4.3.2.1 Trampa bimetálica

Esta trampa utiliza el calor sensible en el condensado juntamente con la presión de la línea para abrir y cerrar el mecanismo de la válvula por medio de un dispositivo que se expande y se contrae según la temperatura. El sistema de la válvula y su asiento están arreglados en tal forma que producen una condición de flujo abajo del asiento.

La presión de suministro tiende a abrir la válvula. Los elementos bimetálicos están en forma de pequeños discos y están arreglados de tal forma que cierran la válvula cuando la temperatura aumenta. La fuerza de cierre está en oposición a la fuerza para abrir, creada por la presión de la línea (Figura 4.4).

Las trampas generalmente son ajustadas en la fábrica de manera tal que, en condiciones de vapor saturado, la fuerza creada por la temperatura del bimetálico prevalezca, cerrando la válvula y previniendo la pérdida de vapor. Conforme la temperatura del condensado baja, la presión de la línea llega a ser la fuerza dominante, abriendo la válvula y permitiendo la descarga de condensado. La presión de descarga en un sistema de regreso de condensado a presión, da una fuerza adicional de cierre, que resulta en una temperatura de descarga más baja que si la misma trampa descargara a la atmósfera. La temperatura de descarga (a la cual abre la trampa) es afectada por la presión de descarga.

- Ventajas

  - Construcción fuerte y confiable
  - Resistente al golpe de ariete
  - Puede instalarse en varias posiciones
  - Sirve para vapor sobrecalentado
  - Normalmente falla abierta
  - Puede ajustarse la temperatura de descarga
  - La descarga a baja temperatura elimina la formación del vapor instantáneo
  - Buena eficiencia térmica cuando descarga a baja temperatura.

Limitaciones

- Respuesta lenta
- Difícil comprobar su operación en el campo
- Limitada a aplicaciones donde el condensado puede acumularse y enfriarse antes de ser descargado
- Elementos bimetálicos pueden necesitar reajuste después de un tiempo en servicio
- La temperatura de descarga no sigue muy de cerca la curva de saturación
- Los elementos bimetálicos son susceptibles a la corrosión
- Las partículas de suciedad pueden impedir el cierre completo de la válvula
- La temperatura de descarga baja cuando sube la presión de descarga.

4.3.2.2 Trampa de fuelle

Otra trampa termostática que responde a la temperatura y presión del vapor para abrir y cerrar la válvula, es la trampa de fuelle. El accionador de la válvula es una cápsula o fuelle lleno de un líquido vaporizante; el fuelle tiene un extremo fijo y otro movible, que abre y cierra la válvula como consecuencia de los cambios en la presión interna. El fuelle más frecuentemente utilizado es el corrugado (Figura 4.5).

Estos principios permiten algunas ventajas de operación. Por ejemplo, el número de grados abajo de la temperatura del vapor a la cual la trampa abre puede ser variado, lo que da descargas frías o calientes.

También se puede escoger el modo de falla: cerrada o abierta. Las características de operación del sistema puede ser afectado por el líquido contenido en el fuelle por el largo del accionador. La trampa abre para descarga de condensado cuando éste se enfría de 5 a 30°F debajo de la temperatura del vapor. Durante el arranque en frío, el fuelle está retractado hasta que se calienta; esto asegura que pasa todo el volumen de aire que necesita salir al arrancar el sistema.

Figura 4.4

TRAMPA BIMETALICA

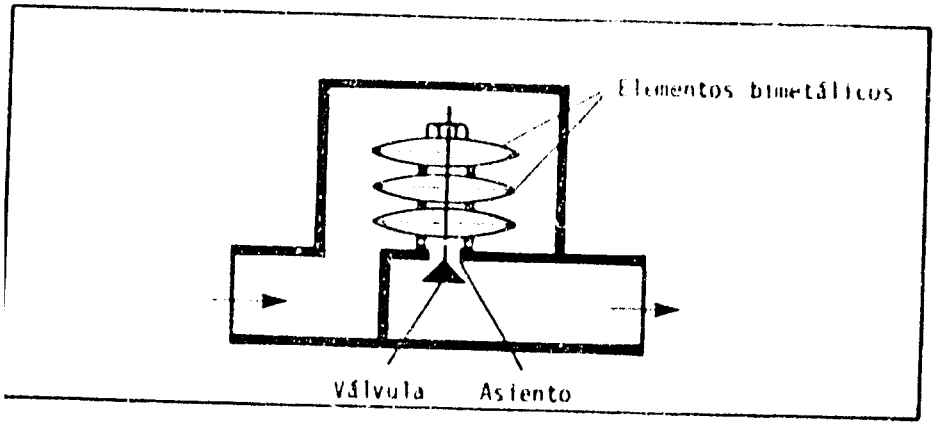
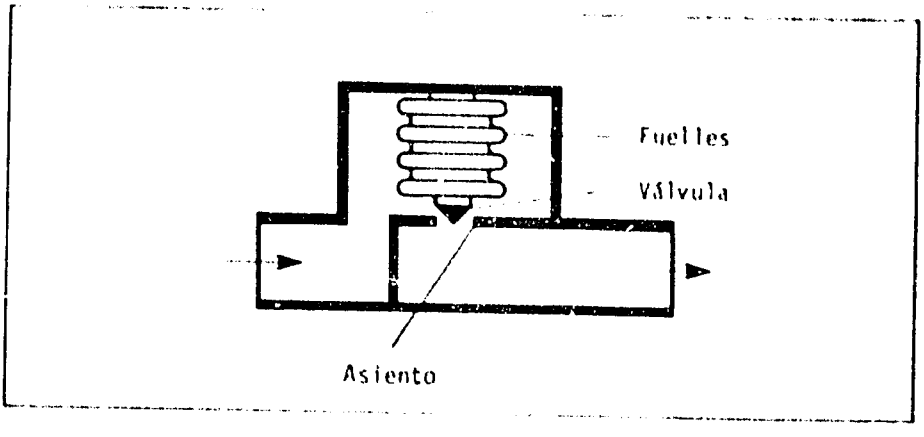


Figura 4.5

TRAMPA DE FUELLE



Ventajas

- Excelente capacidad para sacar aire y gases del sistema
- Puede escogerse el modo de falla, cerrada o abierta
- Diseño sencillo y compacto
- La temperatura de descarga del condensado sigue muy de cerca la curva de saturación
- Puede instalarse en varias posiciones

Limitaciones

- Limitada a aplicaciones donde el condensado puede acumularse y enfriarse antes de ser descargado
- Fuelle muy sensible a golpes de ariete
- Fuelle sensible a la corrosión
- Difícil comprobar su operación en el campo
- No es aplicable a presiones muy altas
- No se recomienda para vapor sobrecalentado

4.3.2.3 Trampa de expansión

La operación de la trampa de expansión es similar a las otras trampas termostáticas. Un fuelle o cilindro lleno de líquido que se dilata con la temperatura cierra la válvula en presencia de vapor (Figura 4.6). Recientemente se han empezado a construir estas trampas llenadas con cera en vez de líquido, lo que aumenta mucho el tiempo de respuesta. En estas trampas, el elemento sensible se encuentra a la salida de la trampa o sea que se detecta la temperatura del condensado que sale. Puede calibrarse el elemento para abrir la válvula a la temperatura deseada. Esta trampa opera independientemente de la presión del sistema de vapor.

- Ventajas

- Buena resistencia al golpe de ariete
- Alta eficiencia térmica

- Puede instalarse en cualquier posición
- Normalmente falla abierta
- La descarga a baja temperatura elimina el vapor instantáneo en la línea de condensado.

- Limitaciones

  - Limitada a aplicaciones donde el condensado puede acumularse y enfriarse antes de ser descargado
  - Difícil comprobar su operación en el campo
  - Respuesta lenta a cambios de carga
  - Elemento termostático sensible a la corrosión

4.3.3 Trampas termodinámicas (activadas por energía cinética)

Estas trampas funcionan en base a principios termodinámicos y de dinámica de fluidos. Igual que las trampas mecánicas, las trampas termodinámicas son detectoras de fase; pueden diferenciar entre líquido y gas, pero no entre vapor, aire, y gases no condensables. Entre los tipos de estas trampas figuran de disco, de pistón, y de orificio.

4.3.3.1 Trampa de disco

Las trampas de disco son las que más se usan hoy en día debido a su pequeño tamaño, amplio intervalo de presiones, sólo una pieza móvil, y su resistencia al golpe de ariete y a la corrosión.

Este tipo de trampa consta de entrada, salida, válvula de disco, cámara y superficie de sello (ver Figura 4.1). Esta trampa utiliza la energía calorífica del condensado y la energía cinética del vapor.

Al inicio la presión creada por el condensado frío empuja la válvula de disco o deja libre la entrada y salida, lo que permite la descarga. A medida que el condensado llegue a la entrada, (un orificio) éste experimenta un aumento de velocidad y una disminución de presión. Si la temperatura del condensado está próxima a la del vapor, habrá una vaporización instantánea del condensado debido a la disminución de presión. La alta velocidad resultante bajo el disco con la consecuente reducción de presión, causa que

éste caiga y cierre; entonces el flujo para. Hasta que la presión en la cámara sobre el disco baje lo suficiente de modo que la presión en la entrada empuje el disco hacia arriba, abriendo la entrada, comienza el condensado a fluir. El condensado fluye nuevamente hasta alcanzar la presión y la velocidad para que ocurra la vaporización instantánea y el disco pueda cerrar nuevamente. Este ciclo se repite continuamente, el disco abre para permitir el flujo de condensado y cierra a alta velocidad del vapor instantáneo.

Ventajas

- Construcción sencilla - sólo una parte móvil
- Tamaño pequeño y ligero
- Resistente al golpe de ariete
- Puede instalarse en cualquier posición
- Larga vida
- Respuesta rápida
- Descarga el condensado a la temperatura de vapor
- Amplia gama de presiones
- Puede usarse con vapor sobrecalentado
- Falla abierta
- Temperatura de descarga de condensado sigue la curva de saturación
- Fácil comprobar su operación en el campo

- Limitaciones

  - No todos los modelos permiten alta presión de descarga
  - Limitada en sacar aire del sistema
  - No se puede ajustar la temperatura de descarga de condensado
  - Ruidosa
  - La suciedad causa desgaste
  - Vida reducida a presiones superiores a 300 psi (2.07 MPa).

Figura 4.6

TRAMPA DE EXPANSION

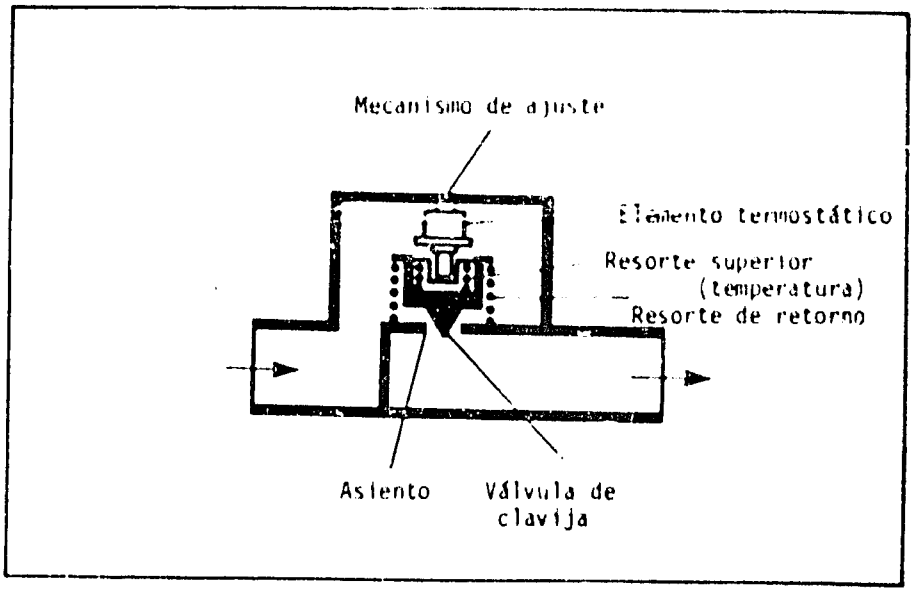
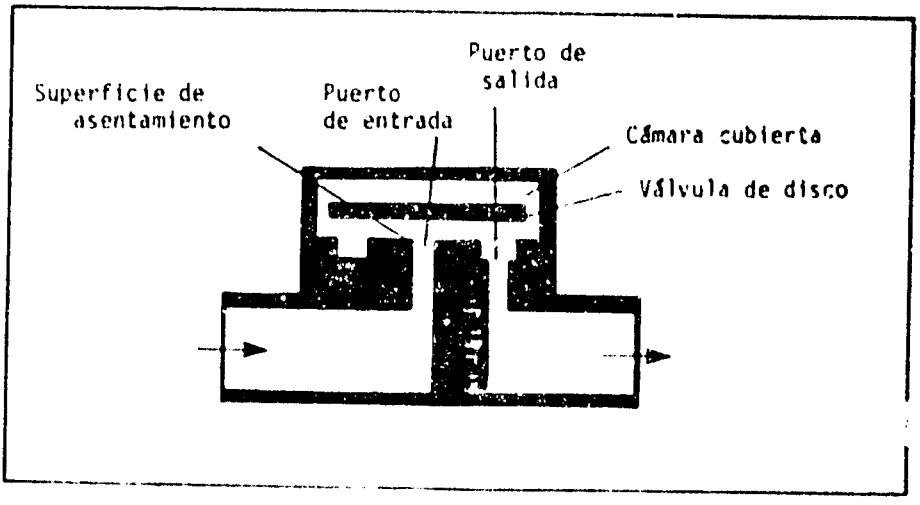


Figura 4.7

TRAMPA DE DISCO



4.3.3.2 Trampa de pistón

Esta trampa consta de primer orificio, superficie de sello, cámara de control, segundo orificio (orificio de control) y válvula pistón (ver Figura 4.6).

Durante el inicio, la presión creada por el condensado frío levanta la válvula de pistón, lo que permite la descarga del condensado. En esta etapa la presión en la cámara de control es baja, debido a que el orificio de control puede descargar más condensado del que puede ser suplido a la cámara de control a través del primer orificio. Cuando la temperatura del condensado está próxima a la del vapor y debido a la baja presión éste cambiará a vapor en forma instantánea. Esta vaporización instantánea del condensado estrangula el flujo a través del orificio de control y causa así un incremento de presión en la cámara. Esta presión actúa sobre el área de la válvula de pistón que es mayor que el área de la entrada, causando que ésta cierre, al enfriarse el condensado la baja presión en la cámara cesa la vaporización instantánea y la trampa reabre para repetir el ciclo.

El orificio central provee una continua descarga que ayuda a eliminar los gases no condensables y el aire, pero causa cierta pérdida de vapor.

- Ventajas

  - Puede usarse para altas presiones
  - Puede instalarse en cualquier posición
  - Rápida respuesta a cambios de carga
  - Elimina bien el aire y los gases del sistema
  - Falla abierta
  - Tamaño compacto
  - Resistente a golpe de ariete
  - Resistente a vapor sobrecalentado

- Limitaciones

  - No acepta presiones de descarga superiores al 30% de la presión de entrada

- Existe pérdida pequeña pero constante de vapor a travéz del segundo orificio

- Es difícil comprobar la operación en el campo debido al flujo continuo del vapor a través del segundo orificio

- La temperatura de descarga de condensado sigue la curva de saturación sólo en un intervalo muy limitado.

4.3.3.3 Trampa de orificio

En realidad el orificio no muy a menudo se considera como trampa de vapor. La mayoría de fabricantes de trampas no fabrica trampas de orificio, pero básicamente tienen la misma función: dejan pasar el condensado sin dejar pasar el vapor.

El orificio (Figura 4.9) es sencillamente una obstrucción al flujo con un agujero muy pequeño. Este agujero permite que la presión del sistema de vapor descargue el condensado a través del agujero al sistema de retorno. La operación del orificio se basa en la teoría de flujo de dos fases que dice: "Un orificio pasa mucho más condensado que vapor; el paso de condensado limita el paso de vapor". Además, la vaporización instantánea del condensado que pasa a través del agujero limita su flujo.

Si entra sólo vapor, también pasaría a través del orificio y se perdería. Sin embargo, la estrategia es de seleccionar un orificio que permita al condensado drenar a una tasa que aseguraría que el vapor nunca llegue al orificio. Pero aunque llegue y pase el vapor, el orificio es tan pequeño que la pérdida de vapor es mínima, mucho menor que las pérdidas de otras trampas abiertas. Estos orificios lógicamente tienen más éxito en sistemas que tienen una carga de condensado bien definida y constante.

- Ventajas

  - Ninguna parte móvil
  - Puede usarse para altas presiones
  - Resistente al golpe de ariete
  - Resistente al vapor sobrecalentado
  - Puede instalarse en cualquier posición

Limitaciones

- El tamaño del orificio tiene que ser cuidadosamente seleccionado según la carga de cada instalación
- No responde bien a cargas variables de condensado
- Gasta vapor si se sobredimensiona
- Las partículas de suciedad pueden afectar la operación
- Es difícil comprobar la operación en el campo
- Cuando no hay condensado, hay pérdida de vapor

Figura 4.8

TRAMPA DE PISTON

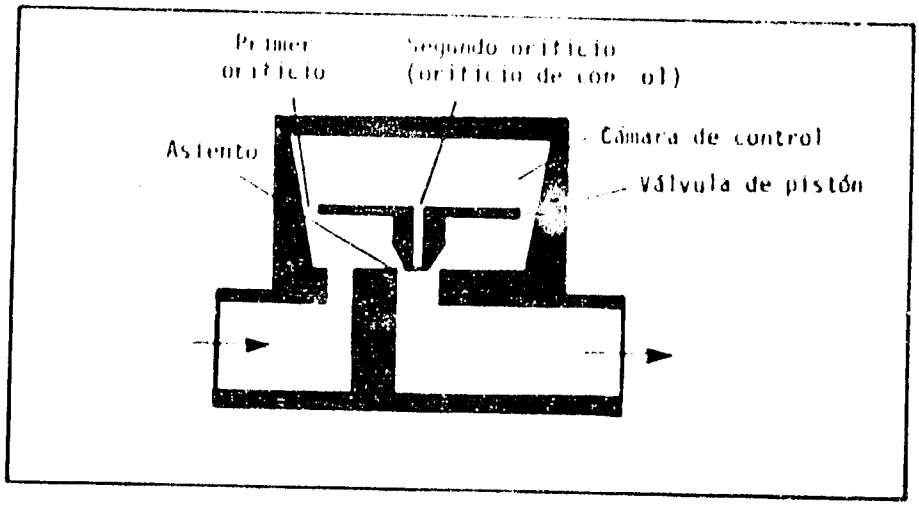
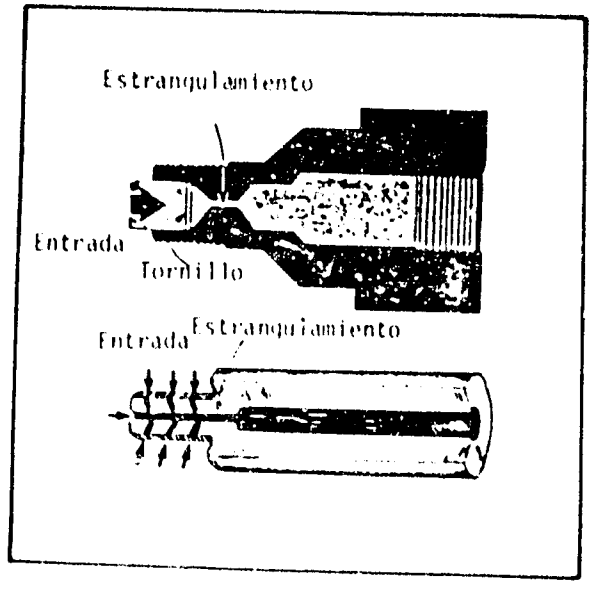


Figura 4.9

TRAMPA DE ORIFICIO



4.4 APLICACIONES DE TRAMPAS

La selección de una trampa para una aplicación en particular, en muchos casos necesita más arte y experiencia que evaluación técnica. Esta tarea se complica aún más por las aseveraciones conflictivas que hacen los diferentes fabricantes de trampas. Sin entrar en comparaciones de diferentes tipos y marcas, esta sección presenta factores y reglas generales en la ubicación y selección de trampas de vapor, una discusión sobre capacidades y algunos ejemplares de selección mediante el uso de tablas típicas que proveen los fabricantes de trampas.

La aplicación correcta de una trampa en un sistema requiere cuatro pasos importantes:

1) La ubicación adecuada
2) La selección del tipo apropiado
3) La selección de la capacidad adecuada
4) La instalación correcta

4.4.1 La ubicación de trampas

Las aplicaciones de trampas pueden dividirse en dos categorías: 1) Proceso y 2) Protección de líneas. La Figura 4.10 resume las ubicaciones importantes para trampas en un sistema de vapor.

4.4.1.1 Proceso

En el proceso las trampas drenan el condensado que se forma al utilizarse el vapor. Los procesos comunes son cuatro: 1) calentamiento de un líquido (marmitas, intercambiadores de coraza y tubo); 2) calentamiento de un gas (precalentamiento de aire, serpetines de calefacción, secadores); 3) calentamiento de un sólido (secadores de tambor); y 4) calentamiento directo de sólidos (autoclaves). Estas aplicaciones se caracterizan por presiones normalmente menores de 125 psig (0.86 MPa), las cuales varían debido a la carga fluctuante del proceso. Por la misma razón, las cargas de condensado son también variables, especialmente en procesos por tandas. En estos casos, la descarga de aire y gases no condensables es muy importante, y puede implicar volúmenes grandes de estos gases.

La ubicación normal de las trampas en todos estos casos es inferior al nivel del equipo de proceso, salvo en casos especiales que se discuten en la sección 4.4.4. Es importante

recordar que en el proceso cada equipo tiene que tener su propia trampa: "Nunca se deben drenar dos equipos con la misma trampa".

4.4.1.2 Protección de líneas

Existen dos aplicaciones de trampas en lo que a protección de líneas se refiere. La primera es el drenaje de condensado que se forma en las líneas de distribución de vapor debido al enfriamiento ambiental. La segunda aplicación es en las líneas "tracer" o sea líneas de vapor normalmente de 1/2" (12.7 mm) pulgada) que se instalan contiguas a tuberías de distribución de fluidos que necesitan mantenerse a cierta temperatura (Figura 4.11).

En estas aplicaciones, especialmente en drenajes de tuberías principales y ramales de vapor, las presiones encontradas son normalmente más altas que en el proceso (en plantas grandes llegan a más de 600 psig (4.14 MPa) y son mucho más constantes. Las cargas de condensado son muy constantes también, con la excepción de acumulación alta de condensado al arrancar un sistema en frío. La descarga de aire es importante solamente durante el arranque. Durante la operación del sistema, la carga de condensado es muy baja, y no existe gran necesidad de descargar aire y gases no condensables.

La ubicación de las trampas en sistemas de distribución se muestra claramente en la Figura 4.10. Estas deberían instalarse en cada punto del sistema, antes de cada válvula antes de cada elevación de la tubería, y en cada terminación de un ramal. Además, si no existe ninguna de estas condiciones en un tramo de tubería, debería de instalarse una trampa cada 150 a 250 pies, (50 a 75 metros), aproximadamente.

4.4.2 Factores en la selección de trampas

En esta sección se discuten los factores que afectarán la selección del tipo de trampa para una aplicación dada. No todos los factores se aplican en todos los casos, pero un ingeniero debe saber cuáles factores son más importantes para seleccionar una trampa. Esta información está resumida en forma concisa en el Cuadro 4.1.

Estudiando detalladamente el Cuadro 4.1 y la siguiente explicación, se desprende la conclusión de que los diferentes tipos de trampas son intercambiables en muchas aplicaciones, y que no hay una trampa definitivamente mejor que otra. Esta conclusión puede

estar apoyada por las recomendaciones de los fabricantes que casi nunca recomiendan el mismo tipo de trampa para la misma aplicación. También se comprobó en un estudio hecho en una planta de productos químicos en los Estados Unidos, cuyos resultados se presentan en el Cuadro 4.2. Definitivamente, hay aplicaciones que se adaptan mejor a un tipo de trampas que a otras, según se explica a continuación. Pero siempre hay que tomar en cuenta el cálculo y la selección de la capacidad de la trampa (ver sección 4.4.3), la preferencia para un tipo de trampa debido a experiencia práctica, y la conveniencia de normalizar hasta donde sea posible los tipos de trampas que se utilizan en una fábrica (sección 4.6).

Cuadro 4.2 Evaluación de diferentes tipos de trampas en una industria química (máxima evaluación posible = 30) * (Referencia 52)

Tipo de trampa	Carga de condensado ** Baja	Mediana	Alta
Flotador y termostato	18	20	19
Cubeta invertida	23	22	17
Bimetálica	10	12	15
Fuelle	16	23	—
Expansión	17	—	—
Disco	22	18	15
Pistón	17	19	20
Orificio	16	16	16

* Areas de evaluación

- Pérdida de vapor: 0-10
- Vida útil: 0-8
- Respuesta a carga variable: 0-6
- Tamaño físico y orientación: 0-3
- Venteo de gases no condensables: 0-2
- Costo: 0-1

TOTAL 0-30

** Carga de condensado

baja: < 100 lb/hr
mediana: 100-1 000 lb/hr
alta: > 1 000 lb/hr

Cuadro 4.1

COMO VARIOS TIPOS DE TRAMPAS DE VAPOR CUMPLEN REQUISITOS DE OPERACION ESPECIFICOS

	Características	Cubeta Invertida	F & T	Disco	Fuelles Termostáticos	Bimetálica	Orificio
1.	Método de operación	Intermitente	Continuo	Intermitente	Continuo (1)	Continuo	Continuo
2.	Conservación de energía (tiempo en servicio)	Excelente	Buena	Pobre	Aceptable	Pasable	Aceptable
3.	Resistencia al desgaste	Excelente	Buena	Pobre	Aceptable	Pasable	Aceptable
4.	Resistencia a la corrosión	Buena	Buena	Excelente	Buena	Pasable	Buena
5.	Resistencia al golpe de ariete	Excelente	Pobre	Excelente	Pobre	Excelente	Buena
6.	Venteo de aire y CO_2 a la temperatura del vapor	Sí	No	No	No	Sí	Sí
7.	Facilidad de comprobar buena operación	Excelente	Pobre	Excelente	Pobre	Pobre	Pobre
8.	Habilidad de manejar cargas de aire al arrancar el sistema	Aceptable	Excelente	Pobre	Excelente	Excelente	Pobre
9.	Operación con contrapresión	Excelente	Excelente	Pobre	Excelente	Excelente	Aceptable
10.	Resistencia al daño por congelamiento (2)	Aceptable	Pobre	Buena	Buena	Buena	Buena
11.	Operación a baja carga	Excelente	Excelente	Aceptable	Excelente	Buena	Aceptable
12.	Respuesta a golpes de condensado	Inmediata	Inmediata	Demorada	Demorada	Demorada	Inmediata
13.	Habilidad para pasar suciedad	Excelente	Pobre	Pobre	Aceptable	Aceptable	Pobre
14.	Tamaño físico comparativo	Grande	Grande	Pequeña	Pequeña	Mediana	Pequeña
15.	Falla normal de la trampa	Abierta	Cerrada	Abierta (2)	Cerrada (3)	Abierta	Abierta (2)

(1) Puede ser intermitente en carga baja
(2) Puede fallar cerrada debido a suciedad
(3) Puede fallar abierta o cerrada dependiendo del diseño

Figura 4.10

UBICACION DE TRAMPAS EN EL SISTEMA DE VAPOR

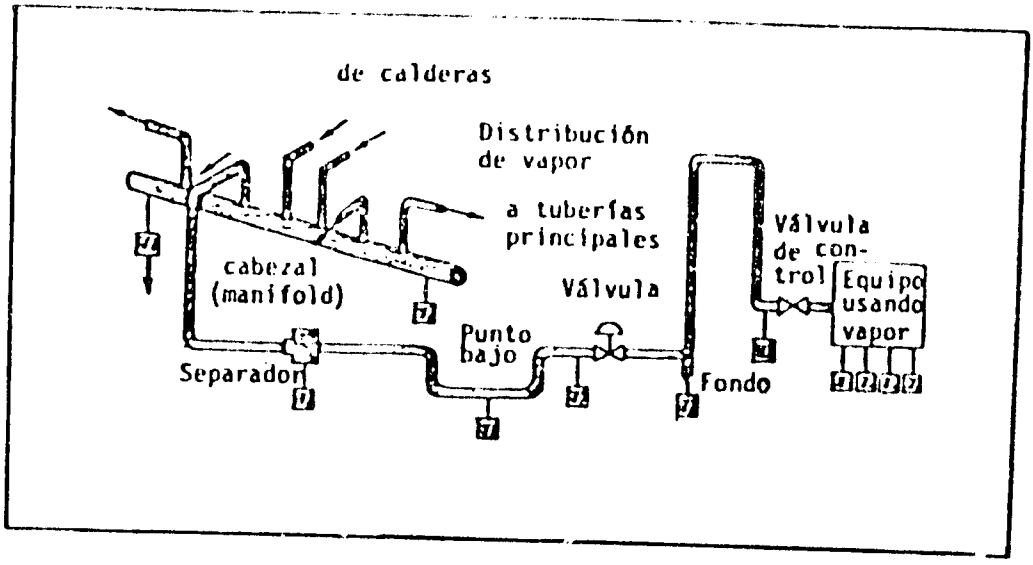
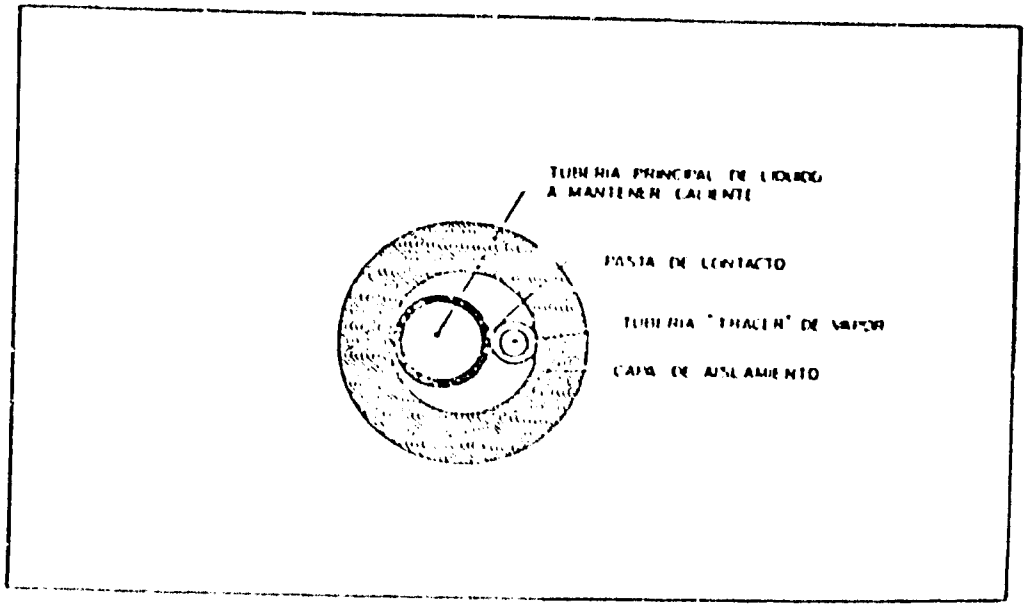


Figura 4.11

APLICACION TRACER DE VAPOR PARA MANTENER CALIENTE UN FLUIDO TRANSPORTADO POR TUBERIA



4.4.2.1 Método de operación

Algunas trampas como las de cubeta invertida y de disco tienen descarga intermitente, mientras que otras tienen descarga continua modulada. En general, la única ventaja que tienen las trampas de descarga intermitente es la facilidad para comprobar su operación cuando están instaladas.

4.4.2.2 Conservación de energía (con tiempo en servicio)

Este punto se refiere a las pérdidas relativas de vapor vivo que tienen las diferentes trampas. Nuevas, todas las trampas tienen más o menos la misma eficiencia, una pérdida de vapor entre 0.5 y 2.0 lb/hr (0.23 y 0.91 kg/h). Pero con el uso, algunas se desgastan más que otras, lo que resulta en diferencias importantes en pérdidas después de algún tiempo en servicio.

Existe otro aspecto de conservación de energía que se usa al referirse a trampas. Este se trata del subenfriamiento que causa la trampa al condensado antes de pasarlo. Las trampas termostáticas, por ejemplo, no dejan pasar el condensado hasta que se haya enfriado (subenfriado) a una cierta temperatura. Si el condensado cede el calor al proceso al subenfriarse, la trampa se puede considerar más eficiente, o sea que aprovecha mejor la energía. Pero si el condensado se queda estancado en un serpentín, por ejemplo, está en realidad reduciendo la capacidad de transmisión de calor de ese serpentín y la eficiencia térmica del proceso de calentamiento a través del serpentín. Es importante no confundir las características de eficiencia de la trampa (no pasar vapor vivo) con la eficiencia térmica del proceso.

4.4.2.3 Resistencia al desgaste

La resistencia al desgaste influye directamente en el punto anterior. La trampa de disco se desgasta rápido por el ciclaje de su disco, especialmente a baja carga. Los orificios de todas las trampas se desgastan con el tiempo y se reduce su eficiencia. La trampa de cubeta invertida, como trampa intermitente, no es afectada mucho por el desgaste en el orificio: el desgaste del asiento causa que la válvula se asiente mejor durante el ciclo cerrado, asegurando pérdidas mínimas de vapor.

4.4.2.4 Resistencia a la corrosión

Todas las trampas son afectadas por la corrosión en el sistema debido al CO_2 y el oxígeno presentes en el sistema, pero algunas como las bimetálicas y de expansión, con dispositivos más sensibles, son menos resistentes a la corrosión.

4.4.2.5 Resistencia al golpe de ariete

Los elementos termostáticos y los flotadores cerrados son muy sensibles a los golpes de ariete, y se dañan fácilmente.

4.4.2.6 Venteo de aire y CO_2 a la temperatura de vapor

Las trampas de cubeta invertida y de orificio ventean gases a la temperatura de vapor, mientras que las otras los ventean a temperaturas más bajas, a veces unos pocos grados, y a veces hasta 30 a 50 °F menos (en caso de trampas bimetálicas). Entre más se enfría la mezcla de CO_2 y condensado, más corrosivo se vuelve dentro del sistema de condensado.

4.4.2.7 Facilidad de comprobar una operación satisfactoria

La operación de las trampas que tienen descarga intermitente se puede verificar eficazmente por su sonido de cerrar y abrir (ver sección 4.5). Las trampas que modulan según la carga y tienen carga continua son casi imposibles de probar en el campo sin inspección visual de la descarga.

4.4.2.8 Habilidad de manejar cargas de aire al arrancar el sistema

Las trampas que dejan pasar mejor el aire al arrancar el sistema son las termostáticas, cuyos elementos se quedan abiertos debido a la temperatura más baja del aire comparada con la del vapor. Estas trampas tienen un orificio grande, modulado por el elemento termostático. Las otras tienen que pasar el gran volumen de aire al arrancar a través de un orificio pequeño que no tiene la posibilidad de abrir más.

4.4.2.9 Operación con contrapresión

La contrapresión en la línea de condensado puede deberse a una variación rápida de la carga de condensado, o a una trampa mala que está presurizando la línea de condensado con vapor vivo. La mayoría de las trampas soportan bien esta condición, pero la capacidad del orificio disminuye. La trampa termodinámica de disco, que necesita una diferencia de presión grande para vaporizar instantáneamente parte del condensado y así cielar, se queda abierta pasando vapor vivo cuando la contrapresión llega a un 40% de la presión de vapor.

4.4.2.10 Resistencia al daño por congelamiento

En climas fríos, la resistencia al congelamiento es muy importante. En ese aspecto las trampas que tienen internamente depósitos de agua, como las trampas mecánicas, son definitivamente más susceptibles que las que no se mantienen con líquido. Pero aún estas trampas pueden dañarse bajo ciertas condiciones, y se sugiere tener cuidado en el diseño de líneas de drenaje para prevenir el congelamiento.

4.4.2.11 Operación a baja carga

En general la respuesta de las trampas a baja carga es bastante buena. Cuando opera a una carga mucho menor de la carga de diseño, la trampa operará con menor eficiencia, pasando más vapor. A carga muy baja, el orificio deja pasar vapor. La trampa de disco a baja carga cicla mucho, causando aumento en pérdidas de vapor, y más desgaste del disco y del asiento.

4.4.2.12 Respuesta a golpes de condensado

Los cambios rápidos en la carga causan acumulaciones repentinas de condensado. La respuesta de las trampas mecánicas es inmediata, lo que asegura que se descargue rápidamente todo el condensado. Las trampas termostáticas tienen respuesta demorada porque esperan el enfriamiento del condensado; algo similar sucede con la trampa de disco que espera el enfriamiento del vapor de la vaporización instantánea encima del disco. Estas pueden causar acumulación momentánea de condensado en los serpentines o tubos del intercambiador.

4.4.2.13 Capacidad para pasar suciedad

La suciedad está siempre presente en todo sistema de vapor: pedazos de incrustación de tubería, óxido debido a la corrosión en el sistema, etc. Normalmente la suciedad está atrapada entre la válvula y el orificio de la trampa, lo que impide el cierre completo de la válvula. Esto causa fugas y erosión del asiento, dañándolo permanentemente. Las trampas con orificios pequeños son más susceptibles a la suciedad, salvo la trampa de cubeta invertida. Esta trampa tiene el orificio en el punto alto y las partículas grandes de suciedad caen en el punto bajo. Por la acción de la cubeta y la circulación del flujo dentro de la trampa, la suciedad se deshace en pedazos más pequeños; cuando son suficientemente pequeños para poder flotar hasta la superficie del líquido en la trampa, pasan a través del orificio.

4.4.2.14 Tamaño físico comparativo

El tamaño físico puede ser una ventaja en lugares de poco espacio; además, una trampa pequeña pierde menos calor que una grande. Las trampas mecánicas tienen que ser grandes por los dispositivos mecánicos que tienen; los elementos bimetálicos también requieren un tamaño más grande que las otras trampas.

4.4.2.15 Falla normal de la trampa (abierta o cerrada)

Según el diseño de la trampa puede fallar abierta o cerrada. Desde el punto de vista del proceso, es mejor que la trampa falle abierta, así no se afecta el proceso; la pérdida de vapor es aceptable comparada con el paro del proceso. Pero si la trampa está sobredimensionada, la pérdida de vapor puede ser significativa. Desde el punto de vista de ahorro de energía, es mejor que la trampa falle cerrada. Es siempre más fácil detectar una trampa que falla cuando está cerrada que cuando está abierta.

4.4.2.16 Costo

El costo por trampa en los Estados Unidos varía entre $75 y $500, según el tipo de trampa, los materiales que se usan, el tipo de construcción, y la capacidad. No se puede comparar bien el costo de un tipo de trampa con otro debido a los muchos factores que influyen. Es importante mencionar que las trampas son relativamente baratas en comparación con las pérdidas de vapor que se pueden dar en ellas. Por ejemplo, si la pérdida normal de una

trampa es de 2 lb/h de vapor, y la trampa opera 4 000 h/año en una planta donde el vapor cuesta $CA 5/1 000 lb, el costo de las las pérdidas de vapor será:

$$2 \text{ lb/h} \times 4\,000 \text{ h/año} \times \$CA\ 5/1\,000 \text{ lb} = \$CA\ 40/\text{año}$$

Si la trampa empieza a perder más vapor de lo mínimo, las pérdidas fácilmente llegan y sobrepasan el costo de una nueva trampa, (ver sección 4.5.2), así que vale la pena gastar más en una buena trampa con la certeza de que se va a pagar durante su operación.

4.4.2.17 Vida útil

Aunque la vida útil de una trampa puede estar relacionada con el desgaste físico, su sensibilidad al golpe de ariete, la corrosión, y otros factores presentados en subsecciones anteriores, la experiencia en planta demuestra que la vida de una trampa también depende de la capacidad adecuada para la carga, la contrapresión, el mantenimiento que se le da y otros factores. Si bien es cierto, todas las trampas tienen características similares al instalarlas, no es así después de un año o varios años de operación. Pruebas de calorímetro, por ejemplo, comprueban que en las trampas termodinámicas de disco sigue aumentando la pérdida de vapor con el tiempo en servicio, mientras que para una trampa de cubeta invertida, la pérdida permanece casi constante. El Cuadro 4.3 muestra el porcentaje de varias trampas que se encontraron con fallas durante una verificación detallada de 2 200 trampas en una industria química.

Cuadro 4.3

PORCENTAJE DE TRAMPAS CON FALLAS EN UNA INDUSTRIA QUIMICA
(Referencia 49)

Trampa	Porcentaje con fallas	Observaciones
Flotador y termostato	25%	Elemento termostático muy sensible.
Cubeta invertida	19%	Desgaste del varillaje.
Bimetálica	54%	Mal ajuste e histéresis del elemento bimetálico.
Fuelle	47%	Fuelle dañado por corrosión o golpe de ariete.
Disco	55%	Debido a alta contrapresión en línea de condensado, y baja carga.

4.4.3 Capacidades de trampas

4.4.3.1 Factores que afectan la capacidad

El caudal de condensado que puede pasar por una trampa es afectado por tres factores: diámetro del orificio, presión diferencial, y temperatura.

- Diámetro del orificio

Es lógico que el tamaño del orificio o del asiento de la válvula dentro de la trampa influya directamente en su capacidad. En trampas mecánicas y termodinámicas, el tamaño del orificio es fijo; éstas tienen mucho más modelos con varios diámetros del orificio para satisfacer todas las aplicaciones posibles. En trampas termostáticas, el área efectiva del orificio cambia según el movimiento de la válvula por el elemento termostático.

- Presión diferencial

Es obvio que la diferencia de presiones entre la entrada (sistema de vapor) y la salida (sistema de condensado) de la trampa afecta su capacidad. Sin embargo, es difícil conocer la determinación de este diferencial de presión en la aplicación, especialmente si se da la situación de varias trampas que descargan a un sistema cerrado de regreso de condensado. En muchos casos, esto dificulta la selección de una trampa de capacidad adecuada.

- Temperatura de condensado

Debido a la vaporización instantánea del condensado al pasar por el orificio de la trampa, la capacidad del orificio es limitado. La cantidad de vapor instantáneo disminuye con el subenfriamiento del condensado; como se muestra en la Figura 4.12, la capacidad aumenta considerablemente al enfriar el condensado (a presión constante). Esto se aplica básicamente a trampas termostáticas que siempre subenfrían el condensado. Las mecánicas y termodinámicas pasan el condensado muy cerca de la temperatura de saturación.

4.4.3.2 Cuadros de capacidad de trampas

En los Cuadros 4.4 a 4.7 se presentan capacidades para diferentes trampas de tipo flotador y termostato, cubeta invertida, termostática de fuelle y termodinámica de disco. Estos cuadros son ejemplos y no presentan listas definitivas. Sin embargo, pueden servir para hacer algunas observaciones a continuación, y para fines de los ejemplos en la subsección siguiente.

Es importante observar que el diámetro de la línea de conexión de la trampa no define el diámetro del orificio: son dos diámetros diferentes y no necesariamente están relacionados. Pueden obser-

varse que puede tenerse varios diámetros de conexión para un sólo diámetro de orificio. En muchos casos se ha encontrado que la planta selecciona trampas que son del mismo diámetro que la tubería de conexión, del lado de vapor o del condensado. Esta práctica es incorrecta, ya que la trampa tiene que ser seleccionada según su capacidad, calculada independientemente y comparada con cuadros como los presentados aquí.

Las trampas de cubeta invertida y de disco presentadas son de capacidades bajas. Las trampas de disco normalmente no llegan a cargas muy altas, mientras que las de cubeta invertida se diseñan para cargas hasta 20 000 lb/h (9072 kg/h), y en diseños de hierro fundido hasta 50 000 lb/h (22680 kg/h). En casos de proceso con carga alta es mucho mejor instalar varias trampas (de 10 a 20) pequeñas, en banco, que una trampa grande. Si falla la grande se pierden grandes cantidades de vapor o se para el proceso; pero si falla una pequeña se puede reemplazar sin mucha pérdida de vapor y sin perjudicar el proceso.

La trampa termodinámica de disco se utiliza comúnmente para presiones altas, por su pequeño tamaño. Las trampas de cubeta invertida de acero forjado también se pueden instalar para presiones muy altas.

Se puede notar que la trampa de flotador tiene mayor capacidad que la termostática teniendo las dos un orificio de media pulgada. La diferencia se basa en la operación del orificio. En la trampa termostática, la válvula movida por la expansión del fuelle nunca deja el orificio completamente abierto. El flotador en una trampa de flotador y termostato deja casi libre el orificio cuando está completamente cargada.

4.4.3.3 Factor de seguridad

El factor de seguridad es un multiplicador que se aplica al condensado calculado para una aplicación dada para asegurar que la trampa seleccionada tenga la capacidad adecuada. La necesidad del factor de seguridad proviene de: 1) cargas más altas durante el arranque del sistema y equipo; 2) cargas variables durante la operación; 3) la necesidad de sobredimensionar la trampa (especialmente en casos de cubeta invertida) para eliminar aire del sistema con rapidez; y 4) la posibilidad de contrapresión en el sistema de condensado. Los factores de seguridad comúnmente varían entre 2 y 6; y son diferentes según el tipo y el fabricante de la trampa. En el Cuadro 4.8 se presenta una lista de factores de seguridad.

Cuadro 4.4

CAPACIDADES TIPICAS PARA TRAMPAS DE FLOTADOR Y TERMOSTATO

Modelo Diámetro Orificio Diámetro Conexión	FT-1 1/8" 3/4 ó 1"	FT-2 13/64" 1 ½"	FT-3 5/16" 2"	FT-4 1/2" 2 ½"
Presión Diferencial (psi)	Capacidades lb/hr			
2	300	500	1 400	5 400
5	400	800	2 000	7 200
10	525	1 100	2 700	9 000
20	700	1 375	3 500	12 500
30	775	1 575	4 200	14 000
40	850	1 740	4 550	15 000
50	950	1 975	5 200	16 500
60	1 000	2 000	5 600	17 000
75	1 080	2 200	6 200	19 800
100	1 190	2 475	7 100	23 000
125	1 275	2 725	8 000	25 500
150	-	2 950	-	27 000
175	-	3 200	-	28 500
200	-	-	-	30 000
250	-	-	-	33 000
300	-	-	-	35 000
400	-	-	-	38 500
450	-	-	-	40 000

Cuadro 4.5

CAPACIDADES TIPICAS PARA TRAMPAS DE CUBETA INVERTIDA

Presión Diferencial (psi)	Capacidad de trampa (lb/h)			
	Modelo de trampa			
	CI-1	CI-2	CI-3	CI-5
5	450	830	1 600	2 900
10	560	950	1 900	3 500
15	640	1 060	2 100	3 900
20	680	880	1 800	3 500
25	460	950	1 900	3 800
30	500	1 000	2 050	4 000
40	550	770	1 700	3 800
50	580	840	1 900	4 100
60	635	900	2 000	4 400
70	660	950	2 200	3 800
80	690	800	1 650	4 000
100	640	860	1 800	3 600
125	680	950	2 000	3 900
150	570	810	1 500	3 500
200	-	860	1 600	3 200
250	-	760	1 300	3 500
300	-	510	1 400	3 700
400	-	590	1 120	3 100
450	-	-	1 200	3 200

Cuadro 4.6

CAPACIDADES TIPICAS PARA TRAMPAS DE DISCO

Modelo Diámetro Conexión Presión de Vapor (psig)	TD-1 3/8 ó 1/2"	TD-2 3/4"	TD-3 1"
10	250	370	500
25	310	450	610
50	390	570	750
75	450	680	910
100	500	780	1 050
150	600	940	1 290
200	690	1 080	1 500
300	850	1 300	1 860
400	940	1 500	2 160
600	1 185	1 925	2 550

(Descarga a presión atmosférica)

Cuadro 4.7

CAPACIDADES TIPICAS PARA TRAMPAS TERMOSTATICAS

Modelo TT
Conexión 1/2" ó 3/4"
Orificio 3/16"

Presión diferencial (psi)	Capacidad (lb/h)
5	600
10	800
15	1 000
25	1 300
50	1 850
75	2 200
100	2 400
125	2 600
150	2 750
175	2 900
200	3 000
250	3 250
300	3 450

(Capacidades basadas en subenfriamiento de 20°F)

Cuadro 4.8

FACTORES DE SEGURIDAD RECOMENDADOS PARA TRAMPAS DE VAPOR

Aplicación	Factor de Seguridad	
	Fabricante A	Fabricante B
Autoclaves	3-4	3
Evaporadores		2-3
Marmitas	4-5	3
Serpentines en aire	3-4	3
Intercambiadores concha y tubo		
- presión constante	4-6	2
- presión modulada		2-5
Calentadores de aire	3-4	2-3
Ramales de vapor	3-4	2-3
Separadores	3-4	2-3
Líneas rastreadoras	2-3	2

4.4.4 Ejemplos de selección de trampas

4.4.4.1 ¿Cómo seleccionar una trampa?

La selección de una trampa conlleva 5 pasos que se dan en detalle a continuación:

1. Escoger el tipo de trampa

Según la aplicación y la importancia de los diferentes factores enumerados en la sección 4.4.2, posiblemente con las sugerencias del fabricante o su representante, se escoge el tipo de trampa adecuado.

2. Calcular la carga de condensado

Con la ayuda de cuadros como las presentados en el apéndice, se puede llegar a una buena aproximación de la carga de condensado.

3. Aplicar el factor de seguridad

Es importante saber que los fabricantes usan diferentes factores de seguridad. Multiplicar la carga de condensado calculada por el factor de seguridad.

4. Determinar la presión diferencial

Del lado de vapor la presión es conocida, pero del lado del condensado tiene que tomarse en cuenta la presión final del sistema, la distancia de la trampa al punto de presión final, y la elevación del sistema.

5. Seleccionar la trampa

Usando cuadros o tablas similares a los Cuadros del 4.4 a 4.7 provistos por el fabricante, con los datos de los pasos 3 y 4, la selección de la trampa es sencilla.

***

4.4.4.2 Ejemplo 1

El tramo más largo de la tubería principal de vapor de 12" de diámetro necesita una trampa al final, después de 260 pies. El vapor se distribuye a 125 psig, y el condensado se regresa a un tanque atmosférico. ¿Cuál trampa y qué modelo se escogería para esta aplicación?

1. En este caso la carga será baja, y se puede pensar en una trampa de cubeta invertida o también en la termodinámica de disco. La aplicación de la cubeta invertida sería más común para algunos fabricantes, mientras que otros recomendarían un termodinámica. No se recomienda la termostática por su acumulación de condensado arriba de la trampa, lo que podría perjudicar a las líneas de vapor. La trampa de flotador y termostato no se usa en este tipo de aplicación.

2. La carga de condensado calculada con la ayuda del Cuadro 7 del Apéndice sería:

   0.80 lb/h pie x 260 pie = 208 lb/h (94 kg/h)

3. El factor de seguridad es 3, según el Cuadro 4.8

   208 lb/h x 3 = 624 lb/h (283 kg/h)

4. La presión diferencial es de 125 psi (0.86 M Pa)

5. Para la trampa de cubeta invertida se escogería el modelo CI-1 (Cuadro 4.3) que tiene la capacidad máxima de 680 lb/h (308 kg/h). Para la trampa de disco, se seleccionaría el modelo D-2 que tiene una capacidad entre 780 y 940 lb/h (354 y 426 kg/h).

***

4.4.4.3 Ejemplo 2

Un calentador de agua provee 5 000 lb/h máximo de agua calentada de 70°F a 160°F para un proceso de lavado y esterilización. El flujo de agua no es constante. El condensado se retorna a través de una tubería de 1" a un tanque a 100 pies de distancia y 15 pies de altura que se mantiene a 5 psig. ¿Cuál sería la trampa adecuada para drenar este sistema?

1. Para serpentines e intercambiadores, especialmente para servicios que modulan, se usa comúnmente la trampa de flotador y termostato, porque drena constantemente reaccionando rápidamente a cualquier cambio, y ventea casi inmediatamente

aire y gases al arranque. Otra buena posibilidad sería la trampa de cubeta invertida con la única desventaja de que el tiempo es más largo para eliminar el aire del sistema.

2. La carga de condensado sería

5 000 lb/h x 1 Btu/lb°F x (160-70)°F = 450 000 Btu/h (475 MJ/h = 132 kW).

El vapor a 30 psig tiene 930 Btu/lb de calor latente según las tablas de vapor (Cuadros 1 y 2, Apéndice).

450 000 Btu/h / 930 Btu/lb = 484 lb/h (220 kg/h)

3. El factor de seguridad para intercambiadores de servicio modulado será 3, de acuerdo con el Cuadro 4.8.

484 lb/h x 3 = 1 452 lb/h (660 kg/h)

4. La presión de vapor es 30 psig (0.21 MPa), pero para determinar la contrapresión del sistema de condensado, se necesita sumar la presión del tanque, la pérdida de presión en la línea, y la altura hidráulica debida a la elevación del tanque.

Usando el Cuadro 10 del Apéndice a 30 psig (0.21 MPa) de vapor y a 5 psig (34 kPa) de condensado, la caída de presión para una tubería de 1" (25.4 mm) es 2.04 psi (14 kPa) por cada 100 pies a un flujo de 1 820 lb/h (826 kg/h). Se puede suponer, entonces, que un estimado conservador de la caída de presión en la tubería de 1" (25.4 mm) con flujo de 1 452 lb/h (660 kg/h) es 2 psi (13.8 kPa).

La altura hidráulica debida a la elevación de 15 pies de la tubería es:

1/2 psi/pie x 15 pie = 7.5 psi

La contrapresión total es:

5 psi (tanque) + 7.5 psi (elevación) + 2 psi (tubería) = 14.5 psi (100 kPa)

La presión diferencial es:

30 - 14.5 = 15.5 psig (0.11 MPa)

5. La trampa de flotador y termostática que se escogería según el Cuadro 4.4 es FT-2. La trampa de cubeta invertida correspondiente sería a la CI-3 (Cuadro 4.5). Las dos trampas tienen una capacidad máxima de 2 100 lb/h (953 Kg/h).

4.4.5 Instalaciones de trampas

Las instalaciones de trampas se pueden dividir en dos categorías: drenaje por gravedad, y drenaje por sifón.

4.4.5.1 Drenaje por gravedad

Esta es la forma más común de drenar el condensado de un sistema, y, es el método que más se recomienda. En la Figura 4.13 se muestra la instalación de una trampa en una línea distribuidora de vapor. La parte recolectora debe ser lo suficientemente grande para interceptar y acumular condensado y partículas sólidas del sistema. La instalación de la derecha muestra la opción de drenar el condensado de lado o al fondo de la parte recolectora. El drenaje de condensado de un equipo de proceso (Figura 4.14) se hace de la misma forma. Se recomienda instalar válvulas de aislamiento para poder reparar o reemplazar la trampa sin parar el sistema. También se recomienda instalar un filtro de manila antes de la trampa, excepto en la de cubeta invertida. Los filtros tienen una salida de purga para ser limpiados sólo abriendo la válvula correspondiente. En todos los sistemas, especialmente en los de ambientes fríos, es recomendable instalar un rompedor de vacío. Este dispositivo permite la entrada del aire ambiental a un equipo, una vez que se ha cortado el flujo de vapor. Así, el equipo no se daña por el vacío que se forma al condensarse el vapor en un volumen cerrado.

4.4.5.2 Drenaje por sifón

El drenaje por sifón es muy útil en instalaciones donde la línea de regreso de condensado está arriba de la salida del equipo (Figura 4.15). También se utiliza en instalaciones como las de la Figura 4.16, donde el condensado necesita subir para salir de un tanque u otro volumen. En estas instalaciones, la trampa debería de instalarse después de la subida de la tubería (Figura 4.15), y debería de asegurarse que exista suficiente presión para elevar el condensado (ver ejemplo 2, sección 4.4.4.3). Otra solución al al problema de líneas de retorno arriba de las máquinas de proceso es drenar el condensado por gravedad a un depósito; luego bombearlo de regreso.

Figura 4.12

VARIACION DE LA CAPACIDAD DE LA TRAMPA
SEGUN SUBENFRIAMIENTO

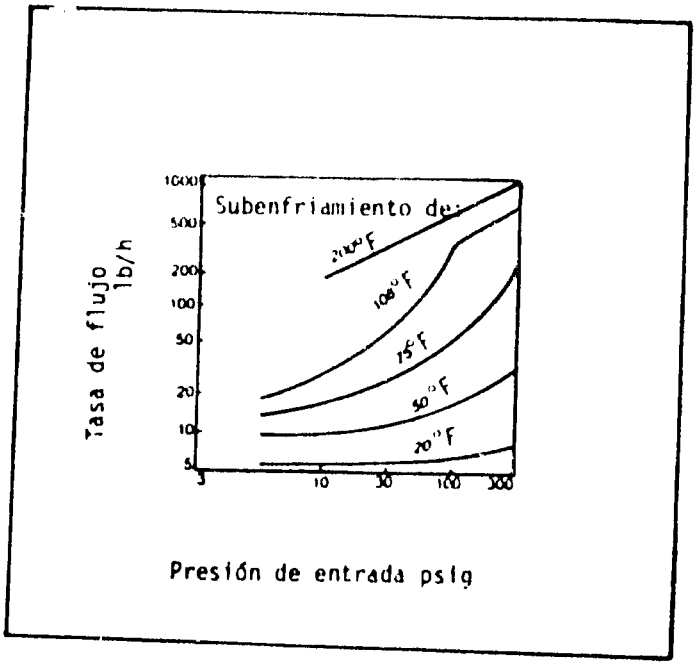


Figura 4.13

DRENAJE DE CONDENSADO DE LINEAS DE VAPOR

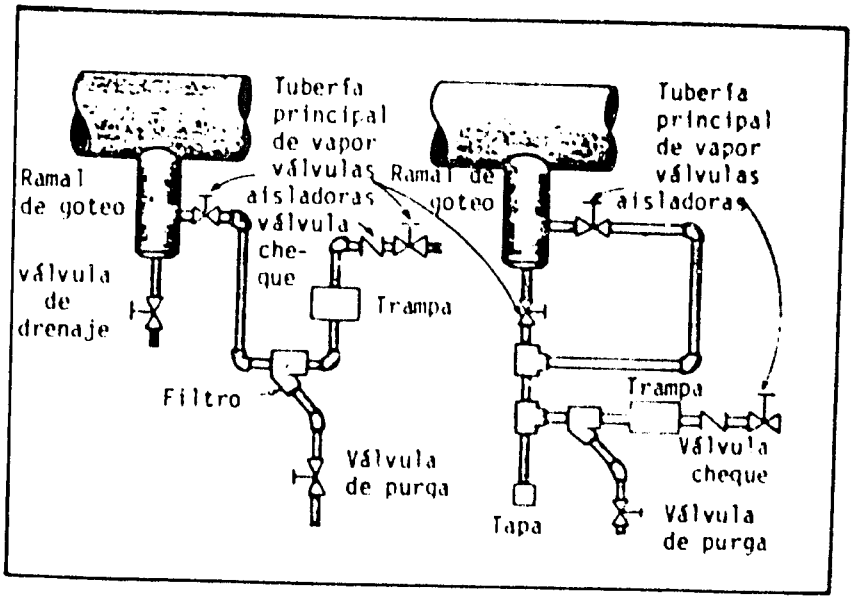


Figura 4.14

DRENAJE DE CONDENSADO DE EQUIPO DE PROCESO

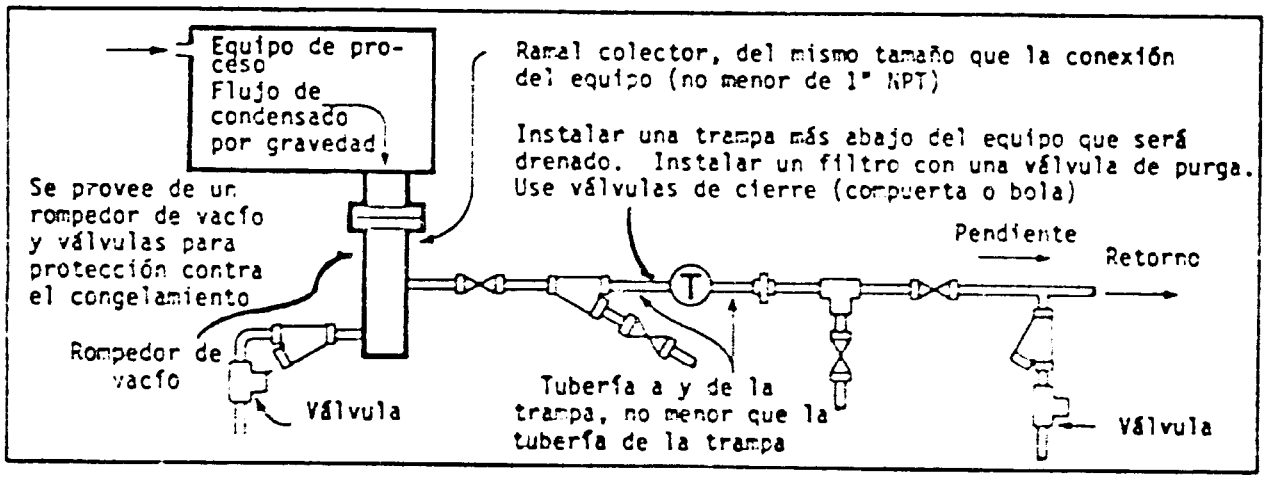


Figura 4.15

DRENAJE DE CONDENSADO POR SIFON EN LINEAS DE VAPOR

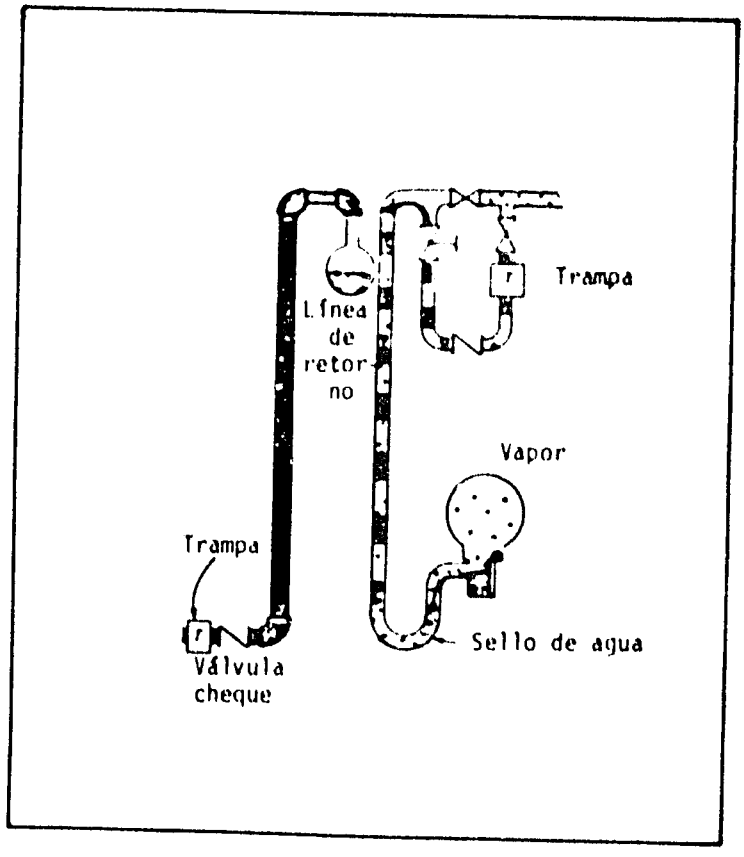
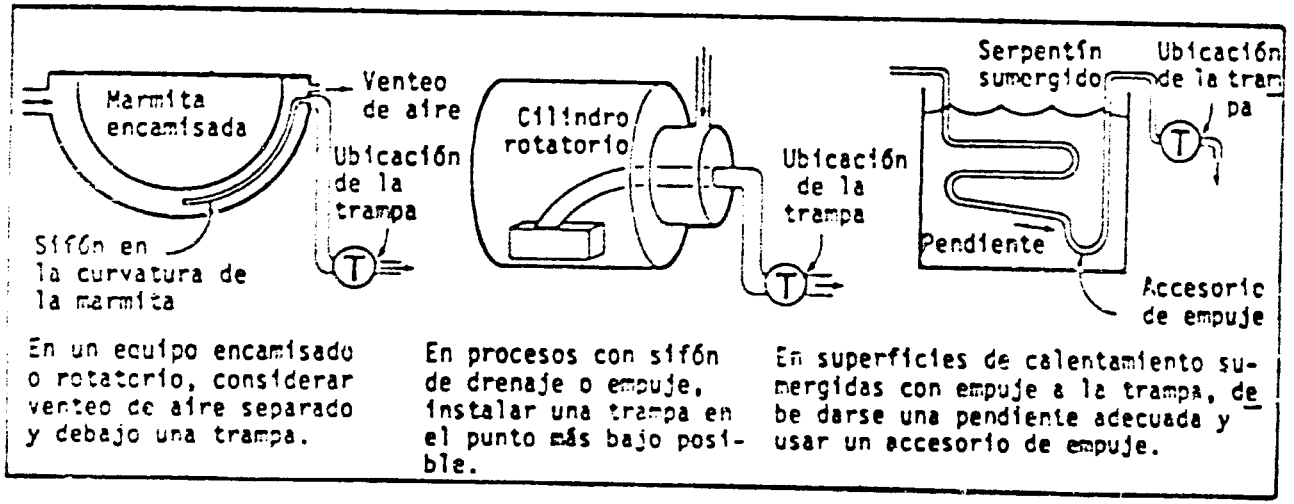


Figura 4.16

DRENAJE DE CONDENSADO POR SIFON EN EQUIPO DE PROCESO



4.5 PERDIDAS DE VAPOR EN TRAMPAS

4.5.1 Operación normal

En operación normal hay dos tipos de pérdidas de vapor en la trampa: 1) pérdida de vapor vivo a través del orificio, y 2) pérdida indirecta de vapor debido a la transmisión de calor de la trampa y de la línea que alimenta la trampa. La pérdida de vapor vivo es casi nula cuando la trampa está bien cargada, pero a muy baja carga se ha medido para trampas con conexión de 1/2"(12.7 mm), en 0.5 a 1.5 lb/h(0.23 a 0.68 kg/h). La pérdida de vapor a través del calor perdido para las mismas trampas se midió entre 0.5 y 3.0 lb/h (0.23 y 1.36 kg/h).

Las pérdidas durante la operación de una trampa están afectadas por el tipo de trampa, el tamaño, y la aplicación. Una trampa termostática que acumula mucho condensado antes de pasarlo tendrá pérdidas de calor más grandes que una trampa de flotador, cubeta invertida, o termodinámica, que pasan el condensado casi inmediatamente. Pero las trampas mecánicas tendrán siempre más pérdidas por radiación y convección que la trampa termostática. El tamaño de la trampa también influye en las pérdidas, tanto por el mayor orificio como por la mayor área de calor. Y como se mencionó anteriormente, la edad de la trampa también influye en las pérdidas, especialmente las de vapor vivo.

En resumen, se puede decir que una trampa nueva puede tener de 2 a 5 lb/h (0.91 a 2.3 kg/h) de pérdidas sin carga o con baja carga serán mayores, por eso se recomienda no sobredimensionar una trampa. El Cuadro 4.9 es útil para observar las pérdidas de diferentes trampas, y para comprobar que todas las pérdidas son relativamente pequeñas. Sin embargo, no debería de usarse como indicación de la eficiencia relativa de las trampas: existen demasiadas variables como tamaño, aplicación y tiempo en servicio que afectan las pérdidas.

Cuadro 4.9

PERDIDAS DE ENERGIA EN DIFERENTES TRAMPAS
(En lb/h de vapor equivalente a 160 psig)
(trampas de conexión de 1/2")

	CARGA NORMAL			SIN CARGA		
	vapor vivo	calor	total	vapor vivo	calor	total
Termostática (bimetálica)	0	1.0	1.0	1.0	1.0	2.0
Flotador y termostato	0	3.0	3.0	0	3.0	3.0
Cubeta invertida	0	2.5	2.5	1.0	2.5	3.5
Termodinámica (disco)	0	0.5	0.5	1.0	0.5	1.5

4.5.2 Trampas falladas

El cálculo de las pérdidas por trampas falladas es una área de poca precisión y en que hay desacuerdo en la literatura sobre trampas. Debe mencionarse desde el principio dos puntos: 1) lo único que sí se puede calcular con cierta seguridad es la pérdida máxima de una trampa de orificio dado, que falló completamente abierta; y 2) la única manera de evaluar la cantidad de pérdida con precisión es medir el condensado haciendo un balance de calor y masa. El Cuadro 4.10 se puede utilizar para estimar las pérdidas de vapor en caso que el orificio esté abierto. El problema es que la mayoría de trampas antes de fallar completamente abiertas, empiezan a perder vapor por desgaste. No hay manera de cuantificar estas pérdidas sin una instalación física que permita la condensación y acumulación del vapor y condensado pasados por la trampa. Cabe recordar que las pérdidas de vapor rápidamente llegan a igualar el costo de reemplazo de una trampa (ver sección 4.4.2.16), lo que a veces hace innecesario un cálculo detallado de pérdidas.

Cuadro 4.10

PERDIDAS APROXIMADAS DE VAPOR (lb/h) A VARIAS PRESIONES A TRAVES DE ORIFICIOS ABIERTOS A PRESION ATMOSFERICA

Diámetro de orificio	Presión (psig) 15	30	50	100	150	200
1/16"	5	7	10	18	26	34
1/8"	19	29	41	73	105	136
3/16"	43	64	93	164	235	306
1/4"	76	114	164	291	418	545
3/8"	171	257	371	656	941	1226
1/2"	304	456	659	1165	1672	2179

El Cuadro 4.10 debe usarse con la precaución de que en la operación a carga normal, aún en una trampa fallada completamente abierta, pasa condensado que, dependiendo de la carga, podría disminuir sustancialmente la pérdida de vapor estimada. La comparación del Cuadro 4.10 con el Cuadro 4.4, por ejemplo, es interesante: por el mismo diámetro del orificio existe la capacidad de pasar condensado de 15 a 25 veces más que la de vapor.

El uso de este cuadro requiere conocimiento del diámetro del orificio o las especificaciones de la trampa. Normalmente se debe consultar al fabricante de las especificaciones de la trampa para obtener esta información; como ya se ha dicho anteriormente, el diámetro del orificio no es de ninguna manera igual al diámetro de la conexión.

Como muchos modelos de trampas no especifican el diámetro del orificio, la referencia 54 demuestra un cálculo para la pérdida máxima de una trampa a partir de su capacidad de condensado a 100 psig (0.68 MPa).

4.6 METODOS DE PRUEBA DE TRAMPAS

Igual que la selección y el cálculo de las pérdidas, el poder comprobar que una trampa esté o no esté funcionando bien es una combinación de arte y ciencia, donde la experiencia es el mejor entrenador. A continuación se discuten los tres métodos comúnmente usados para comprobar la operación de trampas: temperatura, sonido, e inspección visual, en orden de utilidad. En la cuarta subsección se discuten los métodos de prueba para cada tipo de trampa. En la última subsección se describen nuevas tendencias en la comprobación de la operación de trampas.

El Cuadro 4.11 presenta un resumen de los diferentes métodos y su aplicabilidad para diferentes pruebas.

CUADRO 4.11

RESUMEN DE METODOS DE PRUEBA DE TRAMPAS

Prueba	Temperatura	Sonido	Inspección visual	Medición de condensado
Trampa falla abierta	No	Sí(b)	Sí	Sí
Trampa falla cerrada	Sí	Sí	Sí	Sí
Fuga durante ciclo cerrado	No	Sí	Sí	Sí
Fuga al final de ciclo abierto	No	No	No	Sí(c)
Acumulación de condensado	Sí(a)	No	Sí	Sí
Pérdida total del vapor	No	No	No	Sí(c)
¿Fácil y conveniente?	Sí	Sí	Sí	No

(a) sólo en trampas termostáticas donde hay subenfriamiento
(b) sólo en trampas que ciclan al operar correctamente
(c) sólo con balance de calor y masa del sistema total.

4.6.1 Temperatura

La prueba de temperatura se basa en el hecho de que el vapor a alta presión de un lado de la trampa tiene una temperatura más alta que el condensado a baja presión del otro lado. Aunque esto es cierto, la temperatura del lado del condensado corresponderá a la presión de saturación, y una alta temperatura del lado del condensado puede indicar alta contrapresión, y no una mala trampa. Se ha hablado de medir la temperatura en la descarga y ver si ciela con la descarga cíclica de la trampa. Sin embargo, mucho equipo de medición no tiene tiempo de respuesta inmediata, y muchas trampas ciclan demasiado rápido para advertir una variación marcada en la temperatura. La calidad de la superficie (buen contacto; buena emisividad) puede afectar la confiabilidad de las lecturas, y de todos modos existe un gradiente de temperatura a través de la película interior y la pared de la tubería. La única prueba que se puede hacer con certeza al medir la temperatura es la comprobación de si la trampa ha fallado cerrada.

4.6.1.1 Equipo

El equipo usado para pruebas de temperatura va desde el más sencillo a equipos muy complicados. Un frasco con agua es más que suficiente para determinar si la trampa está caliente o fría: Si no se evaporan rápidamente las gotas de agua rociadas sobre la superficie de la trampa, es probable que ha fallado cerrada. Un termómetro de contacto ($US 200 - $US 400) puede comprobar lo mismo, y además puede dar una indicación de la situación en la salida de la trampa; sin embargo, necesita un buen contacto con la tubería. El pirómetro de radiación ($US 1 200 - $US 2 500) da un poco más de precisión en la lectura de las temperaturas, pero no se obtiene más información. El pirómetro óptico, o el termógrafo ($US 8 000 - $US 25 000) ofrecen la posibilidad de "ver" las diferentes temperaturas, y posiblemente pueden indentificar ciclaje, y aún fugas al final del ciclo abierto de una trampa intermitente, pero no con gran seguridad.

4.6.1.2 Ventajas

Las pruebas por temperatura ofrecen las siguientes ventajas:

- Indican trampas frías, o falladas cerradas
- Algunos medidores pueden identificar el ciclaje de algunas trampas

- Pueden identificar condiciones inesperadas en las trampas o en la línea de condensado
- Pueden identificar situaciones anormales, por ejemplo, filtros tapados, o tubos de desvío abiertos.

4.6.1.3 Limitaciones

Las pruebas por temperatura tienen las siguientes limitaciones:

- No cuantifican pérdidas
- Se necesita entender los principios de operación de trampas
- Se necesita tener una idea anticipada de las temperaturas
- El ciclaje de las válvulas de vapor puede influir en las mediciones
- Costo alto de algunos medidores
- Se necesitan superficies limpias
- No pueden distinguir entre descargas de vapor y condensado con vapor
- Los medidores más complejos necesitan cuidadosa calibración.

4.6.2 Sonido

La prueba de sonido aprovecha los diferentes sonidos que tienen el flujo de un líquido, el flujo de un gas, y el cerrar una válvula metálica. El medidor se coloca lo más cerca posible de la salida de la trampa. Con experiencia se pueden llegar a identificar no sólo las diferencias en tipos de flujos, sino también los sonidos característicos de las diferentes trampas.

4.6.2.1 Equipo

El equipo básico para escuchar el funcionamiento de una trampa es un destornillador con la manecilla (plástica es preferible a la

de madera) puesta al oído y el metal tocando la trampa cerca de la salida. El estetoscopio ($US 100) de mecánico o de médico (muchos prefieren este último por su calidad) tiene la misma función, es más cómodo, confiable, y más segura para verificar trampas. Puntas de prueba con ampliación ($US 300 - $US 400), con audífonos, permiten una mejor concentración en el sonido amplificado de la trampa. Puntas de prueba de ultrasonido ($US 800 - $US 1 000) efectivamente filtran el sonido del ambiente, y amplifican el sonido de la trampa; el sonido análogo que producen es proporcional al flujo. Este último no se puede usar para cuantificar fugas, a pesar de la intensidad de sonido análogo a la cantidad de flujo: tendría que calibrarse con cada trampa que se quiere probar, debido a que después de un tiempo en funcionamiento, suciedad, desgaste, etc., no hay dos trampas iguales en la planta.

4.6.2.2 Ventajas

Las pruebas por sonido ofrecen las siguientes ventajas:

- Se puede escuchar el funcionamiento de la trampa
- Equipo de bajo costo
- El equipo no requiere calibración
- (con ultrasonido) Pueden escucharse fugas pequeñas
- (con ultrasonido) Insensible al ruido ambiental

4.6.2.3 Limitaciones

Las pruebas por sonido tienen las siguientes limitaciones:

- No cuantifica la fuga
- Se necesita entender los principios de operación de las trampas
- Es difícil distinguir entre flujo de líquido y de condensado: el flujo continuo puede indicar o fuga o trampa inadecuadamente dimensionada para la carga
- Juicio subjetivo sobre si la frecuencia de descarga es adecuada
- Puede ser afectado por el ruido ambiental

- (con ultrasonido) Ubicación de la punta de prueba en la trampa, fuerza de contacto, pérdida de presión a través de la trampa, y construcción de la trampa, todos influyen en el ruido
- (con ultrasonido) Alto costo y necesidad de calibración.

4.6.3 Inspección visual

La inspección visual permite entender casi exactamente el funcionamiento de la trampa a través de la observación de la salida de la trampa. Normalmente se instala una T en la salida de la trampa y una válvula de tres pasos, para que se pueda dejar paso de la trampa o al ambiente, o a la línea de retorno de condensado.

Para efectuar una buena inspección visual, se necesita reconocer la diferencia entre el vapor vivo y el vapor instantáneo (ver Figura 4.17). El vapor instantáneo es de baja velocidad, empieza a subir rápidamente, y normalmente aparece con el condensado. El vapor vivo es un chorro más fuerte y bien definido, e invisible hasta la primera pulgada después de la salida de la tubería.

4.6.3.1 Equipo

No se necesita equipo para efectuar inspecciones visuales. Sin embargo, en un sistema cerrado donde se regresa el condensado cada trampa necesita la instalación de una T con su válvula en la línea.

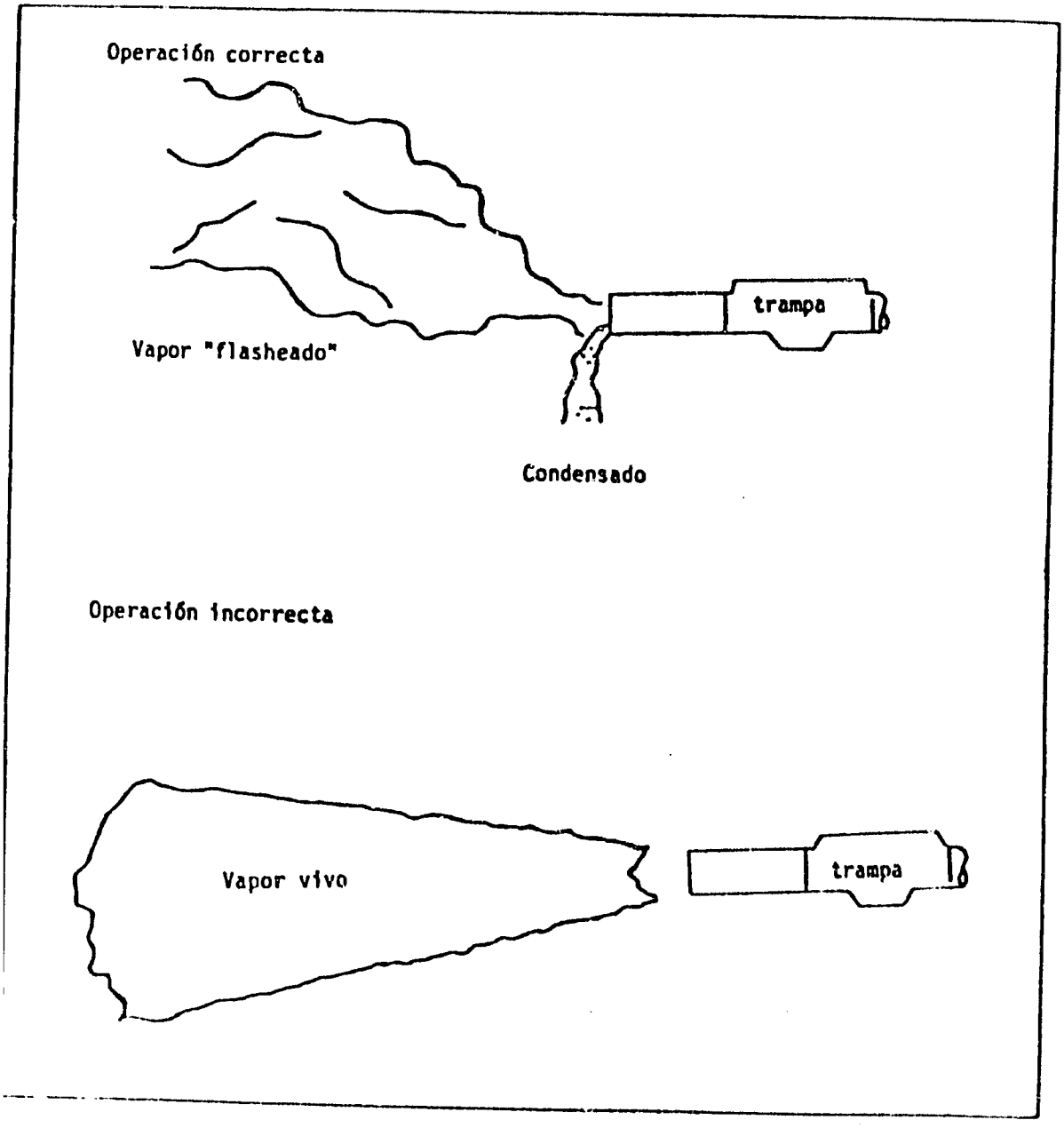
4.6.3.2 Ventajas

Las pruebas por inspección visual ofrecen las siguientes ventajas:

- Puede verse la descarga
- Pueden comprobarse las fugas durante el ciclo cerrado
- No requiere herramientas o equipos especiales

Figura 4.17

INSPECCION VISUAL DE LA OPERACION DE TRAMPAS



4.6.3.3 Limitaciones

Las limitaciones de pruebas por inspección visual se presentan a continuación:

- No cuantifica las fugas
- Se necesita entender los principios de operación de las trampas
- Se necesita entender y conocer el vapor instantáneo
- La descarga al ambiente no es necesariamente igual a la descarga de la línea de retorno a cierta presión
- Posible peligro en descargas grandes o de alta presión
- Se necesita instalación de líneas y válvulas adicionales
- Juicio subjetivo sobre si la frecuencia de descarga es adecuada.

4.6.4 Medición de condensado

La medición de condensado es la única manera segura de comprobar y cuantificar el funcionamiento de una trampa. Sin embargo, tiene las desventajas de ser muy lenta, y de requerir un balance de calor y masa del sistema para determinar las pérdidas. Los cálculos consumen mucho tiempo y necesitan buenos datos del proceso.

4.6.4.1 Equipo

El equipo más recomendable y fácil de encontrar en una planta es un par de barriles de 55 galones($0.21\ m^3$). El primero, lleno de agua sirve para enfriar la tubería de condensado (y el vapor instantáneo) que sale de la trampa. El segundo barril sirve como depósito del agua donde se puede determinar la masa de agua, pesando o midiendo el volumen y la temperatura en el barril. Optativamente, el condensado se puede descargar en un barril o tambo lleno de agua fría, pesándolo antes y después del flujo de condensado.

4.6.4.2 Ventajas

La única, pero muy importante, ventaja que tiene la medición de condensado es la determinación de la pérdida de vapor a través de la trampa, pudiéndose decidir en base a ésto si es necesario reemplazarla o no. Este método sirve para comprobar otros métodos de prueba.

4.6.4.3 Limitaciones

La medición de condensado conlleva las siguientes limitaciones:

- Necesita gran inversión de tiempo
- Necesita cálculos de balance de masa y calor en el equipo de proceso
- Identifica una mala trampa, pero no identifica la causa de falla sin inspección visual

4.6.5 Comportamiento de diferentes trampas

Al hacer pruebas de operación de diferentes trampas es importante reconocer los sonidos y las características típicas de su operación. En las subsecciones siguientes se explican estos aspectos. Las posibles causas de falla de diferentes trampas se resumen en el Cuadro 4.12.

4.6.5.1 Flotador y termostato

Esta trampa es la más difícil de probar, debido a que en operación normal tiene descarga continua. Puede suceder en raras ocasiones que, a cargas muy bajas, tenga una descarga intermitente. Al hacer la prueba de sonido se oye un flujo constante; a veces se puede oír el ciclaje de la válvula termostática de aire. Con frecuencia se hace la prueba de cerrar la válvula que entra a la trampa, acumulando así el condensado durante unos 5 minutos. Al abrir esta válvula nuevamente, debería de oírse un ligero aumento en el flujo, y luego regresa a la operación normal. La inspección visual normalmente encuentra una cantidad de vapor instantáneo debido a que la trampa pasa el

condensado casi a la temperatura correspondiente al vapor en la línea. La temperatura medida a la entrada de la trampa entonces debe corresponder a la temperatura de saturación a la presión de vapor en la línea.

4.6.5.2 Cubeta invertida

La descarga normal de ésta es intermitente, y tiene un sonido metálico característico al subir y bajar la cubeta durante el ciclaje. A cargas muy bajas, la descarga puede ser continua y se oye como un burbujeo constante de líquido a través de la trampa. A cargas excesivamente altas también se puede oír un flujo constante. Igual a la trampa de flotador, el condensado no se acumula en la línea y pasa inmediatamente a través de la trampa. Por estas razones se observa una cantidad significativa de vapor instantáneo al salir de la trampa a la presión atmosférica, y se miden temperaturas bastante altas en la tubería que entra a la trampa.

4.6.5.3 Termodinámica de disco

Las características de la trampa de disco son las mismas que se aplican a la de cubeta invertida: sonido de descarga intermitente, bastante vapor instantáneo y temperatura alta en la línea que entra a la trampa. La trampa de disco también es de descarga intermitente sin mucha acumulación de condensado. Existe una diferencia marcada en sonido entre la trampa de disco y la de cubeta invertida: la de disco tiene un sonido muy seco y un ciclaje más rápido, especialmente en la descarga.

4.6.5.4 Termostática

Las trampas termostáticas, ya sea de fuelle, bimetálicas o de expansión tienen características similares. La descarga puede ser continua o modulada, dependiendo de la carga; ésto hace difícil la evaluación de estas trampas en base al sonido únicamente. En estas trampas, normalmente se ajusta el elemento termostático para proveer el grado de subenfriamiento deseado, o sea acumular el condensado hasta que se enfría a la temperatura deseada debajo de la temperatura de saturación. Debido a esta acumulación del condensado y según su temperatura de enfriamiento, se medirían temperaturas diferentes en la tubería que entra a la trampa, y se observarían diferentes cantidades de vapor instantáneo. Con más subenfriamiento,menor va a ser la temperatura a la entrada y se podrá observar menor vapor instantáneo a la salida.

4.6.6 Nuevas tendencias

Los fabricantes están haciendo investigaciones y desarrollando nuevos productos para ayudar en la comprobación de trampas. Pueden instalarse en la línea conectores que tienen un vidrio a través del cual se puede observar la descarga de una trampa. Un fabricante ofrece un dispositivo relativamente barato que se puede instalar en la línea de la trampa y al conectar al dispositivo un sensor especial, puede determinarse inmediatamente si la trampa está funcionando bien o no. Otro fabricante está por ofrecer un sensor integral a la trampa que se podrá conectar a un panel de luces, que automáticamente indicarán el buen o mal estado de una serie de trampas. En fin, nuevas tecnologías se están desarrollando para ayudar en la difícil tarea de hacer pruebas de operación de trampas; sin embargo, para plantas que no disponen del capital necesario para invertir en sistemas sofisticados existen los métodos de pruebas explicadas en esta sección.

Cuadro 4.12

CAUSAS DE FALLA DE VARIAS TRAMPAS

Tipo de trampa	Abierta	Cerrada
Cualquier tipo	• Excesivo desgaste de la válvula de asiento • Suciedad sobre el asiento de la trampa • "Derivación abierta", purga constante • Trampa sobrecargada - descargando continuamente	. Válvula de control de temperatura cerrada, insuficiente presión de vapor . Trampa sobrecargada, descargando condensado frío. . Filtro obstaculizado . Válvula de cierre corriente arriba cerrada . Válvula de cierre o de control cerrada en la línea de retorno
Flote o Flote y termostato	. Elemento térmico fugando. . Mecanismo gastado, quebrado o abierto debido a suciedad u ácidos. . Fuga en sellos internos o juntas. . Ver arriba -cualquier tipo de trampa.	. Elemento térmico falla cerrado. . Flote golpeado, válvula principal falla cerrada. . Excesivo diferencia de presión a través del asiento. . Ver arriba -cualquier tipo de trampa.
Termostática	. Elemento térmico falla. (algunos tipos) . Excesiva contrapresión (algunos tipos) . Fijamiento o ajuste inapropiado. . Válvula o asiento gastado. . Juntas fugando . Ver arriba -cualquier tipo de trampas.	. Elementos térmicos falla cerrada . Excesiva contrapresión (algunos tipos) . Ver arriba -cualquier tipo de tra.
Cubeta invertida	• Pérdida de cebo (baja carga, diferencias de presión fluctuando) • Mecanismo, válvula o asiento gastados. . Sellos/juntas internas fugando. . Ver arriba -cualquier tipo de trampa	. Venteo obstaculizado - sucio. . Excesivo diferencial de presión . Asiento gastado, sobredimensionado . Cuerpo lleno de suciedad . Aire acumulado . Ver arriba -cualquier tipo de trampa.
Disco	. Asiento disco o cubierta gastados. . Sellos/juntas internas fugando . Excesiva contrapresión . Ver arriba -cualquier tipo de trampa	. Instalado invertido. . Aire acumulado . Ver arriba -cualquier tipo de trampa
TERMODINAMICA Orificio	. Desgaste interno . Excesiva contrapresión . Carga de condensado demasiado pequeña. . Ver arriba -cualquier tipo de trampa.	. Excesivo desgaste del primer orificio. . Excesiva suciedad en el segundo orificio. . Ver arriba -cualquier tipo de trampa.

4.7 ADMINISTRACION Y MANTENIMIENTO DE TRAMPAS

El número de trampas de vapor en una empresa es normalmente más alto que cualquier otro equipo importante y consumidor de energía. En muchas plantas hay más trampas que motores. En una planta pequeña puede haber de 10 a 20 trampas, plantas medianas pueden tener de 50 a 100, y existen plantas que tienen miles de trampas. No sólo hay muchas trampas, sino como se ha presentado en las secciones anteriores, las trampas descuidadas pueden llegar a consumir o desperdiciar cantidades grandes de energía. Con estos antecedentes vale la pena que en la mayoría de plantas exista un programa de administración y mantenimiento de trampas. En esta sección se describen varios componentes de tal programa, que es aplicable a la mayoría de plantas.

4.7.1 Entrenar al encargado

Primero, debería asignarse una persona encargada de la administración y mantenimiento de trampas. En casi todas las plantas esta persona es el ingeniero de planta o el jefe de mantenimiento. Es importante que haya una persona responsable de las trampas y su buena operación.

El encargado de trampas tiene que ser un ingeniero, un técnico con conocimiento de conceptos de vapor y con mucha experiencia en la planta. Aunque la idea de la trampa es sencilla, el tema se complica mucho por la gran variedad de aplicaciones, tipos y marcas de trampas disponibles. Pero siempre existe la necesidad de entrenar al encargado de trampas. El entrenamiento viene a través del auto-adiestramiento, cursos ofrecidos por varios fabricantes de trampas, seminarios ofrecidos por varias instituciones y experiencias de otras plantas. Es importante que el encargado tenga a su disponibilidad suficientes recursos para asegurar el buen funcionamiento de los sistemas de trampas. Entre las actividades claves, bajo su dirección están las descritas en las secciones a continuación.

4.7.2 Organizar un programa de pruebas de trampas

Las pruebas para asegurar un funcionamiento adecuado y eficiente, usando uno o más de los métodos descritos en la sección 4.4, tienen que hacerse a intervalos regulares. Obviamente, trampas en aplicaciones críticas del proceso y a alta presión tienen que ser revisadas más frecuentemente que las otras. Una regla de los intervalos de verificación según la presión de la trampa es la siguiente:

- de 0-30 psig (0-0.21 kPa) inspección anual
- de 30-100 psig (0.21 kPa-0.69 kPa) inspección semianual
- de 100-250 psig (0.69 kPa-1.72 kPa) inspección trimestral o mensual
- más de 250 psig (1.72 kPa) inspección mensual o semanal

Un programa organizado de inspecciones y pruebas necesita también un inventario en la planta. Una lista central de trampas se mantiene en el departamento de mantenimiento, con sus fechas y resultados de las inspecciones; también se puede computarizar. En la planta, cada trampa se debe identificar con un código o número para que se pueda reconocer fácilmente, tanto para inspección como para su reemplazo. Un ejemplo de una hoja de control que se recomienda usar se presenta en el Cuadro 4.13.

4.7.3 Estandarizar tipos e instalaciones de trampas

En secciones anteriores se ha presentado información sobre una variedad de trampas y se ha mencionado que existen muchos más. Al mismo tiempo se ha comentado que en la mayoría de aplicaciones existen varios modelos o tipos de trampas que son adecuadas. En base a estos comentarios, es importante considerar una trampa estándar o varias trampas estándar para la planta. Las trampas estándar se pueden utilizar en casi todas las aplicaciones de la planta. Según el tipo de planta, se va a necesitar un determinado número de tipos y modelos de trampas. En la mayoría de las plantas, dos tipos son más que suficientes, y en muchos casos se necesitan sólo dos o tres capacidades de cada tipo. El número y tipo de trampas estándar tiene que escogerse cuidadosamente, basado en las aplicaciones de la planta, sus necesidades, y la experiencia de la persona encargada de trampas. Esta idea de normalización puede llevar a una mejora en la eficiencia de la planta a través de las siguientes ideas:

- Reducción de las pérdidas de energía debidas a la mala aplicación de trampas
- Menor costo de instalación
- Menor almacenaje de trampas de respuesta
- Aumento en la eficiencia y poder mantener temperaturas del proceso más estables.

De igual importancia que las trampas estándar son las instalaciones estándar. En toda planta la instalación de una trampa debería de hacerse según un criterio y diseño general y común. Un ejemplo de una instalación estándar es el dibujo de la Figura 4.18 en este caso, todas las instalaciones de trampas de la planta incluirán un filtro, una válvula para purgar el filtro, la trampa y una conexión con su válvula para la inspección visual de la trampa. También se puede especificar tamaños de tubería para diferentes cargas de condensado, así habrá menos posibilidad en la instalación de una trampa con capacidad demasiado alta o baja, por ejemplo, 1/2" (12.7 mm) para cargas bajas, 3/4" (19.1 mm) para cargas medianas y 1" (25.4 mm) para cargas altas.

4.7.4 Ideas para instalaciones nuevas

Con la instalación de trampas nuevas en una fábrica es posible corregir los errores de las instalaciones previas y aprovechar las lesiones de éstas. A continuación se presentan algunos consejos generales que pueden contribuir a que las instalaciones sean más eficientes.

4.7.4.1 Ubicar trampas en un área

Es recomendable y vale la pena la instalación de tubería adicional para tener una serie de trampas de un grupo de equipos todas juntas en un área. Se refiere este tipo de instalación a un distribuidor múltiple de trampas: una serie de trampas en fila que descargan en forma paralela a la misma tubería de regreso de condensado. Esto facilita tanto la inspección como mantenimiento y reemplazo.

4.7.4.2 Remplazar trampas grandes con varias pequeñas

En vez de instalar una trampa grande de alta capacidad, se recomienda instalar una serie de 5 trampas pequeñas (10 o hasta 20) con su capacidad total igual a la de la trampa grande. La trampa grande tendría un factor de seguridad de 3 ó 4 para cualquier eventualidad, pero las trampas pequeñas pueden tener un factor de seguridad sólo de 2. Si falla la trampa grande, se pierde mucha energía, o puede afectar severamente al proceso, pero la falla de una trampa pequeña influye mucho menos. Al identificar la trampa fallada, se puede reemplazar sin necesidad de parar el proceso.

4.7.4.3 No instalar derivaciones o tubo de desvío de trampas

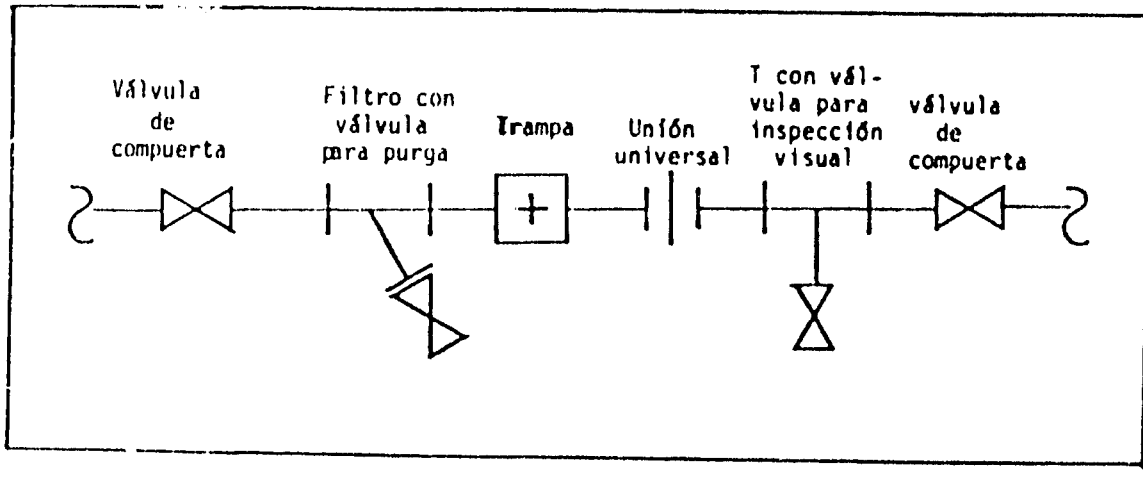
En instalaciones nuevas no es recomendable instalar una derivación de la trampa. La válvula de desvío se utiliza para calentar más rápido el sistema de arrancar la caldera; sin embargo, una trampa adecuadamente dimensionada puede permitir el calentamiento rápido del sistema y evitar el peligro de dejar abierta la válvula de desvío porque se le olvidó al operador o porque la trampa no está funcionando bien.

4.7.4.4 Instalar trampas con capacidad adecuada

Es importante hacer un buen cálculo o estimado de la carga del condensado antes de especificar o comprar una trampa. Las trampas con insuficiente capacidad acumulan condensado, pierden energía y posiblemente causan daños al equipo. Las trampas sobredimensionadas aumentan el ciclaje de la trampa, causan más desgaste y siempre tendrán una pérdida de vapor relativamente más alta. En general, desde el punto de vista de confiabilidad del proceso, es mejor tener una trampa con capacidad demasiado grande que demasiado pequeña; sin embargo desde el punto de vista de energía, ninguno de los dos casos es deseable.

Figura 4.18

INSTALACION ESTANDAR DE UNA TRAMPA



5. MANEJO DE CONDENSADO

La última parte de un sistema de vapor es el manejo del condensado, ya sea de regreso a la caldera, o al drenaje. El calor contenido en el condensado en sistemas de baja presión representa un 10% del calor total usado para generar el vapor. En sistemas de alta presión puede ser mayor del 15%. El manejo adecuado del condensado lleva al aprovechamiento de este calor, y al aumento de la eficiencia total del sistema de vapor. Para esto, es necesaria la familiarización con los conceptos expuestos en esta sección.

En esta sección se habla primero del retorno del condensado a la caldera. Después de explicar el fenómeno de vapor instantáneo, se procede a explicar diferentes tipos de sistemas de retorno de condensado. En las últimas dos subsecciones se presentan algunas ideas sobre el diseño de sistemas de condensado, y sobre el ahorro de energía en ellos.

5.1 LA NECESIDAD DE RETORNAR CONDENSADO

El vapor que se condensa tiene dos calidades importantes y de interés desde el punto de vista de eficiencia. Primero, como ya se ha mencionado anteriormente, contiene calor en una cantidad que puede ser importante comparada con el calor total del vapor. Segundo, el condensado es agua limpia y ya tratada, sin sólidos disueltos, con excepción de los que arrastra en su flujo a través de la tubería. El retorno de condensado entonces, implica tres ahorros:

1. Ahorro en combustible debido a su calor sensible.

2. Ahorro en químicos de tratamiento del agua que entra a la caldera.

3. Ahorro en combustible debido a la reducción de la purga necesaria para mantener un nivel adecuado de sólidos disueltos en la caldera.

El ahorro de los puntos 1 y 3 se puede calcular fácilmente si se conoce la cantidad de calor que se estaba perdiendo. Esto se demuestra en el Ejemplo 5.1. El ahorro debido al tratamiento de agua no se calcula aquí: los costos de tratamiento varían mucho de una planta a otra, dependiendo del sistema de tratamiento de agua y los productos químicos utilizados.

5.1.1 Ejemplo 5.1

En una planta se genera vapor a 100 psig para luego usarlo en procesos de calentamiento a 30 psig. Actualmente se retorna el 25% del condensado a 200°F; 75% del agua de alimentación, es agua fresca a 70°F. La tasa de purga es del 7%, para mantener un nivel de sólidos disueltos de 3 300 ppm en la caldera. La planta consume un promedio de 4 000 lb/h de vapor durante 3 000 h/año de operación. El costo de vapor es de $CA 6.00 /M Btu. En la planta se instala tubería para retornar todo el condensado. ¿Cuál es el ahorro en costo y en porcentaje de consumo que se puede esperar?

a. Se calcula primero el costo actual de la producción de vapor en la planta. La entalpía promedio del agua de alimentación es:

0.25 (200-32) Btu/lb + 0.75 (70-32) Btu/lb

$$= 70.5 \text{ Btu/lb } (164 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$$

La entalpía de vapor a 100 psig según las tablas es 1 190 Btu/lb (2 768 kJ/kg).

El costo de generación es:

(1 190-70.5) Btu/lb x 4 000 lb/h x 3 000 h/año

x $CA 6.00 M Btu = $CA 80 600/año.

b. El ahorro en calor debido a la alta temperatura del condensado es:

0.75 (200-70) Btu/lb x 4 000 lb/h x 3 000 h/año

x $CA 6.00/M Btu = $CA 7 020/año

c. Hay ahorro en la purga, suponiendo que se puede reducir, pero mantenerla a 25 para asegurar buen control de sólidos en la caldera, y compensar agua de alimentación debido a fugas, etc.

La entalpía del agua de purga a 100 psig (= 115 psia) es de 309 Btu/lb (719 kJ/kg) según las tablas de vapor (Cuadros 1 y 2, Apéndice). Esta entalpía se compara con la entalpía del agua que entra, que después del retorno de todo el condensado será:

200-32 = 168 Btu/lb (391 kJ/kg)

(0.07-0.02) (309-168)Btu/lb x 4 000 lb/h x 3 000 h/año

x $CA 6.00/M Btu = $CA 510

d. El ahorro total será de aproximadamente $CA 7 530 ($CA 7 020 x $CA 510), lo que representa 9.3% del costo original.

5.2 VAPORIZACION INSTANTANEA ("FLASHEO")

Para poder entender bien lo que sucede con el condensado en el sistema de retorno, es importante comprender el concepto de vaporización instantánea. Esta sucede cuando agua o condensado caliente a presión se descarga a una presión menor; parte del agua o condensado a la baja presión se evapora, transformándose en lo que se llama vapor instantáneo. El porcentaje del condensado que se convierte en vapor instantáneo está dado por la siguiente fórmula:

$$\% \text{ vapor instantáneo} = \frac{CS_a - CS_b}{CL_b} \times 100$$

CS_a = Calor sensible en el condensado a presión alta antes de la descarga.

CS_b = Calor sensible en el condensado a presión baja, a la cual descarga el condensado.

CL_b = Calor latente del vapor a baja presión, a la presión de la descarga.

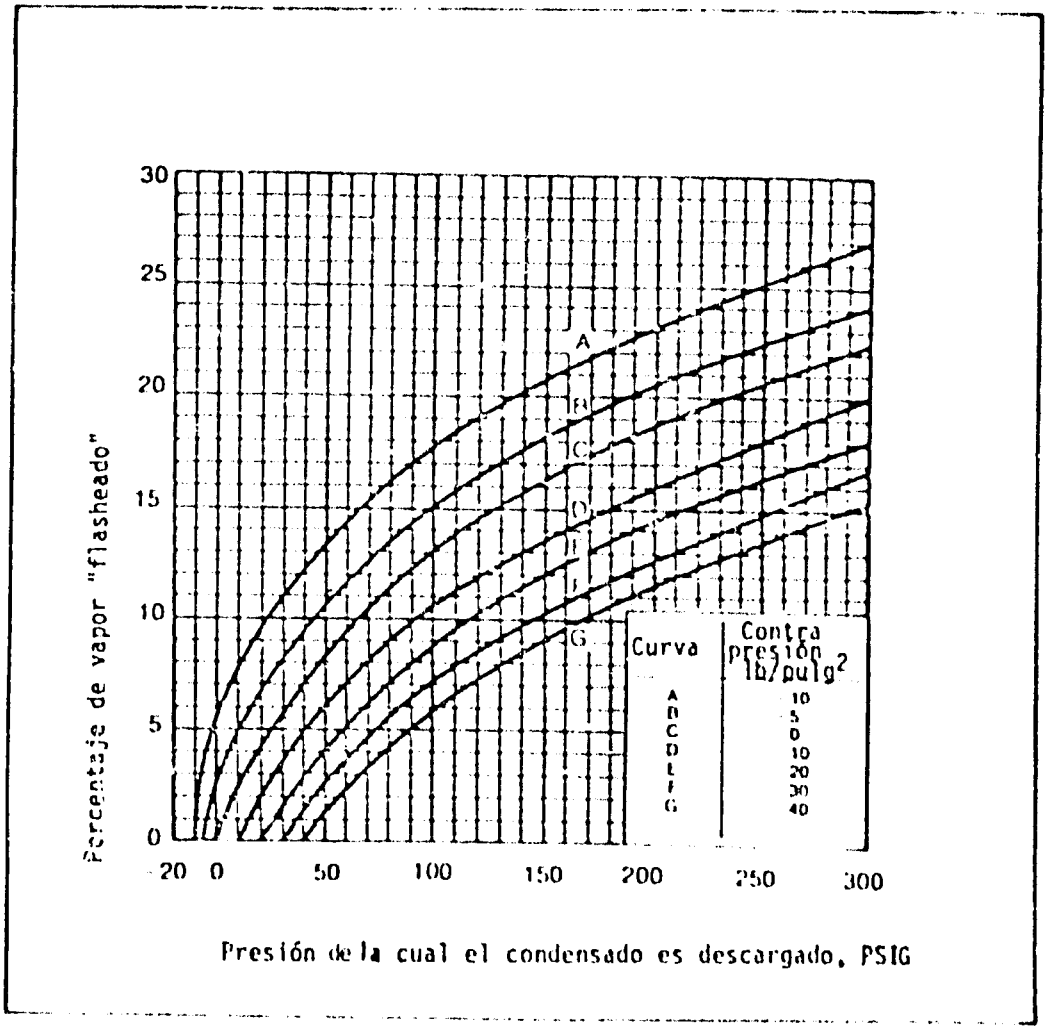
La Figura 5.1 representa un método gráfico para poder estimar el porcentaje de vapor instantáneo entre dos presiones, según la fórmula. Como ejemplo se puede considerar el agua del Ejemplo 5.1 al salir de la purga de la caldera. El agua a 100 psig (0.86 MPa) contiene 309 Btu/lb (719 kJ/kg). Pero según las tablas de vapor el agua a presión atmosférica no puede tener más de 180 Btu/lb (419 kJ/kg), lo que representa su punto de saturación. Como el proceso de expansión a través del orificio de la válvula ocurre a una entalpía constante, de repente lo sobra al agua 309-180 = 129 Btu/lb (300 kJ/kg) de calor que se utiliza para convertirla en vapor. A presión atmosférica el calor latente es de 970 Btu/lb, (2 256 kJ/kg); como 129 Btu/lb (300 kJ/kg) representa 13.3 por ciento de este calor latente, 13.3% del agua se convierte en vapor a la presión atmosférica.

$$\% \text{ de vapor instantáneo} = \frac{(309 - 180)\ \text{Btu/lb}}{970\ \text{Btu/lb}} \times 100 = 13.3\%$$

El mismo cálculo anterior se puede considerar en sistemas de condensado, y como se verá más adelante, tiene que considerarse en sistemas de condensado. El condensado que se descarga a través de la trampa se vaporiza instantáneamente en cantidad de acuerdo a la fórmula. Este vapor se recondensa en la línea de retorno de condensado cuando pierde la cantidad necesaria del calor para existir en el estado líquido. En sistemas bien aislados, tramos muy cortos de tubería de retorno, o sistemas con gran diferencial de presión que causa la vaporización instantánea de un buen porcentaje del condensado, el vapor instantáneo no llega a condensarse todo en la tubería y puede salir por el escape del tanque de condensado, perdiéndose así su calor y el agua limpia.

Figura 5.1

PORCENTAJE DE VAPOR "FLASHEADO"



5.3 TIPOS DE SISTEMAS DE RETORNO DE CONDENSADO

En esta sección se considera el sistema básico de retorno de condensado y sus dos variaciones más sofisticadas: el sistema cerrado y el sistema de vaporización instantánea.

5.3.1 Sistema abierto

El sistema abierto de retorno de condensado se llama así por estar abierto a la presión atmosférica. Es el sistema más sencillo y el más común. Como se puede ver en la Figura 5.2, consiste en la tubería de retorno de condensado, y un tanque abierto. El tanque puede estar bajo tierra, a nivel del piso, o elevado. Debido al vapor instantáneo del condensado se observa normalmente un venteo o flujo de vapor del tanque. La intensidad de esta fuga de vapor depende de la cantidad de vapor y del calor que pierde este vapor en su trayectoria a través de la tubería de condensado. Muchas veces el chorro de vapor que sale del tanque de condensado se atribuye a las trampas malas. Trampas que purgan vapor pueden aumentar el flujo del vapor de escape del tanque, pero es más probable que la causa sea la vaporización instantánea del mismo condensado.

El aislamiento de la tubería de condensado y del tanque de condensado bajo condiciones de vapor "flasheado" saliendo del escape del tanque no es recomendable. Lo que no se perderá en calor a través de las paredes de la tubería y del tanque, se perderá en el chorro de vapor saliendo del tanque; el flujo aumentará después de aislar. En realidad, el caso del sistema aislado es peor: en vez de perder solo el calor, se está perdiendo también agua limpia y tratada en forma de vapor. La solución aquí no es aislar, pero sí considerar un sistema cerrado como se describe en las siguientes subsecciones.

5.3.2 Sistema cerrado

Para evitar las pérdidas de vapor instantáneo que se dan en sistemas abiertos se puede cerrar el sistema, según se muestra en la Figura 5.3. El sistema cerrado se equilibra a una presión intermedia entre la presión del vapor y la presión atmosférica, dependiendo de la longitud de las líneas de condensado, la temperatura de condensado, etc. Siempre existe vaporización instantánea del condensado, pero éste no se pierde, y sirve para mantener la presión en el sistema. El sistema cerrado puede manejar

Figura 5.2

SISTEMA ABIERTO DE RETORNO DE CONDENSADO

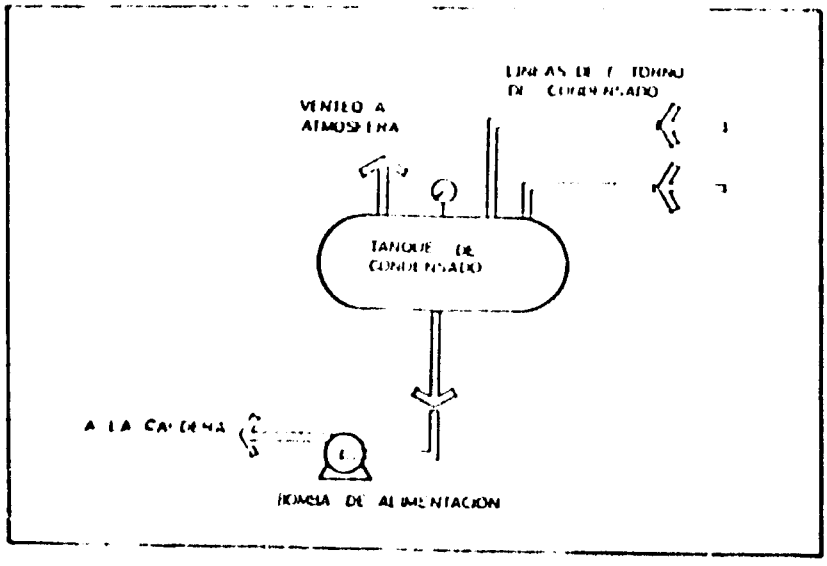
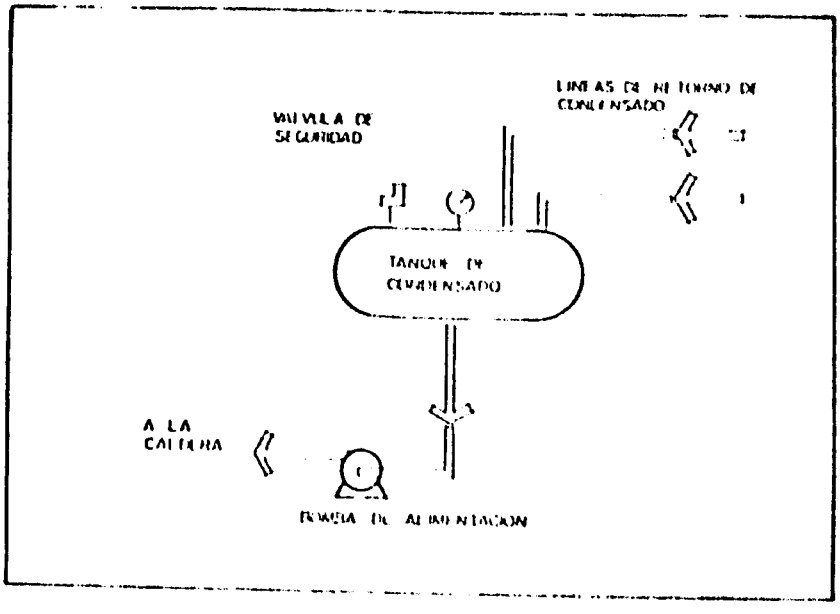


Figura 5 3

SISTEMA CERRADO DE RETORNO DE CONDENSADO



condensado a cualquier temperatura, mandándolo de regreso a la caldera sin pérdidas (con la excepción de la pérdida de calor por radiación). Este tipo de sistema definitivamente necesita tener aislamiento.

La desventaja del sistema cerrado es que solamente puede acomodar condensado a una presión. Cuando se conecta a diferentes equipos que operan a distintas presiones, el sistema se estabiliza a una presión intermedia, y puede causar contraflujo de condensado en las líneas de baja presión. Para compensar esta importante desventaja, se utiliza el sistema de "vaporización instantánea" descrito a continuación.

5.3.3 Sistema de vaporización instantánea

El sistema de vaporización instantánea para el retorno del condensado combina las ventajas del sistema abierto y del sistema cerrado.

El sistema de vaporización instantánea puede aceptar condensado a diferentes presiones de distinto equipo. El condensado se regresa al cuarto de calderas sin pérdidas de calor, salvo las pérdidas por radiación. Al mismo tiempo, el calor y el agua de la vaporización instantánea se pueden recuperar para otros usos.

El sistema de vaporización instantánea está representado en la Figura 5.4. El condensado que sale a través de las trampas pasa a un tanque de vaporización instantánea, cuyo propósito es de separar el vapor instantáneo del condensado que se queda. Este vapor sale del tanque de vaporización instantánea a la presión de vaporización instantánea. Normalmente esta presión se mantiene entre 0 y 30 psig (0 a 0.21 MPa), dependiendo de las condiciones y los requerimientos del sistema. El vapor a esta presión tiene varios usos. Comúnmente se utiliza en procesos de precalentamiento donde se puede aprovechar calor a baja temperatura, por ejemplo, precalentamiento de agua o aire para calderas, aire para secadores, etc.

5.4 ESTIMACION DE LA CANTIDAD DE CONDENSADO

La estimación de la cantidad de condensado que está generando cualquier equipo es importante por varias razones: 1) para la instalación de la trampa adecuada; 2) para la instalación de la línea de retorno adecuada; y 3) para conocer el balance del consumo de vapor en la planta.

La cantidad de condensado se puede llegar a estimar de dos maneras: por medición y por cálculo. La medición se discutió ampliamente en la sección 4.4.4, y es la manera más precisa de obtener un estimado de la condensación, siempre y cuando se hagan las mediciones durante un período suficientemente largo para asegurar que el ciclaje de la trampa, el calentamiento del sistema, y otras variables no influyan en el resultado final.

El cálculo de la cantidad de condensado es menos preciso que una medición; sin embargo, existen casos en los cuales no se puede hacer una medición. Como ejemplo se puede mencionar el caso de la selección de una trampa; se necesita instalar una trampa de dimensiones adecuadas antes de poder medir la cantidad de condensado; la selección de la trampa se hace en base de cálculos. Otro ejemplo puede ser una ubicación de equipo donde se dificulta una medición, y un cálculo es más apropiado.

Los cálculos de la cantidad de condensado se basan en las mismas relaciones que los cálculos de la cantidad de vapor requerido. En este sentido, la discusión de requerimientos de vapor en la sección 2.4 se aplican igualmente a cálculos de generación de condensado. Además, en el Apéndice se presentan Cuadros 7 y 9 que también pueden servir para estimaciones de condensado, tanto en tuberías de distribución de vapor como en equipo de calentamiento.

5.5 DISEÑO DE SISTEMAS DE CONDENSADO

Después de las explicaciones generales de los tres tipos de sistemas de retorno de condensado en la sección anterior, esta sección enfoca más específicamente algunos componentes de estos sistemas y algunos problemas que conlleva el retorno de condensado. No se pretende dejar un procedimiento detallado para el diseño de sistemas de condensado; por las variables y particularidades de cada sistema, la discusión tendría que ser demasiado extensa. Pero los componentes como tubería, tanques y bombas, y problemas como los de temperatura de condensado, elevación de condensado y corrosión, se exponen a continuación.

5.5.1 Diámetro de la tubería

La selección del diámetro de la tubería de condensado presenta problemas diferentes a los que se encuentran en la selección de tubería de vapor, o de agua. El más importante de estos problemas es el manejo del vapor instantáneo. Por una línea de condensado tiene que pasar tanto condensado como vapor instantáneo. Como el volumen del vapor instantáneo representa más de 30 y hasta 1 000 veces el volumen del condensado, es la cantidad de este vapor la que determina el diámetro adecuado de una tubería. El Cuadro 3 del Apéndice presenta una buena guía para la selección del diámetro de tubería para el condensado bajo distintos diferenciales de presión. Es importante que las líneas de condensado tengan una velocidad de flujo razonable, y una caída de presión aceptable. Una velocidad de 5 000 pie/min (25.4 m/s) en las líneas, se considera el promedio de velocidades aceptables, y asegura caídas de presión razonables. Debe recordarse que existen menos problemas con tubería sobredimensionada que con tubería de menos diámetro y alta velocidad. Las altas caídas de presión pueden causar contrapresión que afectaría la capacidad y la operación de las trampas de vapor.

***

EJEMPLO 5.5.1

En un área de una planta está ubicado todo el equipo de calentamiento y secado y se va a retornar el condensado en una sola tubería a un tanque abierto. El consumo máximo de vapor es de 2 000 lb/h a una presión de 65 psig. ¿Cuál sería el diámetro adecuado para la tubería?

Según el Cuadro 8 en el Apéndice, para presión de suministro de 60 psig y presión de retorno de 0 psig, 2 000 lb/h (908 kg/h) está entre 1 575 y 2 595 lb/h (714 y 1177 kg/h) lo que implicaría una tubería de 1 1/2" y 2" (38 y 51 mm) respectivamente, con caídas de presión de 0.73 psi (5.03 kPa) y 0.48 psi (3.3 kPa) respectivamente. Como es mejor tener un diámetro grande que uno demasiado pequeño, y como a 65 psig (448 kPa) la capacidad será un poco menor de la capacidad a 60 psig (414 kPa), la selección en este caso sería una tubería de 2" (51 mm) donde se esperaría una 1/2 psi (3.4 kPa) de caída de presión.

5.5.2 Evitar la inundación de líneas

Aunque no existan problemas en combinar las descargas de varias trampas en una sola línea de condensado de diámetro adecuado, es importante que no se conecten descargas de trampas a líneas de retorno. Cuando el condensado sale "flasheando" de una trampa y entra a una línea de condensado ya subenfriado puede dar lugar a un golpe de ariete muy fuerte debido a la expansión del vapor instantáneo y su repentina condensación y contracción en la línea enfriada. Este problema ocurre más comúnmente cuando se descarga de una trampa a una línea que regresa de un depósito local de condensado por medio de una bomba. En estos casos es mejor llevar todas las descargas al depósito local y bombear de regreso sin interrupción en la línea. Esta situación se muestra en la Figura 5.5.

5.5.3 Elevación de condensado

En muchas aplicaciones, el condensado tiene que ser regresado a un tanque o depósito a un nivel más alto que la descarga del sistema. Es importante recordar que es la presión del sistema, a través del orificio de la trampa, y no la trampa misma, lo que hace subir el condensado. Como regla general, mencionada anteriormente, 1 psi (6.9 kPa) de presión puede elevar el condensado aproximadamente 2 pies (0.6 m).

Si se eleva el condensado, siempre se corre el riesgo de golpe de ariete en el sistema. Las trampas y el sistema deberían estar diseñados para soportar este golpe; por ejemplo, el uso de trampas de cubeta invertida en vez de trampas de flotador y termostato es recomendable en estos casos. La contrapresión en la trampa debida a la elevación del condensado afecta la capacidad de la misma y debería de tomarse en cuenta al instalar o reemplazar trampas.

Figura 5.4

SISTEMA DE EVAPORIZACION INSTANTANEA PARA EL RETORNO DE CONDENSADO

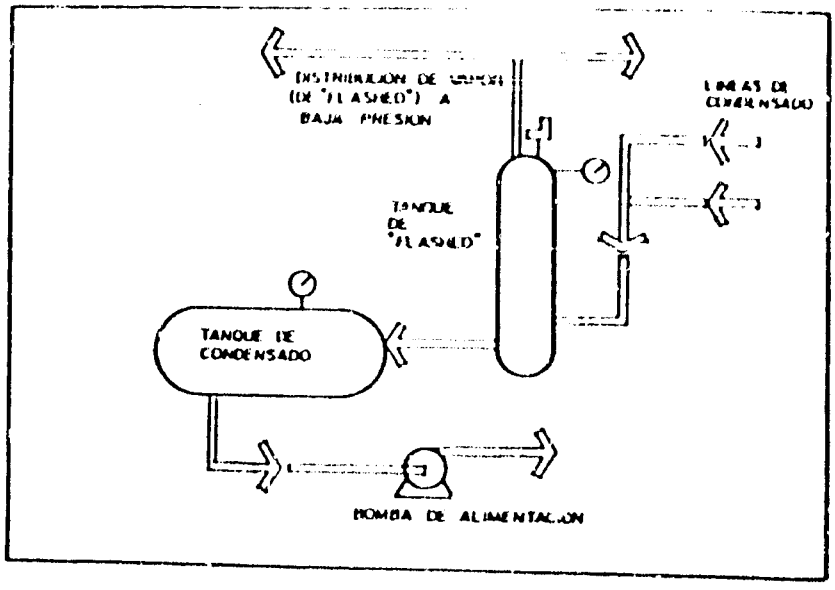
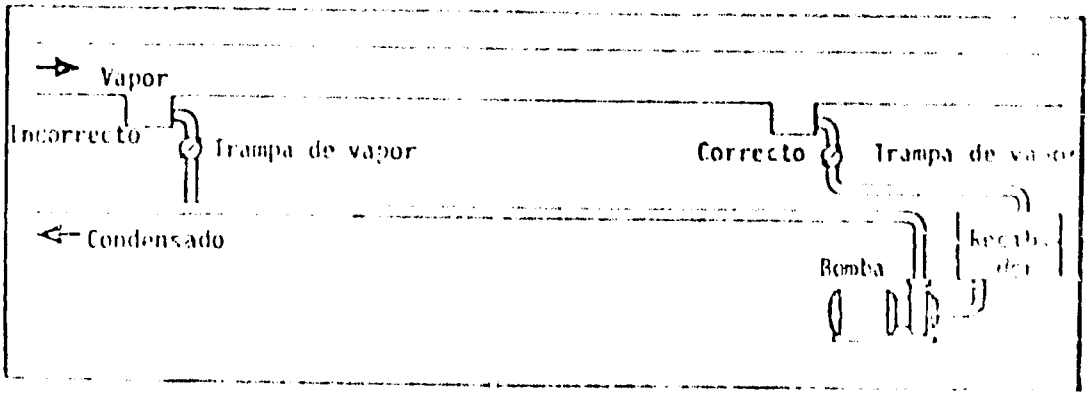


Figura 5.5

DRENAJE CORRECTO DEL CONDENSADO



5.5.4 Bombeo

Aunque es preferible que el condensado regrese con la misma presión de vapor del sistema, el bombeo de condensado es necesario en sistemas de baja presión, de tramos muy largos de tubería, y en áreas donde existe un número de usos diferentes y descargas. En estos casos, como se vió en la Figura 5.5, el condensado drena por presión o por gravedad a un depósito de donde se bombea de regreso a la caldera.

Lo más común es el uso de una bomba centrífuga para bombear el condensado de regreso. En la mayoría de los casos, estas bombas están limitadas a temperaturas de 180 a 185°F (82 a 85°C), por problemas de cavitación y erosión que pueden suceder cuando baja la presión del condensado al entrar al impulsor de la bomba. Por esta razón, la mayoría de depósitos locales para la acumulación de condensado son abiertos, y sin aislamiento, para asegurar que el condensado esté a una temperatura suficientemente baja para no dañar la bomba. Este poroblema no se resuelve poniendo el condensado a presión; su temperature estará siempre muy cercana al punto de saturación para poder causar cavitación con sólo una pequeña caída de presión.

Una forma de evitar problemas de cavitación que tienen las bombas centrífugas, y que permite el retorno de condensado bajo presión es el uso de la presión del sistema de vapor para regresar el condensado. Por ejemplo, la bomba centrífuga se puede reemplazar con una bomba de desplazamiento positivo, movida con vapor, Figura 5.6. El condensado se acumula dentro de la bomba, entrando a través de la válvula de "cheque", A, y subiendo poco a poco el flotador B. El condensado no puede escapar debido a la contrapresión en la salida de la otra válvula de "cheque" D. En determinado momento, la subida del flotador acciona la válvula F de vapor, que entra al espacio B y presiona al flotador hacia abajo, descargando el condensado a la presión deseada. Al vaciarse el volumen de condensado, la presión de vapor se descarga a través del venteo E, permitiendo el reinicio del proceso de acumulación.

Otro sistema que funciona bajo los mismos principios es el de la Figura 5.7. El tanque de equalización recolecta el condensado del depósito que lo acumula de las líneas. El nivel en el tanque de equalización es controlado por los sensores de nivel: a nivel alto de agua se acciona una válvula de tres vías que admite vapor al tanque de equalización. La presión empuja el condensado que fluye a través de una válvula "cheque", vaciando así el tanque. Cuando el nivel baja al sensor inferior, la válvula de tres vías cierra el paso del vapor directo hacia el tanque y abre el paso entre el tanque y el depósito. Esto equilibra las presiones de los dos tanques y permite de nuevo la acumulación del condensado en el depósito.

Figura 5.6

BOMBA DE CONDENSADO DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO, MOVIDA POR VAPOR

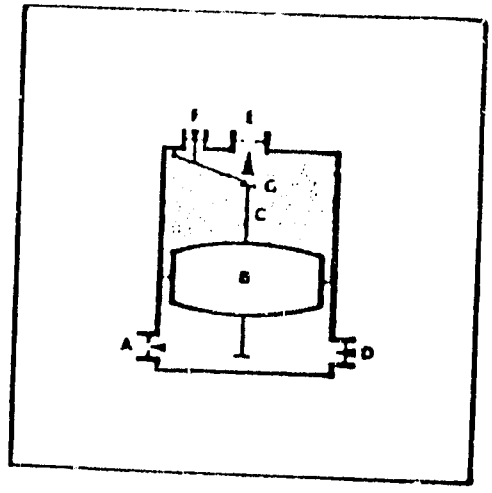
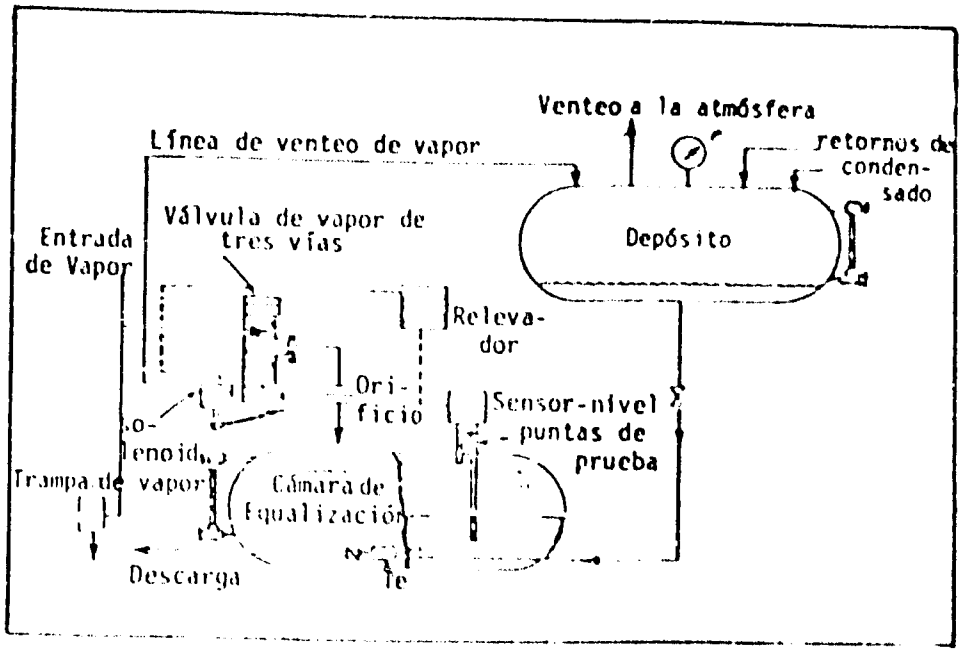


Figura 5.7

SISTEMA DE RETORNO DE CONDENSADO A PRESION MOVIDO POR VAPOR



La gran ventaja de sistemas de bombeo por medio de vapor es la operación a cualquier presión, y el aprovechamiento de la energía del condensado a alta presión. Estas bombas pueden funcionar en sistemas de condensado abierto, cerrado o de "flasheo". Su costo, comparado con el costo de una bomba centrífuga y un tanque con control de nivel, es más alto, pero en muchos casos se puede justificar la inversión a través del ahorro de energía en el mejor aprovechamiento del calor.

5.5.5 Tanques de vaporización instantánea

El propósito del tanque de vaporización instantánea es separar el vapor de "flasheo" del condensado. Normalmente es un tanque vertical (Figura 5.8) con una entrada de condensado (combinado con vapor "flasheado") aproximadamente a un tercio de su altura. Esto asegura que la entrada esté arriba del nivel de condensado en el tanque (que es muy bajo debido a la trampa de flotador o cubeta a la salida de condensado), y provee espacio suficiente arriba del nivel de entrada para asegurar la caída de gotas de agua y minimizar el arrastre de agua con el vapor que sale de la parte superior del tanque. El diámetro del tanque es tal que sucede una caída considerable en la velocidad del flujo al entrar al tanque, mejorando así la separación del líquido y vapor. El vapor que sale del tanque se puede usar en cualquier aplicación que corresponda a su presión, normalmente entre 5 y 30 psig (34 y 207 kPa).

5.5.6 Corrosión

La corrosión en el sistema de condensado puede dañar el sistema en poco tiempo si no se pone atención al problema. Existen muchas plantas que están perdiendo condensado debido a fugas en la tubería.

La corrosión en estos sistemas proviene del CO_2 que existe en el agua de alimentación y en los sólidos disueltos que contiene ésta. Al generar vapor, el CO_2 pasa a través de la tubería de distribución junto con el vapor. Al condensarse el vapor, el CO_2 queda en equilibrio con el condensado. Sin embargo, cuando éste empieza a enfriarse, el CO_2 comienza a entrar en solución con él, formando ácido carbónico según la reacción sencilla, $H_2O + CO_2 = H_2CO_3$

La concentración de CO_2 dentro del agua aumenta con el enfriamiento del condensado, y el ácido carbónico puede llegar a un pH de 4, altamente corrosivo por su temperatura relativamente alta. El ácido ataca tubería de cobre o hierro, y su corrosividad

aumenta en presencia de oxígeno. Este problema se agudiza en sistemas que tienen suavizador de agua tipo catiónico (zeolita), que resulta en formación de más CO_2 a través del bicarbonato de sodio.

Como el CO_2 se disuelve en el condensado según la disminución de su temperatura, la manera de prevenir corrosión en el sistema es tratando de mantener el condensado lo más caliente posible. Algunas otras ideas son:

- Aumentar el retorno de condensado
- Mantener el retorno de condensado lo más caliente posible
- Evitar uso de trampas termostáticas que subenfrían el condensado
- Pasar condensado por el desaereador
- Mantener venteo adecuado de intercambiadores de calor
- Usar tratamiento químico adecuado.

5.6 AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE CONDENSADO

Para sumarizar la sección sobre condensado se presenta en esta sección un resumen de las oportunidades de ahorro de energía en sistemas de condensado. Todas se han discutido ya de una manera u otra en este manual, pero vale la pena enfatizarlas.

5.6.1 Retornar condensado

La importancia del retorno de condensado se presentó en la sección 4.1. Esta es la medida más importante, e implica ahorros de energía del 10 al 15 por ciento.

5.6.2 Aislar sistemas de condensado

El aislamiento no sólo de la tubería, también de los tanques, de las válvulas, codos, y otros puntos del sistema es importante para poder aprovechar al máximo el calor del sistema.

5.6.3 Cerrar el sistema del condensado

Para ahorrar y recuperar el vapor perdido por vaporización y venteo del tanque de condensado, debería de considerarse la posibilidad de retornar el condensado bajo presión. Esto se aplica a sistemas medianos y grandes. Puntos importantes para recordar son el uso de bombas de vapor, y el uso del vapor de "flasheo" para procesos de precalentamiento.

5.6.4 Precalentar agua con condensado

En sistemas pequeños y medianos donde posiblemente no valga la pena una inversión para nuevo equipo, y donde una parte del condensado no se retorna pero se reemplaza con agua fresca, se puede considerar una medida sencilla como la descrita en la Figura 5.9. El agua fresca que necesita la caldera se puede alimentar directamente al tanque de condensado, manteniendo así la temperatura del condensado menor a la del punto de saturación (subenfriado). El condensado y vapor de "flasheo" entran abajo del tanque y se enfrían al pasar la masa de condensado subenfriado. Así se evita el sobrecalentamiento del tanque de condensado y la consecuente pérdida de vapor de "flasheo" a través del

venteo del tanque. El calor del condensado se aprovecha para precalentar agua fresca. Este sistema es eficiente sólo si se necesita alimentar la caldera con un porcentaje de agua fresca.

5.6.5 Reducir presión de vapor en proceso

La reducción de la presión de vapor en el proceso es otra manera de atacar el problema de pérdida de vapor de "flasheo" del condensado descrito en las dos subsecciones anteriores. Menor presión en el proceso provoca menor vaporización en el sistema de condensado. Al mismo tiempo, el mayor calor latente a presiones más bajas (ver tablas de vapor) asegura que el calor ahorrado en la vaporización instantánea se aprovecha en el proceso.

5.6.6 Mantenimiento de trampas de vapor

La idea de un buen mantenimiento de trampas, ya ampliamente descrita en el capítulo 4, es una parte integral de un sistema de condensado que funciona eficientemente.

Figura 5.8

TANQUE DE EVAPORACION INSTANTANEA

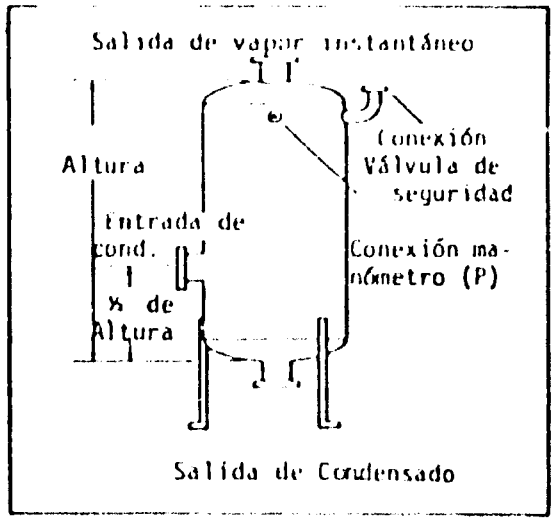
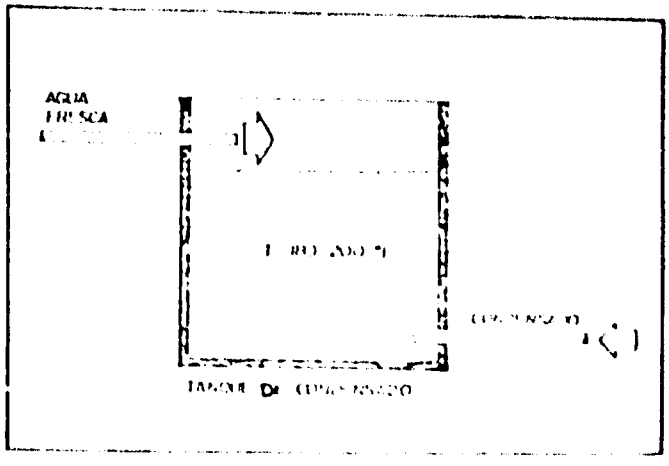


Figura 5.9

APROVECHAMIENTO DEL CALOR TOTAL DEL CONDENSADO PARA PRECALENTAR AGUA FRESCA



A P E N D I C E S

200 H

Cuadro 1

PROPIEDADES DEL VAPOR Y AGUA SATURADOS (TEMPERATURA)

Temp °F	Pres. psia	Volumen, pie³/lb			Entalpía, Btu/lb			Entropía, Btu/lb x F			Temp °F
		Agua v_{liq}	Evap v_{evap}	Vapor v_{vap}	Agua h_{liq}	Evap h_{evap}	Vapor h_{vap}	Agua s_{liq}	Evap s_{evap}	Vapor s_{vap}	
32	0.08859	0.01602	3305	3305	-0.02	1075.5	1075.5	0.0000	2.1873	2.1873	32
35	0.09991	0.01602	2948	2948	3.00	1073.8	1076.8	0.0061	2.1706	2.1767	35
40	0.12163	0.01602	2446	2446	8.03	1071.0	1079.0	0.0162	2.1432	2.1594	40
45	0.14744	0.01602	2037.7	2037.8	13.04	1068.1	1081.2	0.0262	2.1164	2.1426	45
50	0.17796	0.01602	1704.8	1704.8	18.05	1065.3	1083.4	0.0361	2.0901	2.1262	50
60	0.2561	0.01603	1207.6	1207.6	28.06	1059.7	1087.7	0.0555	2.0391	2.0946	60
70	0.3629	0.01605	868.3	868.4	38.05	1054.0	1092.1	0.0745	1.9900	2.0645	70
80	0.5068	0.01607	633.3	633.3	48.04	1048.4	1096.4	0.0932	1.9426	2.0359	80
90	0.6981	0.01610	468.1	468.1	58.02	1042.7	1100.8	0.1115	1.8970	2.0086	90
100	0.9492	0.01613	350.4	350.4	68.00	1037.1	1105.1	0.1295	1.8530	1.9825	100
110	1.2750	0.01617	265.4	265.4	77.98	1031.4	1109.3	0.1472	1.8105	1.9577	110
120	1.6927	0.01620	203.25	203.26	87.97	1025.6	1113.6	0.1646	1.7693	1.9339	120
130	2.2230	0.01625	157.32	157.33	97.96	1019.8	1117.8	0.1817	1.7295	1.9112	130
140	2.8892	0.01629	122.98	123.00	107.95	1014.0	1122.0	0.1985	1.6910	1.8895	140
150	3.718	0.01634	97.05	97.07	117.95	1008.2	1126.1	0.2150	1.6536	1.8686	150
160	4.741	0.01640	77.27	77.29	127.96	1002.2	1130.2	0.2313	1.5174	1.8487	160
170	5.993	0.01645	62.04	62.06	137.97	996.2	1134.2	0.2473	1.5822	1.8295	170
180	7.511	0.01651	50.21	50.22	148.00	990.2	1138.2	0.2631	1.5480	1.8111	180
190	9.340	0.01657	40.94	40.96	158.04	984.1	1142.1	0.2787	1.5148	1.7934	190
200	11.526	0.01664	33.62	33.64	168.09	977.9	1146.0	0.2940	1.4824	1.7764	200
210	14.123	0.01671	27.80	27.82	178.15	971.6	1149.7	0.3091	1.4509	1.7600	210
212	14.696	0.01672	26.78	26.80	180.17	970.3	1150.5	0.3121	1.4447	1.7568	212
220	17.186	0.01678	23.13	23.15	188.23	965.2	1153.4	0.3241	1.4201	1.7442	220
230	20.779	0.01685	19.364	19.381	198.33	958.7	1157.1	0.3388	1.3902	1.7290	230
240	24.968	0.01693	16.304	16.321	208.45	952.1	1160.6	0.3533	1.3609	1.7142	240
250	29.825	0.01701	13.802	13.819	218.59	945.4	1164.0	0.3677	1.3323	1.7000	250
260	35.427	0.01709	11.745	11.762	228.76	938.6	1167.4	0.3819	1.3043	1.6862	260
270	41.856	0.01718	10.042	10.060	238.95	931.7	1170.6	0.3960	1.2769	1.6729	270
280	49.200	0.01726	8.627	8.644	249.17	924.6	1173.8	0.4098	1.2501	1.6599	280
290	57.550	0.01736	7.443	7.460	259.4	917.4	1176.8	0.4236	1.2238	1.6473	290
300	67.005	0.01745	6.448	6.466	269.7	910.0	1179.7	0.4372	1.1979	1.6351	300
310	77.67	0.01755	5.609	5.626	280.0	902.5	1182.5	0.4506	1.1726	1.6232	310
320	89.64	0.01766	4.896	4.914	290.4	894.8	1185.2	0.4640	1.1477	1.6116	320
340	117.99	0.01787	3.770	3.788	311.3	878.8	1190.1	0.4902	1.0990	1.5892	340
360	153.01	0.01811	2.939	2.957	332.3	862.1	1194.4	0.5161	1.0517	1.5678	360
380	195.73	0.01836	2.317	2.335	353.6	844.5	1198.0	0.5416	1.0057	1.5473	380
400	247.26	0.01864	1.8444	1.8630	375.1	825.9	1201.0	0.5667	0.9607	1.5274	400
420	308.78	0.01894	1.4808	1.4997	396.9	806.2	1203.1	0.5915	0.9165	1.5080	420
440	381.54	0.01926	1.1976	1.2169	419.0	785.4	1204.4	0.6161	0.8729	1.4890	440
460	466.9	0.0196	0.9746	0.9942	441.5	763.2	1204.8	0.6405	0.8299	1.4704	460
480	566.2	0.0200	0.7972	0.8172	464.5	739.6	1204.1	0.6648	0.7871	1.4518	480
500	680.9	0.0204	0.6545	0.6749	487.9	714.3	1202.2	0.6890	0.7443	1.4333	500
520	812.5	0.0209	0.5386	0.5596	512.0	687.0	1199.0	0.7133	0.7013	1.4146	520
540	962.8	0.0215	0.4437	0.4651	536.8	657.5	1194.3	0.7378	0.6577	1.3954	540
560	1133.4	0.0221	0.3651	0.3871	562.4	625.3	1187.7	0.7625	0.6132	1.3757	560
580	1326.2	0.0223	0.2994	0.3222	589.1	589.9	1179.0	0.7876	0.5673	1.3550	580
600	1543.2	0.0236	0.2438	0.2675	617.1	550.6	1167.7	0.8134	0.5196	1.3330	600
620	1786.9	0.0247	0.1962	0.2208	646.9	506.3	1153.2	0.8403	0.4689	1.3092	620
640	2059.9	0.0260	0.1543	0.1802	679.1	454.6	1133.7	0.8686	0.4134	1.2821	640
660	2365.7	0.0277	0.1166	0.1443	714.9	392.1	1107.0	0.8995	0.3502	1.2498	660
680	2708.6	0.0304	0.0308	0.1112	758.5	310.1	1068.5	0.9365	0.2720	1.2086	680
700	3094.3	0.0366	0.0386	0.0752	822.4	172.7	995.2	0.9901	0.1490	1.1390	700
705.5	3208.2	0.0508	0	0.0508	906.0	0	906.0	1.0612	0	1.0612	705.5

Cuadro 2

PROPIEDADES DEL VAPOR Y AGUA SATURADOS (PRESIÓN)

Pres psia	Temp °F	Volumen, pie³/lb			Entalpía, Btu/lb			Entropía, Btu/lb x °F			Energía, Btu/lb		Pres psia
		Agua v_{liq}	Evap v_{evap}	Vapor v_{vap}	Agua h_{liq}	Evap h_{evap}	Vapor h_{vap}	Agua s_{liq}	Evap s_{evap}	Vapor s_{vap}	Agua u_{liq}	Vapor u_{vap}	
0.0886	32.018	0.01602	3302.4	3302.4	0.00	1075.5	1075.5	0	2.1872	2.1872	0	1021.3	0.0886
0.10	35.023	0.01602	2945.5	2945.5	3.03	1073.8	1076.8	0.0061	2.1705	2.1766	3.03	1022.3	0.10
0.15	45.453	0.01602	2004.7	2004.7	13.50	1067.9	1081.4	0.0271	2.1140	2.1411	13.50	1025.7	0.15
0.20	53.160	0.01603	1526.3	1526.3	21.22	1063.5	1084.7	0.0422	2.0738	2.1160	21.22	1028.3	0.20
0.30	64.484	0.01604	1039.7	1039.7	32.54	1057.1	1089.7	0.0641	2.0168	2.0809	32.54	1032.0	0.30
0.40	72.869	0.01606	792.0	792.1	40.92	1052.4	1093.3	0.0799	1.9762	2.0562	40.92	1034.7	0.40
0.5	79.586	0.01607	641.5	641.5	47.62	1048.6	1096.3	0.0925	1.9446	2.0370	47.62	1036.9	0.5
0.6	85.218	0.01609	540.0	540.1	53.25	1045.5	1098.7	0.1028	1.9186	2.0215	53.24	1038.7	0.6
0.7	90.09	0.01610	466.93	466.94	58.10	1042.7	1100.8	0.3	1.8966	2.0083	58.10	1040.3	0.7
0.8	94.38	0.01611	411.67	411.69	62.39	1040.3	1102.6	0.1117	1.8775	1.9970	62.39	1041.7	0.8
0.9	98.24	0.01612	368.41	368.43	66.24	1038.1	1104.3	0.1264	1.8606	1.9870	66.24	1042.9	0.9
1.0	101.74	0.01614	333.59	333.60	69.73	1036.1	1105.8	0.1326	1.8455	1.9781	69.73	1044.1	1.0
2.0	126.07	0.01623	173.74	173.76	94.03	1022.1	1116.2	0.1750	1.7450	1.9200	94.03	1051.8	2.0
3.0	141.47	0.01630	118.71	118.73	109.42	1013.2	1122.6	0.2009	1.6854	1.8864	109.41	1056.7	3.0
4.0	152.96	0.01636	90.63	90.64	120.92	1006.4	1127.3	0.2199	1.6428	1.8626	120.90	1060.2	4.0
5.0	162.24	0.01641	73.515	73.53	130.20	1000.9	1131.1	0.2349	1.6094	1.8443	130.18	1063.1	5.0
6.0	170.05	0.01645	61.967	61.98	138.03	996.2	1134.2	0.2474	1.5820	1.8294	138.01	1065.4	6.0
7.0	176.84	0.01649	53.634	53.65	144.83	992.1	1136.9	0.2581	1.5587	1.8168	144.81	1067.4	7.0
8.0	182.86	0.01653	47.328	47.35	150.87	988.5	1139.3	0.2676	1.5384	1.8060	150.84	1069.2	8.0
9.0	188.27	0.01656	42.385	42.40	156.30	985.1	1141.4	0.2760	1.5204	1.7964	156.28	1070.8	9.0
10	193.21	0.01659	38.404	38.42	161.26	982.1	1143.3	0.2836	1.5043	1.7879	161.23	1072.3	10
14.696	212.00	0.01672	26.782	26.80	180.17	970.3	1150.5	0.3121	1.4447	1.7568	180.12	1077.6	14.696
15	213.03	0.01673	26.274	26.29	181.21	969.7	1150.9	0.3137	1.4415	1.7552	181.16	1077.9	15
20	227.96	0.01683	20.070	20.087	196.27	960.1	1156.3	0.3358	1.3962	1.7320	196.21	1082.0	20
30	250.34	0.01701	13.7266	13.744	218.9	945.2	1164.1	0.3682	1.3313	1.6995	218.8	1087.9	30
40	267.25	0.01715	10.4794	10.497	236.1	933.6	1169.8	0.3921	1.2844	1.6765	236.0	1092.1	40
50	281.02	0.01727	8.4967	8.514	250.2	923.9	1174.1	0.4112	1.2474	1.6586	250.1	1095.3	50
60	292.71	0.01738	7.1562	7.174	262.2	915.4	1177.6	0.4273	1.2167	1.6440	262.0	1098.0	60
70	302.93	0.01748	6.1875	6.205	272.7	907.8	1180.6	0.4411	1.1905	1.6316	272.5	1100.2	70
80	312.04	0.01757	5.4536	5.471	282.1	900.9	1183.1	0.4534	1.1675	1.6208	281.9	1102.1	80
90	320.28	0.01766	4.8777	4.895	290.7	894.6	1185.3	0.4643	1.1470	1.6113	290.4	1103.7	90
100	327.82	0.01774	4.4133	4.431	298.5	888.6	1187.2	0.4743	1.1284	1.6027	298.2	1105.2	100
120	341.27	0.01789	3.7097	3.728	312.6	877.8	1190.4	0.4919	1.0960	1.5879	312.2	1107.6	120
140	353.04	0.01803	3.2010	3.219	325.0	868.0	1193.0	0.5071	1.0681	1.5752	324.5	1109.6	140
160	363.55	0.01815	2.8155	2.834	336.1	859.0	1195.1	0.5206	1.0435	1.5641	335.5	1111.2	160
180	373.08	0.01827	2.5129	2.531	346.2	850.7	1196.9	0.5328	1.0215	1.5543	345.6	1112.5	180
200	381.80	0.01839	2.2689	2.287	355.5	842.8	1198.3	0.5438	1.0016	1.5454	354.8	1113.7	200
250	400.97	0.01865	1.8245	1.8432	376.1	825.0	1201.1	0.5679	0.9585	1.5264	375.3	1115.8	250
300	417.35	0.01889	1.5238	1.5427	394.0	808.9	1202.9	0.5882	0.9223	1.5105	392.9	1117.2	300
350	431.73	0.01913	1.3064	1.3255	409.8	794.2	1204.0	0.6059	0.8909	1.4968	408.6	1118.1	350
400	444.60	0.0193	1.14162	1.1610	424.2	780.4	1204.6	0.6217	0.8630	1.4847	422.7	1118.7	400
450	456.28	0.0195	1.01224	1.0318	437.3	767.5	1204.8	0.6360	0.8378	1.4738	435.7	1118.9	450
500	467.01	0.0198	0.90787	0.9276	449.5	755.1	1204.7	0.6490	0.8148	1.4639	447.7	1118.8	500
550	476.94	0.0199	0.82183	0.8418	460.9	743.3	1204.3	0.6611	0.7936	1.4547	458.9	1118.6	550
600	486.20	0.0201	0.74962	0.7698	471.7	732.0	1203.7	0.6723	0.7738	1.4461	469.5	1118.2	600
700	503.08	0.0205	0.63505	0.6556	491.6	710.2	1201.8	0.6928	0.7377	1.4304	488.9	1116.9	700
800	518.21	0.0209	0.54809	0.5690	509.8	689.6	1199.4	0.7111	0.7051	1.4163	506.7	1115.2	800
900	531.95	0.0212	0.47968	0.5009	526.7	669.7	1196.4	0.7279	0.6753	1.4032	523.2	1113.0	900
1000	544.58	0.0216	0.42436	0.4460	542.6	650.4	1192.9	0.7434	0.6476	1.3910	538.6	1110.4	1000
1100	556.28	0.0220	0.37863	0.4006	557.5	631.5	1189.1	0.7578	0.6216	1.3794	553.1	1107.5	1100
1200	567.19	0.0223	0.34013	0.3625	571.9	613.0	1184.8	0.7714	0.5969	1.3683	566.9	1104.3	1200
1300	577.42	0.0227	0.30722	0.3299	585.6	594.6	1180.2	0.7843	0.5733	1.3577	580.1	1100.9	1300
1400	587.07	0.0231	0.27871	0.3018	598.8	576.5	1175.3	0.7966	0.5507	1.3474	592.9	1097.1	1400
1500	596.20	0.0235	0.25372	0.2772	611.7	558.4	1170.1	0.8085	0.5288	1.3373	605.2	1093.1	1500
2000	635.80	0.0257	0.16266	0.1883	672.1	466.2	1138.3	0.8625	0.4256	1.2881	662.6	1068.6	2000
2500	668.11	0.0286	0.10209	0.1397	731.7	361.6	1093.3	0.9139	0.3206	1.2345	718.5	1032.9	2500
3000	695.33	0.0343	0.05073	0.0850	801.8	218.4	1020.3	0.9728	0.1891	1.1619	782.8	973.1	3000
3208.2	705.47	0.0508	0	0.0508	906.0	0	906.0	1.0612	0	1.0612	875.9	875.9	3208.2

Cuadro 3

PROPIEDADES DE VAPOR SOBRECALENTADO Y AGUA COMPRIMIDA (TEMPERATURA Y PRESION).

Pres. Psia		Temperatura °F														
		100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
	v	0.0161	392.5	452.3	511.9	571.5	631.1	690.7								
1	h	68.00	1150.2	1195.7	1241.8	1788.6	1336.1	1384.5								
(101.74)	s	0.1295	2.0509	2.1152	2.1722	2.2237	2.2708	2.3144								
	v	0.0161	78.14	90.24	102.24	114.21	126.15	138.08	150.01	161.94	173.86	185.78	197.70	209.62	221.53	233.45
5	h	68.01	1148.6	1194.8	1241.3	1288.2	1335.9	1384.3	1433.6	1483.7	1534.7	1586.7	1639.6	1693.3	1748.0	1803.5
(162.24)	s	0.1295	1.8716	1.9369	1.9943	2.0460	2.0932	2.1369	2.1776	2.2159	2.2521	2.2866	2.3194	2.3509	2.3811	2.4101
	v	0.0161	38.84	44.98	51.03	57.04	63.03	69.00	74.98	80.94	86.91	92.87	98.84	104.80	110.76	116.72
10	h	68.02	1146.6	1193.7	1240.6	1287.8	1335.5	1384.0	1433.4	1483.5	1534.6	1586.6	1639.5	1693.3	1747.9	1803.4
(193.21)	s	0.1295	1.7928	1.8593	1.9173	1.9692	2.0166	2.0603	2.1011	2.1394	2.1757	2.2101	2.2430	2.2744	2.3046	2.3337
	v	0.0161	0.0166	29.899	33.963	37.985	41.986	45.978	49.964	53.946	57.926	61.905	65.882	69.858	73.833	77.807
15	h	68.04	168.09	1192.5	1239.9	1287.3	1335.2	1383.8	1433.2	1483.4	1534.5	1586.5	1639.4	1693.2	1747.8	1803.4
(213.03)	s	0.1295	0.2940	1.8134	1.8720	1.9242	1.9717	2.0155	2.0563	2.0946	2.1309	2.1653	2.1982	2.2297	2.2599	2.2890
	v	0.0161	0.0166	22.356	25.428	28.457	31.466	34.465	37.458	40.447	43.435	46.420	49.405	52.388	55.370	58.352
20	h	68.05	168.11	1191.4	1239.2	1286.9	1334.9	1383.5	1432.9	1483.2	1534.3	1586.3	1639.3	1693.1	1747.8	1803.3
(227.96)	s	0.1295	0.2940	1.7805	1.8397	1.8921	1.9397	1.9836	2.0244	2.0628	2.0991	2.1336	2.1665	2.1979	2.2282	2.2572
	v	0.0161	0.0166	11.036	12.624	14.165	15.685	17.195	18.699	20.199	21.697	23.194	24.689	26.183	27.676	29.168
40	h	68.10	168.15	1186.6	1236.4	1285.0	1333.6	1382.5	1432.1	1482.5	1533.7	1585.8	1638.8	1992.7	1747.5	1803.0
(267.25)	s	0.1295	0.2940	1.6992	1.7608	1.8143	1.8624	1.9065	1.9476	1.9860	2.0224	2.0569	2.0899	2.1224	2.1516	2.1807
	v	0.0161	0.0166	7.257	8.354	9.400	10.425	11.438	12.446	13.450	14.452	15.452	16.450	17.448	18.445	19.441
60	h	68.15	168.20	1181.6	1233.5	1283.2	1332.3	1381.5	1431.3	1481.8	1533.2	1585.3	1638.4	1692.4	1747.1	1802.8
(292.71)	s	0.1295	0.2939	1.6492	1.7134	1.7681	1.8168	1.8612	1.9024	1.9410	1.9774	2.0120	2.0450	2.0765	2.1068	2.1359
	v	0.0161	0.0166	0.0175	6.218	7.018	7.794	8.560	9.319	10.075	10.829	11.581	12.331	13.081	13.829	14.577
80	h	68.21	168.24	269.74	1230.5	1281.3	1330.9	1380.5	1430.5	1481.1	1532.6	1584.9	1638.0	1692.0	1746.8	1802.5
(312.04)	s	0.1295	0.2939	0.4371	1.6790	1.7349	1.7842	1.8289	1.8702	1.9089	1.9454	1.9800	2.0131	2.0446	2.0750	2.1041
	v	0.0161	0.0166	0.0175	4.935	5.588	6.216	6.833	7.443	8.050	8.655	9.258	9.860	10.460	11.060	11.659
100	h	68.26	168.29	269.77	1227.4	1279.3	1329.5	1379.5	1429.7	1480.4	1532.0	1584.4	1637.6	1691.8	1746.5	1802.2
(327.82)	s	0.1295	0.2939	0.4371	1.6516	1.7088	1.7586	1.8036	1.8451	1.8839	1.9205	1.9552	1.9883	2.0199	2.0502	2.0794
	v	0.0161	0.0166	0.0175	4.0786	4.6341	5.1637	5.6831	6.1928	6.7006	7.2060	7.7096	8.2119	8.7130	9.2134	9.7130
120	h	68.31	168.33	269.81	1224.1	1277.4	1328.1	1378.4	1428.8	1479.8	1531.4	1583.9	1637.1	1691.3	1746.2	1802.0
(341.27)	s	0.1295	0.2939	0.4371	1.6286	1.6872	1.7376	1.7829	1.8246	1.8635	1.9001	1.9349	1.9680	1.9996	2.0300	2.0592
	v	0.0161	0.0166	0.0175	3.4661	3.9526	4.4119	4.8585	5.2995	5.7364	6.1709	6.6036	7.0349	7.4652	7.8946	8.3233
140	h	68.37	168.38	269.85	1220.8	1275.3	1326.8	1377.4	1428.0	1479.1	1530.8	1583.4	1636.7	1690.9	1745.9	1801.7
(353.04)	s	0.1295	0.2939	0.4370	1.6085	1.6686	1.7196	1.7652	1.8071	1.8461	1.8828	1.9176	1.9508	1.9825	2.0129	2.0421
	v	0.0161	0.0166	0.0175	3.0060	3.4413	3.8480	4.2420	4.6295	5.0132	5.3945	5.7741	6.1522	6.5293	6.9055	7.2811
160	h	68.42	168.42	269.89	1217.4	1273.3	1325.4	1376.4	1427.2	1478.4	1530.3	1582.9	1636.3	1690.5	1745.6	1801.4
(363.55)	s	0.1294	0.2938	0.4370	1.5906	1.6522	1.7039	1.7499	1.7919	1.8310	1.8678	1.9027	1.9359	1.9676	1.9980	2.0273
	v	0.0161	0.0166	0.0174	2.6474	3.0433	3.4093	3.7621	4.1084	4.4505	4.7907	5.1289	5.4657	5.8014	6.1363	6.4704
180	h	68.47	168.47	269.92	1213.8	1271.2	1324.0	1375.3	1426.3	1477.7	1529.7	1582.4	1635.9	1690.2	1745.3	1801.2
(373.08)	s	0.1294	0.2938	0.4370	1.5743	1.6376	1.6900	1.7362	1.7784	1.8176	1.8545	1.8894	1.9227	1.9545	1.9849	2.0142
	v	0.0161	0.0166	0.0174	2.3598	2.7247	3.0583	3.3783	3.6915	4.0008	4.3077	4.6128	4.9165	5.2191	5.5209	5.8219
200	h	68.52	168.51	269.96	1210.1	1269.0	1322.6	1374.3	1425.5	1477.0	1529.1	1581.9	1635.4	1689.8	1745.0	1800.9
(381.80)	s	0.1294	0.2938	0.4369	1.5593	1.6242	1.6778	1.7239	1.7663	1.8057	1.8426	1.8776	1.9109	1.9427	1.9732	2.0025
	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	2.1504	2.4662	2.6872	2.9410	3.1909	3.4382	3.6837	3.9278	4.1709	4.4131	4.6546
250	h	68.66	168.63	270.05	375.10	1263.5	1319.0	1371.6	1423.4	1475.3	1527.6	1580.6	1634.4	1688.9	1744.2	1800.2
(400.97)	s	0.1294	0.2937	0.4368	0.5667	1.5951	1.6502	1.6976	1.7405	1.7801	1.8173	1.8524	1.8858	1.9177	1.9482	1.9776
	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	1.7665	2.0044	2.2263	2.4407	2.6509	2.8585	3.0643	3.2688	3.4721	3.6746	3.8764
300	h	68.79	168.74	270.14	375.15	1252.7	1315.2	1368.9	1421.3	1473.6	1526.2	1579.4	1633.3	1688.0	1743.4	1799.6
(417.35)	s	0.1294	0.2937	0.4307	0.5665	1.5703	1.6274	1.6758	1.7192	1.7591	1.7964	1.8317	1.8652	1.8972	1.9278	1.9572
	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	1.4913	1.7028	1.8970	2.0832	2.2652	2.4445	2.6219	2.7980	2.9730	3.1471	3.3205
350	h	68.92	168.85	270.24	375.21	1251.5	1311.4	1366.2	1419.2	1471.8	1524.7	1578.2	1632.3	1687.1	1742.6	1798.9
(431.73)	s	0.1293	0.2936	0.4367	0.5664	1.5483	1.6077	1.6571	1.7009	1.7411	1.7787	1.8141	1.8477	1.8798	1.9105	1.9400
	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0162	1.2841	1.4763	1.6499	1.8151	1.9759	2.1339	2.2901	2.4450	2.5987	2.7515	2.9037
400	h	69.05	168.97	270.33	375.27	1245.1	1307.4	1363.4	1417.0	1470.1	1523.3	1576.9	1631.2	1686.2	1741.9	1798.2
(444.60)	s	0.1293	0.2935	0.4366	0.5663	1.5282	1.5901	1.6406	1.6850	1.7255	1.7632	1.7988	1.8325	1.8647	1.8955	1.9250
	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	0.9919	1.1584	1.3037	1.4397	1.5708	1.6992	1.8256	1.9507	2.0746	2.1977	2.3200
500	h	69.32	169.19	270.51	375.38	1231.2	1299.1	1357.7	1412.7	1466.6	1520.3	1574.4	1629.1	1684.4	1740.3	1796.9
(467.01)	s	0.1292	0.2934	0.4364	0.5660	1.4921	1.5595	1.6123	1.6578	1.6990	1.7371	1.7730	1.8069	1.8393	1.8702	1.8998

Cuadro 3 (continuación)

Pres. Psia		Temperatura °F 100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	0.7944	0.9456	1.0726	1.1892	1.3008	1.4093	1.5160	1.6211	1.7252	1.8284	1.9309
600	h	69.58	169.42	270.70	375.49	1215.9	1290.3	1351.8	1408.3	1463.0	1517.4	1571.9	1627.0	1682.6	1738.8	1795.6
(486.20)	s	0.1292	0.2933	0.4362	0.5657	1.4590	1.5329	1.5844	1.6351	1.6769	1.7155	1.7517	1.7859	1.8184	1.8494	1.8792
	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	0.0204	0.7928	0.9072	1.0102	1.1078	1.2023	1.2948	1.3858	1.4757	1.5647	1.6530
700	h	69.84	169.65	270.89	375.61	487.93	1281.0	1345.6	1403.7	1459.4	1514.4	1569.4	1624.8	1680.7	1737.2	1794.3
(503.08)	s	0.1291	0.2932	0.4360	0.5655	0.6889	1.5090	1.5673	1.6154	1.6580	1.6970	1.7335	1.7679	1.8006	1.8318	1.8617
	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	0.0204	0.6774	0.7828	0.8759	0.9631	1.0470	1.1289	1.2093	1.2885	1.3669	1.4446
800	h	70.11	169.88	271.07	375.73	487.88	1271.1	1339.2	1399.1	1455.8	1511.4	1566.9	1622.7	1678.9	1735.0	1792.9
(518.21)	s	0.1290	0.2930	0.4358	0.5652	0.6885	1.4869	1.5484	1.5980	1.6413	1.6807	1.7175	1.7522	1.7851	1.8164	1.8464
	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	0.0204	0.5869	0.6858	0.7713	0.8504	0.9262	0.9998	1.0720	1.1430	1.2131	1.2825
900	h	70.37	170.10	271.26	375.84	487.83	1260.6	1332.7	1394.4	1452.2	1508.5	1564.4	1620.6	1677.1	1734.1	1791.6
(531.95)	s	0.1290	0.2929	0.4357	0.5649	0.6881	1.4659	1.5311	1.5822	1.6263	1.6662	1.7033	1.7382	1.7713	1.8028	1.8329
	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0186	0.0204	0.5137	0.6080	0.6875	0.7603	0.8295	0.8966	0.9622	1.0266	1.0901	1.1529
1000	h	70.63	170.33	271.44	375.96	487.79	1249.3	1325.9	1389.6	1448.5	1504.4	1561.9	1618.4	1675.3	1732.5	1790.3
(544.58)	s	0.1289	0.2928	0.4355	0.5647	0.6876	1.4457	1.5149	1.5677	1.6126	1.6530	1.6905	1.7256	1.7589	1.7905	1.8207
	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0185	0.0203	0.4531	0.5440	0.6188	0.6865	0.7505	0.8121	0.8723	0.9313	0.9894	1.0468
1100	h	70.90	170.56	271.63	376.08	487.75	1237.3	1318.8	1384.7	1444.7	1502.4	1559.4	1616.3	1673.5	1731.0	1789.0
56.28)	s	0.1289	0.2927	0.4353	0.5644	0.6872	1.4259	1.4996	1.5542	1.6000	1.6410	1.6787	1.7141	1.7475	1.7793	1.8097
	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0185	0.0203	0.4016	0.4905	0.5615	0.6250	0.6845	0.7418	0.7974	0.8519	0.9055	0.9584
1200	h	71.16	170.78	271.82	376.20	487.72	1224.2	1311.5	1379.7	1440.9	1449.4	1556.9	1614.2	1671.6	1729.4	1787.6
(567.19)	s	0.1288	0.2926	0.4351	0.5642	0.6868	1.4061	1.4851	1.5415	1.5883	1.6298	1.6679	1.7035	1.7371	1.7691	1.7996
	v	0.0161	0.0166	0.0174	0.0185	0.0203	0.3176	0.4059	0.4712	0.5282	0.5809	0.6311	0.6798	0.7272	0.7737	0.8195
1400	h	71.68	171.24	272.19	376.44	487.65	1194.1	1296.1	1369.3	1433.2	1493.2	1551.8	1609.9	1668.0	1726.3	1785.0
(587.07)	s	0.1287	0.2923	0.4348	0.5636	0.6859	1.3652	1.4575	1.5182	1.5670	1.6096	1.6484	1.6845	1.7185	1.7508	1.7815
	v	0.0161	0.0166	0.0173	0.0185	0.0202	0.0236	0.3415	0.4032	0.4555	0.5031	0.5482	0.5915	0.6336	0.6748	0.7153
1600	h	72.21	171.69	272.57	376.69	487.60	616.77	1279.4	1358.5	1425.2	1486.9	1546.6	1605.6	1664.3	1723.2	1782.3
(604.87)	s	0.1286	0.2921	0.4344	0.5631	0.6851	0.8129	1.4312	1.4968	1.5478	1.5916	1.6312	1.6678	1.7022	1.7344	1.7657
	v	0.0160	0.0165	0.0173	0.0185	0.0202	0.0235	0.2906	0.3500	0.3988	0.4426	0.4836	0.5229	0.5609	0.5980	0.6343
1800	h	72.73	172.15	272.95	376.93	487.56	615.58	1261.1	1347.2	1417.1	1480.6	1541.1	1601.2	1660.7	1720.1	1779.7
(621.02)	s	0.1284	0.2918	0.4341	0.5626	0.6843	0.8109	1.4054	1.4768	1.5302	1.5753	1.6156	1.6528	1.6876	1.7204	1.7516
	v	0.0160	0.0165	0.0173	0.0184	0.0201	0.0233	0.2488	0.3072	0.3534	0.3942	0.4320	0.4680	0.5027	0.5365	0.5695
2000	h	73.26	172.60	273.32	377.19	487.53	614.48	1240.9	1353.4	1408.7	1447.1	1536.2	1596.9	1657.0	1717.0	1777.1
(635.80)	s	0.1283	0.2916	0.4337	0.5621	0.6834	0.8091	1.3794	1.4578	1.5138	1.5603	1.6014	1.6391	1.6743	1.7075	1.7389
	v	0.0160	0.0165	0.0173	0.0184	0.0200	0.0230	0.1681	0.2293	0.2712	0.3068	0.3390	0.3692	0.3980	0.4259	0.4529
2500	h	74.57	173.74	274.27	377.82	487.50	612.08	1176.7	1303.4	1386.7	1457.5	1522.9	1585.9	1647.8	1709.2	1770.4
(668.11)	s	0.1280	0.2910	0.4329	0.5609	0.6815	0.8048	1.3076	1.4129	1.4766	1.5269	1.5703	1.6094	1.6456	1.6796	1.7116
	v	0.0160	0.0165	0.0172	0.0183	0.0200	0.0228	0.0982	0.1759	0.2161	0.2484	0.2770	0.3033	0.3282	0.3522	0.3753
3000	h	75.88	174.88	275.22	378.47	487.52	610.08	1060.5	1267.0	1363.2	1440.2	1509.4	1574.8	1638.5	1701.4	1761.8
(695.33)	s	0.1277	0.2904	0.4320	0.5597	0.6796	0.8009	1.1966	1.3692	1.4429	1.4976	1.5434	1.5841	1.6214	1.6561	1.6888
	v	0.0160	0.0165	0.0172	0.0183	0.0199	0.0227	0.0335	0.1588	0.1987	0.2301	0.2576	0.2827	0.3065	0.3291	0.3510
3200	h	76.4	175.3	275.6	378.7	487.5	609.4	800.8	1250.9	1353.4	1433.1	1503.8	1570.3	1634.8	1698.3	1761.2
(705.08)	s	0.1276	0.2902	0.4317	0.5592	0.6788	0.7994	0.9708	1.3515	1.4300	1.4866	1.5335	1.5749	1.6126	1.6477	1.6806
	v	0.0160	0.0164	0.0172	0.0183	0.0199	0.0225	0.0307	0.1364	0.1764	0.2066	0.2326	0.2563	0.2784	0.2995	0.3198
3500	h	77.2	176.0	276.2	379.1	487.6	608.4	779.4	1224.6	1338.2	1422.2	1495.5	1563.3	1629.2	1693.6	1757.2
	s	0.1274	0.2899	0.4312	0.5585	0.6777	0.7973	0.9508	1.3242	1.4112	1.4709	1.5194	1.5618	1.6002	1.6358	1.6691
	v	0.0159	0.0164	0.0172	0.0182	0.0198	0.0223	0.0287	0.1052	0.1463	0.1752	0.1994	0.2210	0.2411	0.2601	0.2783
4000	h	78.5	177.2	277.1	379.8	487.7	606.9	763.0	1174.3	1311.6	1403.6	1481.3	1552.2	1619.8	1685.7	1750.6
	s	0.1271	0.2893	0.4304	0.5573	0.6760	0.7940	0.9343	1.2754	1.3807	1.4461	1.4976	1.5417	1.5812	1.6177	1.6518
	v	0.0159	0.0164	0.0171	0.0181	0.0196	0.0219	0.0268	0.0591	0.1038	0.1312	0.1529	0.1718	0.1890	0.2050	0.2203
5000	h	81.1	179.5	279.1	381.2	488.1	604.6	746.0	1042.9	1252.9	1364.6	1452.1	1529.1	1600.9	1670.0	1737.4
	s	0.1265	0.2881	0.4287	0.5550	0.6726	0.7880	0.9153	1.1593	1.3207	1.4001	1.4582	1.5061	1.5481	1.5863	1.6218
	v	0.0159	0.0163	0.0170	0.0180	0.0195	0.0216	0.0256	0.0397	0.0757	0.1020	0.1221	0.1391	0.1544	0.1684	0.1817
6000	h	83.7	181.7	281.0	382.7	488.6	602.9	736.1	945.1	1188.8	1323.6	1427.3	1505.9	1582.0	1654.2	1724.2
	s	0.1258	0.2870	0.4271	0.5528	0.6693	0.7826	0.9026	1.0176	1.2615	1.3574	1.4229	1.4748	1.5194	1.5593	1.5957
	v	0.0158	0.0163	0.0170	0.0180	0.0193	0.0213	0.0248	0.0334	0.0573	0.0816	0.1004	0.1160	0.1298	0.1424	0.1542
7000	h	86.2	184.4	283.0	384.2	489.3	601.7	729.3	901.8	1124.9	1281.7	1392.2	1482.6	1563.1	1638.6	1711.1
	s	0.1252	0.2859	0.4256	0.5507	0.6663	0.7777	0.8926	1.0350	1.2055	1.3171	1.3904	1.4466	1.4938	1.5355	1.5735

CUADRO 4

TASAS TIPICAS DE CONSUMO DE VAPOR

	Operating pressure PSIG	lbs per hr	
		In use	Maximum
BAKERIES			
Dough room trough, 8 ft long	10	4	
Proof boxes, 500 cu ft capacity		7	
Ovens: Peel Or Dutch Type	10		
White bread, 120 sq ft surface		29	
Rye bread, 10 sq ft surface		58	
Mosher Baker Ovens		29	
Century Reel, w/pb per 100 lb bread		29	
Rotary ovens, per deck		29	
Bennett 400, single deck		44	
Hubbard (any size)		58	
Middleby-Marshall, w/pb		58	
Baker-Perkins travel ovens, long tray (per 100 lbs)		13	
Baker-Perkins travel ovens, short tray (per 100 lbs)		29	
General Electric		20	
Fish Duoshermic Rotary, per deck		58	
Revolving ovens, 8-10 bun pan		29	
12-18 bun pan		58	
18-28 bun pan		87	
BOTTLE WASHING	5		
Soft drinks, beer, etc., per 100 bottles/min		310	
Milk quarts, per 100 cases per hr		58	
CANDY and CHOCOLATE	70		
Candy cooking, 30 gal cooker, 1 hour, 325 deg		46	
Chocolate melting, jacketed, 24" dia		29	
Chocolate dip kettles, per 10 sq ft tank surface		29	
Chocolate tempering, tops missing, each 20 sq ft active surface		29	
Candy kettle per sq ft of jacket	30		80
Candy kettle per sq ft of jacket	75		100
CREAMERIES and DAIRIES	15-75		
Creamery cans 3 per min			310
Pasteurizer, per 100 gal heated 20 min			232
DISH WASHERS	10-30		
2-Compartment tub type			58
Large conveyor or roller type			58
Automat, coil, depending on size		29	117
Champion, depending on size		58	310
Hobart Crescent, depending on size		29	188
Pan Spray, depending on size		58	248
Crescent manual steam control	30		
Hobart model AM-5	10		
Dishwashing machine	15-20	60-70	
HOSPITAL EQUIPMENT	40-50		
Stills, per 100 gal distilled water		102	
Sterilizers, bed pan		3	
Sterilizers, dressing, per 10" length, approx.		7	
Sterilizers, instrument, per 100 cu in approx.		3	
Sterilizers, water, per 10 gal, approx.		6	
Disinfecting Ovens, Double Door:	40-50		
Up to 30 cu ft, per 10 cu ft approx.		29	
30 to 100 cu ft, per 10 cu ft approx.		21	
100 and up, per 10 cu ft, approx.		16	

Cuadro 4 (continuación)

HOSPITAL EQUIPMENT (Continued)	Operating pressure PSIG	Lbs per hr	
		In use	Maximum
Sterilizers, Non Pressure Type			
For bottles or pasteurization	40		
Start with water at 70 F, maintained for 20 minutes at boiling at a depth of 3"		31	69
Instruments and Utensils	40		
Start with water at 70F, boil rigorously for 20 min.			
Depth 3½", Size 8 × 9 × 18"		21	21
Depth 3½", Size 9 × 20 × 10"		30	30
Depth 4", Size 10 × 12 × 22"		39	39
Depth 4", Size 12 × 16 × 24"		60	60
Depth 4", Size 10 × 12 × 36"		64	64
Depth 10", Size 16 × 15 × 20"		92	92
Depth 10", Size 20 × 20 × 24"		144	144
LAUNDRY EQUIPMENT	100		
Vacuum stills, per 10 gal		16	
Spotting board, trouser stretcher		29	
Dress finisher, overcoat shaper, each		38	
Jacket finisher, Susie Q, each		44	
Air vacuum finishing board, 18" Mushroom Topper, ea.		20	
Steam irons, each		4	
Flat Iron Workers:	100		
48" × 120", 1 cylinder		248	
48" × 120", 2 cylinder		310	
4-Roll, 100 to 120"		217	
6-Roll, 100 to 120"		341	
8-Roll, 100 to 120"		465	
Shirt Equipment	100		
Single cuff, neckband, yoke No. 3, each		7	
Double sleeve		13	
Body		29	
Bosom		44	
Dry Rooms	100		
Blanket		20	
Conveyor, per loop, approx		7	
Truck, per door, approx		58	
Curtain, 50 × 114		29	
Curtain, 64 × 130		58	
Starch cooker, per 10 gal cap		7	
Starcher, per 10-in. length, approx		5	
Laundry presses, per 10-in. length, approx		7	
Handy irons, per 10-in. length, approx		5	
Collar equipment: Collar and Cuff Ironer		21	
Deodorizer		87	
Wind Whip, Single		38	
Wind Whip, Double		87	
Tumblers, General Usage Other Source	100		
36", per 10" length, approx		29	
40", per 10" length, approx		38	
42", per 10" length, approx		52	
Vorenne, 46" × 120"		310	
Presses, central vacuum, 42"		20	
Presses, steam, 42"		29	

Cuadro 4 (continuación)

	Operating pressure PSIG	Lbs per hr	
		In use	Maximum
PLASTIC MOLDING			
Each 12 to 15 sq ft platen surface	125	29	
PAPER MANUFACTURE			
Corrugators per 1,000 sq ft	175	29	
Wood pulp paper, per 100 lb paper	50	372	
RESTAURANT EQUIPMENT	5-20		
Standard steam tables, per ft length		36	
Standard steam tables, per 20 sq ft tank		29	
Bain Marie, per ft length, 30" wide		12	
Bain Marie, per 10 sq ft tank		29	
Coffee urns, per 10 gal. cold make-up		13	
3-compartment egg boiler		13	
Oyster steamers		11	
Clam or lobster steamer		29	
Steam Jacketed Kettles	5-20		
10 gal capacity		13	
25 gal stock kettle		29	
40 gal stock kettle		44	
60 gal stock kettle		58	
Plate And Dish Warmers	5-20		
Per 100 sq ft shelf		58	
Per 20 cu ft shelf		29	
Warming ovens, per 20 cu ft		29	
Dorset vegetable steamer, per compartment		29	
Potato steamer		29	
Alexander Proctor, 30 comp., no return		87	
Pot sink, steam jets average use		29	
Silver burnishers, Tahara		58	
SILVER MIRRORING			
Average steam tables	5	102	
TIRE SHOPS	100		
Truck molds, large		87	
Truck molds, medium		58	
Passenger molds		29	
Sections, per section		7	
Puff irons, each		7	

Cuadro 5

CALORES ESPECIFICOS

VARIOS SOLIDOS

Material	Btu/lb°F
Aluminio	0.22
Antimonio	0.05
Asbestos	0.20
Bakelita	0.33
Baquelita	0.38
Bario	0.07
Roca basáltica	0.20
Berilo	0.20
Bismuto	0.03
Bórax	0.24
Boro	0.31
Cadmio	0.06
Calcita, 32-100F	0.19
Calcita, 32-212F	0.20
Calcio	0.15
Carbón	0.17
Cemento seco	0.37
Cemento en polvo	0.20
Carbón (de leña)	0.24
Crumo	0.12
Arcilla	0.22
Carbón	0.26-0.37
Cobalto	0.11
Concreto, piedra	0.19
Ceniza de concreto	0.18
Cobre	0.09
Corindón	0.10
Diamante	0.15
Roca de dolomita	0.22
Fluorita	0.22
Estato Fluor	0.21
Galena	0.05
Granate	0.18
Vidrio, común	0.20
Vidrio, cristal	0.12
Lana de vidrio	0.16
Oro	0.03
Granito	0.19
Antibol	0.20
Hielo-112F	0.35
Hielo-40F	0.43
Hielo-4F	0.47
Lana	0.33
Zinc	0.09

Material	Btu/lb°F
Hielo, 32F	0.49
Hierro fundido	0.12
Hierro dulce	0.12
Lava	0.20
Plomo	0.03
Piedra caliza	0.02
Magnetita	0.16
Magnesio	0.25
Malaquita	0.18
Manganeso	0.11
Mármol	0.21
Mercurio	0.03
Mica	0.21
Molibdeno	0.06
Níquel	0.11
Yeso	1.14
Platino	0.03
Porcelana	0.26
Potasio	0.13
Pirolúsita	0.16
Cuarzo, 55-212F	0.19
Cuarzo, 32F	0.17
Roca de sal	0.22
Corcho	0.48
Piedra Arenisca	0.22
Seda	0.33
Plata	0.06
Sodio	0.30
Acero	0.12
Piedra	0.20
Loza	0.19
Talco	0.21
Alquitrán	0.35
Teluro	0.05
Estaño	0.05
Teja	0.15
Titanio	0.14
Topacio	0.21
Tungsteno	0.04
Vanadio	0.12
Ebonita	0.33
Madera	0.32-0.48
Galena falsa	0.11

VARIOS LIQUIDOS

Líquido	Btu/lb°F
Acetona	0.51
Alcohol etílico 32F	0.55
Alcohol etílico, 104F	0.65
Alcohol, metílico, 40-50F	0.59
Alcohol, metílico, 60-70F	0.60
Amoníaco, 32F	1.10
Amoníaco, 104F	1.16
Amoníaco, 176F	1.29
Amoníaco, 212F	1.48
Amoníaco, 230F	1.61
Anilina	0.52
Benzol	0.42
Cloruro de calcio, gr. 1.20	0.73
Aceite castor	0.43
Aceite citrón	0.44
Eter etílico	0.53
Glicol etileno	0.53
Aceite combustible, gr sp 96	0.40

Líquido	Btu/lb°F
Aceite combustible, gr sp 96	0.45
Aceite combustible, gr sp 81	0.50
Gasolina	0.55
Glicerina	0.58
Kerosene	0.45
Mercurio	0.033
Naftalina	0.41
Nitrobenzol	0.36
Aceite de oliva	0.47
Petróleo	0.51
Potasio hidratado	0.85
Agua de mar, gr. sp 1.0235	0.94
Cloruro de sodio	0.79
Sodio hidratado	0.94
Aguarrás	0.41
Agua	1.00
Xileno	0.41
Aceite combustible, gr sp 91	0.44

Cuadro 5 (continuación)

GASES Y VAPORES

[illegible]	Calor específico Btu/lb°F a presión constante	Calor específico Btu/lb°F a volumen constante	[illegible]	Calor específico Btu/lb°F a presión constante	Calor específico Btu/lb°F a volumen constante
A[illegible]	0.3[illegible]	0.31[illegible]	[illegible]	0.4[illegible]	0.4[illegible]
Aire [illegible]	0.24	0.17[illegible]	Ácido clorhídrico	0.19	0.13[illegible]
Aire [illegible]	[illegible]4	0.17[illegible]	Hidrógeno	3.41	2.4[illegible]
Aire [illegible]	0.[illegible]	0.17[illegible]	Metano	0.59	0.4[illegible]
Aire [illegible]	0.[illegible]	0.194	Nitrógeno	0.24	0.1[illegible]
A[illegible]	0.45	0.3[illegible]	Óxido nítrico	0.23	[illegible]
Alcohol [illegible]	0.46	0.366	Tetróxido de nitrógeno	1.1[illegible]	1.[illegible]
Amoníaco	0.54	0.42[illegible]	Óxido nitroso	0.21	0.166
Argón	0.12	0.072	Oxígeno	0.22	0.157
Benceno, C_6H_6	0.26	0.236	Vapor, 1 psia 120 600°F	0.46	0.34[illegible]
Bromo	0.06	0.047	Vapor, 14.7 psia 220 600°F	0.47	0.35[illegible]
Ácido carbónico	0.20	0.150	Vapor, 150 psia 360 600°F	0.56	0.42[illegible]
Cloruro	0.11	0.082	Dióxido de azufre	0.15	0.12[illegible]
Cloroformo	0.15	0.111			

CAPACIDAD CALORÍFICA DE ALIMENTOS

Alimento	Calor específico Btu/lb°F, arriba del congelamiento	Calor específico Btu/lb°F, abajo del congelamiento	Alimento	Calor específico Btu/lb°F, arriba del congelamiento	Calor específico Btu/lb°F, abajo del congelamiento
Manzanas	0.87	0.42	Huevos	0.76	0.4[illegible]
Albaricoque fresco	0.88	0.41	Berenjena	0.94	0.4[illegible]
Alcachofa	0.87	0.4[illegible]	Escarola	0.95	0.4[illegible]
Espárragos	0.94	0.45	Higo fresco	0.82	0.4[illegible]
[illegible] (haba)	0.84	0.43	Higo seco	0.39	0.34
[illegible]	0.80	0.42	Higo en dulce	0.37	0.26
[illegible]	0.80	0.40	Harina	0.38	0.28
[illegible]	0.82	0.4[illegible]	Ancas de rana	0.88	0.44
[illegible] de res	0.68	0.3[illegible]	Ajo	0.79	0.40
Lomo de res	0.66	0.35	Mollera	0.78	0.3[illegible]
Costilla de res	0.67	0.36	Ganso	0.61	0.34
Redondo de res	0.74	0.39	Grosellero silvestre	0.86	0.42
Anca de res	0.62	0.34	Granadilla	0.84	0.4[illegible]
Cara de res	0.76	0.39	Toronja	0.91	0.44
Remolachas	0.90	0.41	Uva	0.86	0.4[illegible]
Zarzamora	0.87	0.42	Jugo de uva	0.82	0.4[illegible]
[illegible]	0.87	0.42	Gallina de guinea	0.74	0.4[illegible]
Sesos	0.84	0.41	[illegible]	0.85	0.4[illegible]
Brócoli	0.92	0.44	Arenque ahumado	0.71	0.39
Bretones	0.88	0.41	Rábano fresco	0.79	0.4[illegible]
Mantequilla	0.30	0.24	Rábano preparado	0.86	0.4[illegible]
Mantequilla de pescado	0.77	0.39	Helado	0.78	0.4[illegible]
Col	0.94	0.45	Pasta	0.89	0.43
Confites	0.9[illegible]		Riñones	0.81	0.4[illegible]
Zanahorias	0.91	0.4[illegible]	Riñones [illegible]	0.[illegible]	0.[illegible]
Coliflor	0.9[illegible]	0.4[illegible]	Carne de [illegible]	[illegible]	0.[illegible]
Apio	0.94	0.[illegible]	Pierna de [illegible]	0.[illegible]	0.3[illegible]
Cereza, agria	0.8[illegible]	0.4[illegible]	Costilla [illegible]	0.[illegible]	0.34
Cereza dulce	0.84	0.4[illegible]	Espaldilla de [illegible]	0.6[illegible]	[illegible]
Pollo, asado	0.77	0.[illegible]	Manteca de cerdo	0.54	[illegible]
Pollo, frito	0.74	0.[illegible]	Puerro	0.93	0.4[illegible]
Gallina	0.65	0.[illegible]	Limones	0.9[illegible]	0.4[illegible]
Almeja	0.84	0.41	Jugo de limón	0.92	0.44
Leche y carne de coco	0.68	0.3[illegible]	Lechuga	0.96	0.4[illegible]
Leche de coco (sólo)	0.96	0.45	[illegible]	0.[illegible]	0.[illegible]
Bacalao	0.86	0.42	Lima	0.89	0.4[illegible]
Cangrejo	0.84	0.41	Jugo de lima	0.93	0.44
Manzana silvestre	0.85	0.41	Langostas	0.8[illegible]	0.4[illegible]
Arándano agrio	0.9[illegible]	0.4[illegible]	Leche de vaca	0.9[illegible]	0.4[illegible]
Crema	0.90	0.3[illegible]	Hongos frescos	0.9[illegible]	0.44
Pepino	0.97	0.4[illegible]	Hongos secos	0.[illegible]	0.[illegible]
Pasa de corinto	0.9[illegible]	0.4[illegible]	Melón	0.94	0.4[illegible]
[illegible]	0.20	0.[illegible]	Nueces	0.2[illegible]	0.2[illegible]
Anguila	0.77	0.3[illegible]	[illegible]	0.8[illegible]	0.4[illegible]
Naranjas frescas	0.9[illegible]	0.4[illegible]	[illegible]	0.9[illegible]	0.4[illegible]
Jugo de naranja	0.8[illegible]	0.4[illegible]	[illegible]	0.9[illegible]	0.4[illegible]
[illegible]	0.8[illegible]	0.41	Manzana [illegible]	0.8[illegible]	0.4[illegible]
Melocotones	0.87	0.42	Salmón	0.7[illegible]	[illegible]
Jugo de melocotón	0.89	0.4[illegible]	[illegible]	0.7[illegible]	[illegible]
Peras, secas	0.39	0.2[illegible]	Salchichas [illegible]	0.[illegible]	[illegible]

Cuadro 5 (continuación)

[illegible]	0.85	0.41	Salchicha salami	0.85	0.25
[illegible]	0.81	0.42	[illegible]	0.77	0.35
[illegible]	0.85	0.43	[illegible]	0.78	0.35
[illegible]	0.78	0.23	[illegible]	0.83	0.41
[illegible]	0.91	0.44	Fresas	0.95	0.45
[illegible]	0.75	0.32	Jugo de fresas	0.75	0.35
[illegible] dulce	0.82	0.41	[illegible]	0.51	0.44
[illegible] agrio	0.96	0.41	Esturión crudo	0.83	0.41
[illegible] dulce	0.78	0.29	Esturión ahumado	0.71	0.37
[illegible] agrio	0.95	0.45	Mermelada azucarada fresca	0.75	0.36
[illegible] de cerdo [illegible]	0.51	0.31	Res asada	0.81	0.42
[illegible] fresca	0.68	0.43	Tomates rojos	0.95	0.45
[illegible] en tajadas	0.82	0.41	Tomates verdes	0.94	0.45
Jugo de piña	0.90	0.43	Jugo de tomate	0.95	0.45
[illegible]	0.89	0.43	Lengua de res	0.74	0.38
Granada	0.85	0.41	Lengua de ternera	0.75	0.42
Tocino de cerdo	0.36	0.25	Lengua de cordero	0.78	0.38
Tocino de cerdo	0.35	0.25	Lengua de cerdo	0.74	0.35
Lomo de cerdo	0.62	0.34	Lengua de carnero	0.65	0.34
Lomo de cerdo	0.66	0.35	Trucha	0.67	0.41
Espalda de cerdo	0.59	0.33	Atún	0.78	0.35
Costilla de cerdo	0.62	0.34	Pato	0.87	0.41
Carne de cerdo ahumada	0.65	0.35	Ratón	0.93	0.44
Carne de cerdo salada	0.31	0.24	Tortuga	0.84	0.41
Pepino	0.82	0.41	Carne de ternera	0.74	[illegible]
[illegible]	0.81	0.41	Lomo de ternera	0.75	0.34
Ciruela seca	0.93	0.44	Costilla de ternera	0.75	0.38
Mandarina	0.88	0.42	Cola de ternera	0.77	0.35
Conejo	0.74	0.39	Cuarto de ternera	0.74	0.36
Peces	0.39	0.26	Carne de venado	0.78	0.35
Frambuesa negra	0.85	0.41	Cerveza	0.94	0.41
Frambuesa roja	0.89	0.43	Agua	0.78	0.36
Jugo de frambuesa negra	0.91	0.44	Jugo de frambuesa roja	0.93	0.44

CUADRO 6

Propiedades físicas de gases, líquidos y metales líquidos
(Todas las propiedades de los gases son a la presión atmosférica)

GASES

T (°F)	ρ (lb-m/pie³)	c_p (Btu/lb-m °F)	μ × 10⁵ (lb-m/pie seg)	ν × 10⁵ (pie²/seg)	k (Btu/h pie °F)	Pr	β (pie³/lb)	β × 10⁵ (1/°F)	gβρ²/μ² (1/°F pie³)
Aire									
0	0.086	0.239	1.110	0.130	0.0133	0.73	0.646	2.18	4.2 × 10⁶
32	0.081	0.240	1.165	0.145	0.0140	0.72	0.720	2.03	3.16
100	0.071	0.240	1.285	0.180	0.0154	0.72	0.905	1.79	1.76
200	0.060	0.241	1.440	0.239	0.0174	0.72	1.20	1.52	0.850
300	0.052	0.243	1.610	0.306	0.0193	0.71	1.53	1.32	0.444
400	0.046	0.245	1.760	0.378	0.0212	0.689	1.88	1.16	0.258
500	0.0412	0.247	1.890	0.458	0.0231	0.683	2.27	1.04	0.159
600	0.0373	0.249	2.000	0.540	0.0250	0.685	2.63	0.943	0.106
700	0.0341	0.251	2.14	0.625	0.0268	0.693	3.10	0.862	70.4 × 10⁶
800	0.0314	0.256	2.25	0.717	0.0286	0.697	3.56	0.794	49.8
900	0.0291	0.259	2.36	0.815	0.0302	0.705	4.02	0.735	36.0
1000	0.0271	0.262	2.47	0.917	0.0319	0.713	4.50	0.685	26.5
1500	0.0202	0.276	3.00	1.47	0.0400	0.739	7.19	0.510	7.45
2000	0.0161	0.286	3.45	2.14	0.0471	0.753	10.2	0.406	2.84
2500	0.0133	0.292	3.69	2.80	0.051	0.763	13.1	0.318	1.41
3000	0.0114	0.297	3.86	3.39	0.054	0.765	16.0	0.289	0.815
Vapor de agua									
212	0.0372	0.451	0.870	0.234	0.0145	0.96	0.864	1.49	0.877 × 10⁶
300	0.0328	0.456	1.000	0.303	0.0171	0.95	1.14	1.33	0.459
400	0.0288	0.462	1.130	0.395	0.0200	0.94	1.50	1.18	0.243
500	0.0258	0.470	1.265	0.490	0.0228	0.94	1.88	1.04	0.139
600	0.0233	0.477	1.420	0.610	0.0257	0.94	2.31	0.943	82 × 10⁶
700	0.0213	0.485	1.555	0.725	0.0288	0.93	2.79	0.862	52.1
800	0.0196	0.494	1.700	0.865	0.0321	0.92	3.32	0.794	34.0
900	0.0181	0.50	1.810	0.987	0.0355	0.91	3.93	0.735	23.6
1000	0.0169	0.51	1.920	1.13	0.0388	0.91	4.50	0.685	17.1
1200	0.0149	0.53	2.14	1.44	0.0457	0.88	5.80	0.603	9.4
1400	0.0133	0.55	2.36	1.78	0.0521	0.87	7.25	0.537	5.49
1600	0.0120	0.56	2.58	2.14	0.0661	0.87	9.07	0.485	3.38
1800	0.0109	0.58	2.81	2.58	0.0608	0.87	10.8	0.442	2.14
2000	0.0100	0.60	3.03	3.03	0.0676	0.86	12.7	0.406	1.43
2500	0.0083	0.64	3.58	4.30	0.0906	0.86	18.1	0.338	0.603
3000	0.0071	0.67	4.00	5.75	0.114	0.86	24.0	0.289	0.293

CUADRO 7

CONDENSACION EN TUBERIAS AISLADAS TRANSPORTANDO VAPOR SATURADO EN AIRE QUIETO A 70°F. EFICIENCIA DE AISLAMIENTO ASUMIDA 75%

Presión, psig		15	30	60	125	180	250	450	600	900
Tam. tub.	pie^2/pie	lb de condensado/h-pie								
[illegible]	344	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	12	14	[illegible]	[illegible]	289
[illegible]	434	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	14	[illegible]	[illegible]	[illegible]	359
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	14	16	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	24	[illegible]	[illegible]	454	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	38	[illegible]	[illegible]	[illegible]
4	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	36	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	44	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	44	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	54	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	58	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	74	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	64	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	58	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
24	[illegible]	[illegible]	84	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]

CUADRO 8

CAPACIDAD DE LA LINEA DE RETORNO EN lb/h CON UNA CAIDA DE PRESION EN PSI PARA 100 PIES DE TUBERIA A VELOCIDAD DE 5 000 pies/min

TAMAÑO DE TUBERIA EN PULGADAS
TUBERIA 40

Pres. Sum. PSIG	5	10		30			60				100					250					
Pres. Ret. PSIG	0	0	5	0	5	10	0	5	10	20	0	5	10	20	30	0	5	10	20	30	50
1/2	1425 4.0	590 4.0	1335 5.3	360 4.0	840 5.3	1065 6.5	235 4.0	370 5.3	525 6.5	1010 8.9	180 4.0	270 5.3	370 6.5	615 8.9	955 11.3	115 4.0	165 5.3	215 6.5	325 8.9	450 11.3	760 15.9
3/4	2495 2.35	1035 2.35	2340 3.14	635 2.35	1475 3.14	1865 3.88	415 2.35	650 3.14	940 3.88	1770 5.32	310 2.35	470 3.14	645 3.88	1085 5.32	1675 6.72	200 2.35	285 3.14	375 3.63	570 5.32	795 6.72	1330 9.45
1	4545 1.53	1880 1.53	3790 2.04	1030 1.53	1820 2.04	3065 2.51	670 1.53	1055 2.04	1525 2.51	2865 3.44	505 1.53	765 2.04	1045 2.51	1755 3.44	2715 4.36	325 1.53	465 2.04	625 2.5	925 3.44	1285 4.36	2155 6.75
1 1/4	7900 .95	2975 .95	6545 1.26	1785 .95	3150 1.26	5290 1.55	1155 .95	1830 1.26	2635 1.55	4965 2.13	875 .95	1320 1.26	1810 1.55	3035 2.13	4695 2.69	560 .95	800 1.26	1050 1.55	1600 2.13	2225 2.69	3725 3.81
1 1/2	9510 .73	3955 .73	8935 .97	2425 .73	4290 .97	7080 1.20	1575 .73	2490 .97	3585 1.20	6750 1.64	1190 .73	1795 .97	2465 1.20	4135 1.64	6395 2.07	760 .73	1090 .97	1430 1.20	2175 1.64	3025 2.07	5080 2.93
2	15710 .48	6525 .48	14725 .64	3995 .48	7070 .64	11670 .79	2595 .48	4105 .64	5910 .79	11125 1.08	1965 .48	2960 .64	4060 .79	6810 1.08	10540 1.37	1255 .48	1800 .64	2355 .79	3585 1.08	4990 1.37	8375 1.93
2 1/2	22415 .36	9305 .36	21005 .48	5700 .36	10085 .48	16650 .59	3705 .36	5855 .48	8430 .59	15875 .81	2800 .36	4225 .48	5795 .59	9720 .81	15035 1.03	1790 .36	2565 .48	3360 .59	5115 .8	7120 1.03	11950 1.45
3	34415 .26	14375 .26	32435 .34	8800 .26	15570 .34	25710 .42	5720 .26	9045 .34	13020 .42	24515 .58	4325 .26	6525 .34	8950 .42	15005 .58	23220 .73	2765 .26	3965 .34	5185 .42	7900 .58	10990 .73	18450 1.03
3 1/2	46285 .21	19225 .21	43380 .27	11765 .21	20825 .27	34385 .34	7650 .21	12095 .27	17410 .34	32785 .46	5785 .21	8725 .27	11970 .34	20070 .46	31050 .59	3695 .21	5300 .27	6940 .34	10565 .46	14700 .59	24675 .83
4	59595 .17	24745 .17	55855 .23	15150 .17	26815 .23	44275 .29	9850 .17	15575 .23	22415 .29	42210 .38	7450 .17	11235 .23	15410 .29	25840 .38	39980 .49	4760 .17	6825 .23	8935 .29	13600 .38	18925 .49	31775 .65
5	93655 .12	38850 .12	87780 .16	23815 .12	42140 .16	69580 .20	15480 .12	24475 .16	35230 .20	66335 .26	11705 .12	17660 .16	24220 .20	40610 .26	62830 .33	7475 .12	10725 .16	14040 .20	21370 .26	29745 .33	49930 .45
6	135745 .10	56160 .10	126760 .13	34385 .10	60855 .13	100480 .04	22350 .10	35345 .13	50875 .04	95795 .05	16905 .10	25500 .13	34975 .04	58645 .05	90735 .01	10800 .10	15490 .13	20275 .04	30870 .05	42960 .01	72125 .01
8	234[illegible] .07	97745 .02	219[illegible] .02	59640 .07	105380 .02	173985 .01	38725 .07	61225 .02	88095 .01	165880 .01	29275 .02	44190 .02	60560 .01	101550 .01	157115 .01	18700 .02	26835 .02	35105 .01	53450 .01	74475 .01	124985 .01

Cuadro 8 (continuación)

Velocidad

$$V_2 = \frac{V_1 w_2}{w_1}$$ (directamente proporcional al flujo)

ó

$$w_2 = \frac{w_1 V_2}{V_1}$$

Caída de presión

$$P_2 = \left(\frac{w_2}{w_1}\right) P_1$$ (directamente proporcional al cuadrado del flujo de condensado)

ó

$$w_2 = w_1 \frac{P_2}{P_1}$$

donde:

w_2 = el nuevo flujo requerido de condensado

w_1 = el flujo de condensado del cuadro

V_1 = 5 000 pies/min del cuadro

V_2 = nueva velocidad deseada

P_2 = nueva caída de presión deseada

P_1 = caída de presión del cuadro

Cuadro 9

CALCULO DE CARGAS DE CONDENSADO

Cuando la carga normal de condensado no se conoce, puede ser determinada aproximadamente por cálculos usando las fórmulas siguientes:

lb de condensado/h de 100 pies de tubería de vapor aislada a 70 °F (a 0 °F incrementar 50%)

Presión de vapor	Tamaño de tubería					
	2"	3"	4"	6"	8"	10"
10	6	9	11	16	20	24
60	10	14	18	27	33	41
125	13	20	24	36	45	56
300	20	30	37	54	68	85
600	30	44	55	82	103	128

Líneas de vapor "tracer":

La carga aproximadamente es de 50 lb/h por cada 100 pies de "tracer"

FORMULARIO GENERAL USADO

Calentando agua con vapor

lb condensado/h = GPM/4 x temperatura de salida, °F

Calentando aceite combustible con vapor

lb condensado/h = GPM/4 x temperatura de salida, °F

Calentando aire con serpentines de vapor

$$\text{lb condensado/h} = \frac{\text{pies}^3/\text{min}}{900} \times \text{temperatura de salida, } ^\circ\text{F}$$

Radiación de vapor

lb condensado/h = pies^2 "E.D.R."/4

Cuadro 9 (continuación)

APLICACIONES ESPECIFICAS

Esterilizadores, autoclaves, retortas de calentamiento de material sólido

$$\text{lb condensado/h} = \frac{w \times c_p \times T}{L \times t}$$

donde:

w = peso del material, lb

c_p = calor específico del material

T = temperatura de salida del material, °F

L = calor latente de vapor, Btu/lb

t = tiempo en horas

Calentamiento de líquidos con vapor en marmitas encamisadas

$$\text{lb condensado/h} = \frac{G \times g.s. \times c_p \times T \times 8.3}{L \times t}$$

donde:

G = galones de líquido a ser calentado

$g.s.$ = gravedad específica del líquido

c_p = calor específico del líquido

T = temperatura de salida del líquido, °F

t = tiempo en horas

Secadores de vapor encamisados

$$\text{lb condensado/h} = \frac{1\,000(w_i - w_f) + (w_i \times T)}{L}$$

donde:

w_i = peso inicial del material, lb/h

w_f = peso final del material, lb/h

T = temperatura de salida del material, °F

L = calor latente del vapor, Btu/lb

Cuadro 9 (continuación)

Calentamiento de aire con vapor; serpentines y radiación

$$\text{lb condensado/h} = \frac{A \times U \times T}{L}$$

donde:

A = área de la superficie de calentamiento en pies^2

U = coeficiente de transferencia de calor (2 para convección libre)

T = Temperatura del vapor menos la temperatura del aire, ^{o}F

L = calor latente de vapor Btu/lb

Nota: La carga de condensado para calentar el equipo deberá ser añadida a la carga de condensado para calentamiento de material. Use la misma fórmula.

B I B L I O G R A F I A

BIBLIOGRAFIA

SISTEMAS DE VAPOR

1. Littleton, Charles T., "Industrial Piping," Mc Graw Hill, 1961

2. Ashrae, "Guide and Data Book," Publicación de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1978

3. Tracy, Stephen J., Jr., "Steam Power Engineering". Thomas Y. Crowell Company, New York, 1955

4. Baumeister, Theodore, Marks, Lionel S., "Standard Handbook For Mechanical Engineers," Mc Graw Hill, 1980

5. Sánchez, Eduardo, "Manual de Instrumentación," Revista Ingeniería Química, Guatemala, octubre 1983

6. Ottaviano, Víctor B., "Energy Management," The Fairmont Press Inc., Atlanta, 1984

7. Schmidt, Philip, "Energy Conservation in Industrial Steam and Condensate Systems" 1978

8. Severn, Degler, y Miles, "Steam, Air, and Gas Power," John Willey & Sons, 1972

9. Holman, J. P., "Experimental Methods for Engineers," Mc Graw Hill, 1971

10. "Manual Ahorro de Energía en la Industria," Corporación de Fomento de la Producción

11. "Energy Auditing Manual," Hager, Bailly & Company and Reliance Energy Services, 1984

12. Shield, Carl D., "Boilers, Types, Characteristics and Functions," Mc Graw Hill, 1979

13. Gambhir, Heil, y Schuelte, "Steam Use and Distribution," Chemical Engineering, December 18, 1978

AISLAMIENTO

14. "Industrial Insulation Manual," Texas Industrial Comission, 1978

15. Turner & Malloy, "Thermal Insulation Handbook," Krieger, 1981

16. Rohsenow, W., "Handbook of Heat Transfer," Prentice Hall, 1971

17. Holman, J. P., "Heat Transfer," Mc Graw Hill, 1976

18. Kreith, Frank, "Principles of heat Transfer," International Textbook Company, 1968

19. Harrison, Michael R., "Thermal Insulation," Manual No. 11 de "Industrial Energy Conservation", Massachusetts Institute of Technology, 1980

20 Rosenow, W., "Heat, Mass, and Momentum Transfer," Prentice Hall 1961

21. Pewy, John H., "Chemical Engineers Handbook," Mc Graw Hill, 1983

22. "Precess Heat Exchange" Chemical Engineering Magazine, Mc Graw Hill, 1979

23. Cetinkale, T. N., y Fishender, M., "Thermal Conductance of Metal Surfaces in Contact, General Discussion on Heat Transfer, Conferencia del Institute of Mech. Eng. y ASME, 1951

24 Langmuir y Meikle, "Flow of Heat Through Furnace Walls," Trans, Am. Electrochem, Soc. Vol 24, 1913

25. Wilson, Allen C., "Industrial Thermal Insulation," Mc Graw Hill, 1959

26. Kothandaraman, C. P., Subramanyan, S., "Heat and Mass Transfer Data Book, John Willey & Sons, 1977

27. Isachentro, V., Osipova, V., y Sultamel, A., "Heat Transfer," Moscú, Mezhkniga, 1973

TRAMPAS DE VAPOR Y MANEJO DE CONDENSADO

28. "Steam/Its Generation and Use," Babcock and Wilcox Co., New York, 1972

29 "Steam and Condensate Services," Spirax Sarco Ltd., Cheltenham, England, 1981

30. "Steam and Steam Trapping," Spirax Sarco Ltd. Cheltenham, England 1982

31. "Steam Quality and Steam Consumption," Spirax Sarco Ltd. Cheltenham, England, 1982

32. "Steam Conservation Guidelines for Condensate Drainage," Armstrong Machine Works, Three Rivers, Michigan, 1985

33. "Steam Trap Catalog," Armstrong Machine Works, Three Rivers, Michigan, 1983

34. "Industrial Steam Trapping Handbook," Yarway Corporation, Blue Bell, Pennsylvania, 1984

35. "Steam Trap Selector for Process Application," Yarway Corporation, Blue Bell, Pennsylvania

36. O'Keefe, William, "Steam Traps," Power, May 1984

37. O'Keefe, William, "Save Energy with Improved No-Pump Condensate Return," Power, May 1983

38. "Steam Trap Selection and Application Guide," Technical Guide, T511, Spirax Sarco Ltd., Cheltenham, England

39. Murphy, J. J., Mittner, H. H., and Atlas, R. D., "Steam Trap Management," Presented at the Seventh Annual Industrial Energy Technology Conference, Houston, May 1985

40 Batherman, Richard E., "Steam Traps," Heating/Piping/Air Conditioning, November 1982

41. Monroe, E. S., Jr., "Effects of CO_2 in Steam Systems," Chemical Engineering, March 23, 1981

42. Monroe, E. S., Jr., "How to Test Steam Traps," Chemical Engineering, September, 1975

43. Cancannon, M. D., "Reducing Plant Steam Costs by Using Condensate Return Systems," Plant Engineering, December 13, 1979

44. Sneary, M. I., "Energy Conservation as it Applies to Condensate Return Systems," in "New Direction in Energy Technology," Proceedings of the 7th World Energy Engineering Congress, AEE, Atlanta, 1984

45. Vallery, Stafford, "Lowest Pressure Steam Saves More Btu's Than You Think," presented at the Seventh Annual Industrial Energy Technology Conference, Houston, May 1985

46. Pychewicz, Francis S., "Steam Traps -The Oft-Forgotten Energy Conservation Treasure," Presented at the Seventh Annual Industrial Energy Technology Conference, Houston, May 1985

47. "Simple Techniques for Surveying Steam Traps," Bulletin STA-9, Yarway Corporation, Blue Bell, Pennsylvania, 1975

48. Dickman, F., "The Elimination of Steam Traps -A Most Cost-Effective Move for 1985," in "New Direction in Energy Technology," Proceedings of the Seventh World Energy Engineering Congress, AEE, Atlanta, 1984

49. Vallery, Stafford J., "Are Your Steam Traps Wasting Energy?", February, 1981

50. Murphy, J. J., Scott, J., Hittner, H., "Steam Trap Application" in "New Direction in Energy Technology," Proceeding of the Seventh World Energy Engineering Congress, AEE, Atlanta, 1984

51. "Estimating Steam Loss," Bulletin STA-7, Yarway Corporation, Blue Bell, Pennsylvania, 1980

FACTORES DE CONVERSION DE UNIDADES AL

SISTEMA INTERNACIONAL (SI)

FACTORES DE CONVERSIÓN DE UNIDADES AL SISTEMA SI

En orden alfabético

Observaciones

Los factores de conversión se presentan de manera que sean un número mayor que uno y menor que diez, seguido de seis o menos decimales. A este número le sigue la letra E (por exponente), un signo de más o de menos y dos dígitos que indican la potencia de base diez a la que el número debe de multiplicarse para obtener el valor correcto. Ejemplo: 9/5 333 E 02 significa 9/5 333 x 10^{2} que es igual a 0 069 733 33

Un asterisco (*) al final del factor de conversión indica que es exacto, por lo que los dígitos que siguieran serían iguales a cero. Los otros factores de conversión han sido aproximados en su último dígito de acuerdo a las reglas usuales de aproximación.

Para convertir	A	Multiplique por
angstrom	metro (m)	1 000 000* E - 10
atmósfera normal	pascal (Pa)	1 013 250 E + 05
atmósfera técnica	pascal (Pa)	9 806 650* E + 04
bar	pascal (Pa)	1 000 000* E + 05
barril para petróleo (USA)	metro cúbico (m^3)	1 589 873 E - 01
Btu medio (unidad térmica inglesa media)	joule (J)	1.055 87 E + 03
Btu (Tablas Internacionales)	joule (J)	1 055 056 E + 03
Btu (Tablas Internacionales) pie por hora pie cuadrado grado Fahrenheit (conductibilidad térmica)	watt por metro kelvin (W/m K)	1 730 735 E + 00
Btu (Tablas Internacionales) por hora	watt (W)	2 930 711 E - 01
Btu (Tablas Internacionales) por segundo pie cuadrado grado Fahrenheit	watt por metro cuadrado kelvin (W/m^2 K)	2 044 175 E + 04
Btu (Tablas Internacionales) por libra masa	joule por kilogramo (J/kg)	2 326 000* E + 03
Btu (Tablas Internacionales) por libra masa grado Fahrenheit (capacidad calorífica)	joule por kilogramo kelvin (J/kg K)	4 186 800* E + 03
caballo de fuerza (550 pie libra fuerza por segundo)	watt (W)	7 456 999 E + 02
caballo de fuerza (caldera)	watt (W)	9 809 50 E + 03
caballo de fuerza (eléctrico)	watt (W)	7 460 000* E + 02
caballo de fuerza (métrico)	watt (W)	7 354 99 E + 02
caballo de vapor	véase "caballo de fuerza (métrica)"	
caloría (media)	joule (J)	4 190 02 E + 00
caloría (tablas internacionales)	joule (J)	4 186 800* E + 00
centímetro de agua (a 4 grados Celsius)	pascal (Pa)	9 806 38 E + 01
centímetro de mercurio (a 0 grados Celsius)	pascal (Pa)	1 333 22 E + 03
centipoise	pascal segundo (Pa s)	1 000 000* E - 03
dina	newton (N)	1 000 000* E - 05
dina centímetro	newton metro (N m)	1 000 000* E - 07
ergio	joule (J)	1 000 000* E - 07
ergio por segundo	watt (W)	1 000 000* E - 07
faradio (unidad electrostática cgs) de corriente eléctrica	ampere (A)	3 335 6 E + 10
galón (USA líquido)	metro cúbico (m^3)	3 785 412 E - 03
galón del país (GB)	metro cúbico (m^3)	4 550 E - 03
galón del país (SUA)	metro cúbico (m^3)	3 960 E - 03
galón del país (MEX)	metro cúbico (m^3)	4 0 E - 03
grado Fahrenheit	grado Celsius	°C = (°F - 32)/1 8
grado Fahrenheit hora pie cuadrado por Btu (tablas internacionales) (resistencia térmica)	kelvin metro cuadrado por watt (K m^2/W)	1 761 102 E - 01
hp	véase "caballo de fuerza"	

Para convertir	Multiplique por		
joule (USA internacional)	joule (J)	1 000 165	E + 00
kilocaloría (media)	joule (J)	4 190 02	E + 03
kilocaloría (tablas internacionales)	joule (J)	4 186 800*	E + 03
kilocaloría (tablas internacionales) por hora	watt (W)	1 163 000*	E + 00
kilogramo fuerza	newton (N)	9 806 650*	E + 00
kilogramo fuerza metro	newton metro (N m)	9 806 650*	E + 00
kilogramo fuerza metro por segundo	watt (W)	9 806 650*	E + 00
kilogramo fuerza por centímetro cuadrado	pascal (Pa)	9 806 650*	E + 04
kilogramo fuerza por metro cuadrado	pascal (Pa)	9 806 650*	E + 00
kilopondio (kilogramo fuerza)	newton (N)	9 806 650*	E + 00
kilowatt hora	joule (J)	3 600 000*	E + 06
kilowatt hora (USA internacional)	joule (J)	3 600 655	E + 06
kip (1000 libras fuerza)	newton (N)	4 448 222	E + 03
kip por pulgada cuadrada	pascal (Pa)	6 894 757	E + 06
ksi	véase "kip por pulgada cuadrada"		
libra fuerza (avoirdupois)	newton (N)	4 448 222	E + 00
libra fuerza pie	newton metro (N m)	1 355 818	E + 00
libra fuerza por pulgada cuadrada (psi)	pascal (Pa)	6 894 757	E + 03
libra fuerza por pie cuadrado	pascal (Pa)	4 788 026	E + 01
libra masa (avoirdupois)	kilogramo (kg)	4 535 924	E - 01
libra masa (USA)	kilogramo (kg)	4 535 924	E - 01
libra masa por galón (USA líquido)	kilogramo por metro cúbico (kg/m³)	1 198 264	E + 02
libra masa por pie cúbico	kilogramo por metro cúbico (kg/m³)	1 601 846	E + 01
libra masa por pie segundo	pascal segundo (Pa s)	1 488 164	E + 00
micrón (micra)	metro (m)	1 000 000*	E - 06
milibar	pascal (Pa)	1 000 000*	E + 02
pie	metro (m)	3 048 000*	E - 01
pie (USA survey)	metro (m)	3 048 006	E - 01
pie candela	lumen por metro cuadrado (lm/m²)	1 076 391	E + 01
pie candela	lux (lx)	1 076 391	E + 01
pie lambert	candela por metro cuadrado (cd/m²)	3 426 259	E + 00
pie cuadrado	metro cuadrado (m²)	9 290 304*	E - 02
pie cúbico	metro cúbico (m³)	2 831 685	E - 02
pie de agua (convencional)	pascal (Pa)	2 989 07	E + 03
pie libra fuerza	joule (J)	1 355 818	E + 00
pie libra fuerza por hora	watt (W)	3 766 161	E - 04
psi	véase "libra fuerza por pulgada cuadrada"		
pulgada	metro (m)	2 540 000*	E - 02
pulgada de agua (convencional)	pascal (Pa)	2 490 89	E + 02
pulgada de agua (a 15.5 grados Celsius)	pascal (Pa)	2 488 4	E + 02
pulgada de mercurio (convencional)	pascal (Pa)	3 386 39	E + 03
pulgada de mercurio (a 15.5 grados Celsius)	pascal (Pa)	3 376 85	E + 03
stokes (viscosidad cinemática)	metro cuadrado por segundo (m²/s)	1 000 000*	E - 04
tonelada (UK)	véase "tonelada larga"		
tonelada masa (USA)	véase "tonelada neta"		
tonelada corta	kilogramo (kg)	9 071 847	E + 02
tonelada fuerza (métrica)	newton (N)	9 806 650*	E + 03
tonelada fuerza (UK)	newton (N)	9 964 017	E + 03
tonelada fuerza (USA)	newton (N)	8 896 443	E + 03
tonelada larga	kilogramo (kg)	1 016 047	E + 03
tonelada masa (métrica)	kilogramo (kg)	1 000 000*	E + 03
unidad electrostática CGS	véase "ESU"		
unidad térmica inglesa	véase "Btu"		
watt (USA internacional)	watt (W)	1 000 165	E + 00

Extracto de la Norma Centroamericana ICAITI 6010