



Universidad de San Carlos de Guatemala  
Facultad de Ingeniería  
Escuela de Ingeniería Mecánica

**CONSIDERACIONES PARA EL DRENADO Y RECUPERACIÓN DEL  
CONDENSADO EN SISTEMAS DE VAPOR**

**Carlos Aníbal Ríos Rivas**

Asesorado por Ing. Roberto Guzmán Ortiz

Guatemala, septiembre de 2007





**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**



**NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA**

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
VOCAL I	Inga. Glenda Patricia García Soria
VOCAL II	Inga. Alba Maritza Guerrero de López
VOCAL III	Ing. Miguel Ángel Dávila Calderón
VOCAL IV	Br. Kenneth Issur Estrada Ruíz
SECRETARIA	Inga. Marcia Ivonne Véliz Vargas

**TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO**

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
EXAMINADOR	Ing. Edgar Asumanche Morales Manchamé
EXAMINADOR	Ing. Esdras Feliciano Miranda Orozco
EXAMINADOR	Ing. Roberto Guzmán Ortiz
SECRETARIO	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco

**HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR**

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

**CONSIDERACIONES PARA EL DRENADO Y RECUPERACIÓN DEL  
CONDENSADO EN SISTEMAS DE VAPOR,**

tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, el 12 de abril de 2005, Ref. E.I.M. 167.2005.



---

Carlos Aníbal Ríos Rivas



Guatemala, 25 de abril de 2007

Ingeniero  
Fredy Mauricio Monroy Peralta  
Director de Escuela Ingeniería Mecánica  
Facultad de Ingeniería  
Universidad de San Carlos de Guatemala

Ingeniero Monroy:

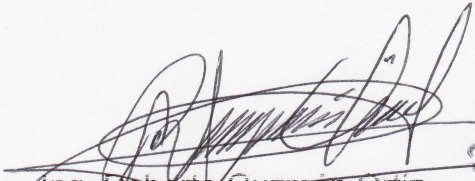
Por este medio me dirijo a usted con el propósito de informarle que he llevado a cabo la revisión final del trabajo de graduación **“CONSIDERACIONES PARA EL DRENADO Y RECUPERACIÓN DEL CONDENSADO EN SISTEMAS DE VAPOR”** elaborado por el estudiante Carlos Aníbal Ríos Rivas.

El trabajo se ha desarrollado de acuerdo con el programa y objetivos iniciales y considero llena los requisitos académicos para ser aprobado como trabajo de graduación.

También considero resaltar que el trabajo puede ser de utilidad como material de apoyo para el curso de Plantas de Vapor.

Agradeciendo su atención a la presente me suscribo de usted

Atentamente

  
Ing. Roberto Guzmán Ortiz  
Aseor del trabajo de graduación  
Ingeniero Mecánico  
Colegiado 4465

*Roberto Guzmán Ortiz*  
INGENIERO MECANICO  
Colegiado No. 4,465

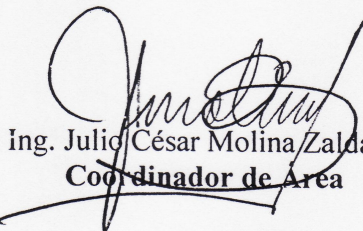




FACULTAD DE INGENIERIA

El Coordinador del Área Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer el dictamen del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo de graduación titulado **CONSIDERACIONES PARA EL DRENADO Y RECUPERACIÓN DEL CONDENSADO EN SISTEMAS DE VAPOR**, del estudiante Carlos Aníbal Ríos Rivas, recomienda su aprobación.

ID Y ENSEÑAD A TODOS

  
Ing. Julio César Molina Zaldaña  
Coordinador de Área

Guatemala, agosto de 2007.

/behdei





FACULTAD DE INGENIERIA

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, después de conocer el dictamen del asesor, con la aprobación del Coordinador del Área Térmica al Trabajo de Graduación titulado CONSIDERACIONES PARA EL DRENADO Y RECUPERACIÓN DEL CONDENSADO EN SISTEMAS DE VAPOR, del estudiante Carlos Aníbal Ríos Rivas, procede a la autorización del mismo.

ID Y ENSEÑAD A TODOS

Ing. Fredy Mauricio Monroy Peralta  
**DIRECTOR**



Guatemala, septiembre de 2007.

/behdei





El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al trabajo de graduación titulado: **CONSIDERACIONES PARA EL DRENADO Y RECUPERACIÓN DEL CONDENSADO EN SISTEMAS DE VAPOR**, presentado por el estudiante universitario **Carlos Aníbal Ríos Rivas** procede a la autorización para la impresión del mismo.

IMPRÍMASE.

A handwritten signature in black ink, enclosed within a hand-drawn oval. The signature is stylized and appears to read 'Murphy Olimpo Paiz Recinos'.

Ing. Murphy Olimpo Paiz Recinos  
DECANO

Guatemala, septiembre de 2007



/gdech

## **ACTO QUE DEDICO A:**

<b>Dios</b>	Por estar presente en los momentos difíciles de la carrera y brindar su sabiduría cuando el camino se torna oscuro y desolado.
<b>Mis padres</b>	Carlos Aníbal Ríos Alvarez y Marta Elvira Rivas Guevara de Ríos, por todo su amor, apoyo y sacrificio incondicional brindados a lo largo de todos estos años.
<b>Mis hermanos</b>	Juan Ricardo, Manuel Alejandro y Luis Pedro, por el apoyo otorgado en todo momento.
<b>Mi tía Carmen Dolores Rivas Guevara</b>	Por ser como una segunda madre que siempre ha estado conmigo desde pequeño y ayudar a mi formación.
<b>Mi tío Álvaro Antonio Rivas Guevara</b>	Porque desde temprana edad inculcó en mí el amor por las matemáticas y la física y la facilidad para aprender los temas que muchos consideraban difíciles.
<b>Keyla y Rubén Barahona</b>	Por considerarlos como parte de la familia y compartir su amistad.

## **AGRADECIMIENTOS**

A todos los amigos conocidos durante estos años de carrera por la ayuda brindada en todo momento, en especial a: Enrique Gálvez, Oliver Alvarez, Francisco Lainfiesta, Carlos López, Hesler Acevedo, Juan Carlos Calvo y Javier Pérez.

Al Ing. Roberto Guzmán Ortiz, por la asesoría brindada para la realización del presente trabajo; así como su apoyo, comentarios y sugerencias para que culminara con éxito.

Al Ing. Julio Molina Zaldaña, por todos los comentarios positivos hacia este trabajo y apoyo en los momentos críticos de aprobación final.

A la Facultad de Ingeniería, por haberme recibido cuando me encontraba a la mitad de mi carrera.

Al Nivel Introdutorio de la Facultad de Medicina Veterinaria y Zootecnia, por haberme dado la oportunidad de laborar durante dos años; en especial a la Inga. Silvia Urbina, quien fue una guía durante mi estancia laboral. Así, también agradezco a las siguientes personas: Lic. Adela Estrada, Lic. Sofía Rizzo, Lic. Margarita Pérez, Lic. Rita Pérez, Lic. Hugo Peñate, Lic. Carlos Chinchilla, Dr. Gustavo Taracena, Dr. Carlos Alfaro, Dr. Arturo Linares, Aracely Gómez, David García-Manzo, Nery González y Jeremi Rodas por haberme brindado su amistad.

A todas aquellas personas que siempre creyeron en mi persona y en este trabajo de graduación.



# ÍNDICE GENERAL

<b>ÍNDICE DE ILUSTRACIONES</b>	<b>XIII</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS</b>	<b>XXXI</b>
<b>GLOSARIO</b>	<b>XXXIII</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>XLIII</b>
<b>OBJETIVOS</b>	<b>XLV</b>
<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>XLVII</b>
<b>1. CONCEPTOS BÁSICOS SOBRE EL VAPOR, VENTEO DE AIRE Y TRANSFERENCIA DE CALOR</b>	<b>1</b>
1.1. ¿Qué es el vapor?	1
1.1.1. Punto triple del agua	2
1.1.2. Fases del agua	3
1.1.2.1. Sólido	3
1.1.2.2. Líquido	4
1.1.2.3. Gaseosa, vapor	5
1.2. Uso del calor contenido en el vapor	9
1.3. Necesidad del drenado del condensado	12
1.3.1. Drenado del sistema de distribución	12
1.3.2. Drenado de la unidad de transferencia de calor	13
1.3.3. Remoción del aire y del $CO_2$	15
1.4. Tablas de vapor saturado	15
1.4.1. Definición de términos usados en las tablas de vapor	18
1.4.2. Uso de las tablas	21
1.5. Fracción de vapor seco	21
1.6. Vaporización instantánea, vapor <i>flash</i>	23
1.7. Vapor sobrecalentado	27
1.7.1. Definición	27

1.7.2.	Tablas de vapor sobrecalentado	27
1.7.3.	Limitaciones del uso del vapor sobrecalentado	28
1.7.4.	La carta de Mollier	36
1.8.	Cualidades del vapor para su uso	40
1.8.1.	Cantidad correcta	40
1.8.2.	Presión y temperatura adecuada	40
1.8.3.	Ausencia de aire y gases no condensables	41
1.8.4.	Limpieza	44
1.8.5.	Secado	46
1.9.	Teoría del venteo de aire	49
1.9.1.	Efectos del aire en la temperatura del vapor	49
1.9.2.	Efectos del aire en la transferencia de calor	52
1.9.3.	Efectos del aire en el sistema	55
1.9.4.	Localización del venteador de aire	59
1.10.	Aplicaciones del venteo de aire	63
1.10.1.	Unidades de venteo de aire en general	63
1.10.2.	Derivación o <i>bypass</i> en trampas de vapor	64
1.10.3.	Rompedores de vacío	64
1.10.4.	Línea principales de vapor	65
1.10.5.	Línea principal de vapor saturado	65
1.10.6.	Ollas de cocimiento encamisadas	66
1.10.7.	Cilindros rotatorios	68
1.10.8.	Grupos de venteo de aire	70
1.10.9.	Unidades grandes de venteo	70
1.10.10	Venteo de aire a través de trampas termostáticas	72
1.11.	Transferencia de calor	73
1.11.1.	Formas en que se transmite el calor	73
1.11.2.	La ecuación general para la transferencia de calor	82
1.11.3.	Barreras para la transferencia del calor	91
1.11.4.	Definición del coeficiente total de transferencia de calor	94



2.3.1.6.2	Eliminación de condensado en aplicaciones donde no hay flujo, tanques de almacenamiento	149
2.3.1.6.3	Eliminación de condensado en aplicaciones donde hay flujo, intercambiadores	149
2.3.2	Camisas de vapor	150
2.4	Calentamiento de tanques y tinas por inyección de vapor	152
2.4.1	Inyección de vapor	152
2.4.1.1	Cálculos del consumo de vapor	153
2.4.1.2	Factores que influyen la transferencia de calor	154
2.4.2	Tubos rociadores	156
2.4.2.1	Diseño, longitud y posición de los tubos rociadores	159
2.4.2.2	Efecto de la cabeza de líquido por encima de los tubos rociadores	161
2.4.2.3	Tamaño de los agujeros	161
2.4.2.4	Número de agujeros	162
2.4.3	Inyectores de vapor	164
2.4.3.1	Ruidos producidos por los inyectores	166
2.4.4	Método alternativo para calcular la carga de vapor, balance de calor	168
2.5	Consumo de vapor en tuberías y en calentadores de aire	169
2.5.1	Tuberías principales	169
2.5.1.1	Carga de calentamiento	169
2.5.1.2	Carga en operación normal	173
2.5.2	Calentamiento de aire	178
2.5.2.1	Tuberías para calentamiento de aire	178
2.5.2.2	Unidades individuales de calefacción	179
2.5.2.3	Baterías de calentamiento de aire	180

2.6	Consumo de vapor en otros componentes de planta	184
2.6.1	Cilindros secadores	184
2.6.2	Prensas	186
2.6.3	Líneas de traceo, venas de vapor	188
2.6.3.1	Número de líneas de traceo	191

### **3. TIPOS DE TRAMPAS DE VAPOR, SELECCIÓN Y FACTOR DE SEGURIDAD**

	<b>DE SEGURIDAD</b>	195
3.1	Definición	196
3.1.1	Eliminación de lo indeseado	197
3.1.2	Características deseadas de una trampa de vapor	198
3.2	Tipos de trampas de vapor	200
3.2.1	Grupo mecánico, accionadas por densidad	202
3.2.1.1	Flotador libre	203
3.2.1.2	Flotador y palanca	204
3.2.1.3	Flotador y termostato	206
3.2.1.4	Balde	210
3.2.1.4.1	Abierto, cubeta abierta	210
3.2.1.4.2	Invertido, cubeta invertida	212
3.2.2	Grupo termostático, accionadas por temperatura	217
3.2.2.1	Presión balanceada, o de fuelle	218
3.2.2.2	Bimetálica	223
3.2.2.3	Expansión de líquidos	232
3.2.2.4	Expansión metálica	237
3.2.3	Grupo termodinámico, energía cinética	238
3.2.3.1	Disco	238
3.2.3.2	Pistón o de impulso	243
3.2.3.3	Laberinto	246
3.2.3.4	Orificio	248
3.3	Selección de trampas de vapor y factor de seguridad	251
3.3.1	Consideraciones básicas	251
3.3.2	Presión diferencial	256

3.3.3	Factor de seguridad aplicado al diseño de trampas de vapor	259
<b>4.</b>	<b>DRENADO DE CONDENSADOS E INSTALACIÓN DE TRAMPAS EN SISTEMAS DE VAPOR</b>	<b>263</b>
4.1	Formas de drenar condensados	263
4.1.1	Drenaje por gravedad	263
4.1.2	Drenaje por sifón	266
4.2	Instalación de diferentes tipos de trampas de vapor	270
4.2.1	Balde invertido	271
4.2.2	Flotador	276
4.2.3	Termostática	278
4.2.4	Presión balanceada	281
4.2.5	Bimetalica	282
4.2.6	Disco	283
4.3	Accesorios para la instalación de trampas de vapor	285
4.4	Trampeo de sistemas de vapor	289
4.4.1	Equipo para cocinas	289
4.4.1.1	Marmitas	289
4.4.1.1.1	Marmitas basculantes	290
4.4.1.1.2	Marmitas fijas	292
4.4.1.2	Hornos de vapor y planchas	292
4.4.1.3	Selección de trampas para ollas	294
4.4.2	Calentamiento de aceites	298
4.4.2.1	Tanques de almacenamiento y calentadores de línea	299
4.4.2.2	Calentadores de efusión y baterías de calentamiento	302
4.4.2.3	Líneas de traceo, venas de vapor	304
4.4.2.4	Tubos encamisados	312
4.4.3	Equipos para hospitales	314
4.4.3.1	Autoclaves y esterilizadores	314

4.4.4	Secadores industriales	316
4.4.4.1	Secadores de aire caliente	316
4.4.4.2	Serpentines secadores	317
4.4.4.3	Serpentines secadores de varios niveles	318
4.4.4.4	Cilindros secadores rotativos	320
4.4.4.4.1	Cilindros secadores drenados por sifón	322
4.4.4.4.1.1	Cilindro rotatorio lleno de vapor con el producto afuera	322
4.4.4.4.1.2	Cilindro rotatorio lleno de vapor con producto adentro	323
4.4.4.5	Máquinas de apresto, engomado de tejidos de cilindros múltiples	325
4.4.4.6	Secador de cilindros múltiples	326
4.4.5	Equipo para lavandería	328
4.4.5.1	Planchadoras de trajes	328
4.4.5.2	Planchadoras y calandras	328
4.4.5.3	Máquinas de lavado en seco y secadoras rotatorias	330
4.4.6	Prensas	332
4.4.6.1	Prensas de rodillos múltiples, conexión en paralelo	332
4.4.6.2	Prensas de rodillos múltiples, conexión en serie	334
4.4.6.3	Moldes para neumáticos	335
4.4.7	Equipo de procesos	337
4.4.7.1	Ollas con camisa de vapor	337
4.4.7.1.1	Ollas fijas	337

4.4.7.1.2	Ollas basculantes	339
4.4.7.2	Autoclaves industriales	340
4.4.7.3	Retortas	343
4.4.7.4	Digestores	345
4.4.7.5	Planchas	346
4.4.7.6	Evaporadores	347
4.4.7.7	Ollas cervceras	359
4.4.7.8	Vulcanizadoras	361
4.4.7.9	Calentador de aire de procesos	363
4.4.7.10	Máquinas de absorción	366
4.4.7.11	Intercambiadores de calor de tubos y coraza	370
4.4.7.11.1	Intercambiadores drenados a presión atmosférica	370
4.4.7.11.2	Intercambiadores drenados a presión positiva	371
4.4.7.12	Serpentines estampados	376
4.4.7.13	Serpentines tubulares	378
4.4.7.14	Instalación de trampas en intercambiadores, serpentines estampados y serpentines tubulares	380
4.4.8	Equipo para calentamiento de espacios, calefacción	383
4.4.8.1	Paneles radiantes	384
4.4.8.2	Radiadores y gabinetes de convección	385
4.4.8.3	Unidades y baterías de calentamiento de aire	387
4.4.8.4	Serpentines suspendidos	390
4.4.8.5	Selección de trampas y factor de seguridad para equipos de calefacción	391



4.4.8.6	Selección de trampas para unidades de calentamiento de aire	392
4.4.8.7	Selección de trampas para tubos serpentines y radiadores aleteados	394
4.4.9	Sistemas de distribución de vapor	397
4.4.9.1	Cabezales de vapor	401
4.4.9.2	Tubería principal	405
4.4.9.3	Ramales de tubería	411
4.4.9.4	Extremos de tubería	414
4.4.9.5	Accesorios	415
4.4.9.5.1	Separadores	415
4.4.9.5.2	Estación reductora de presión	418
4.4.10	Tinas para el calentamiento de líquidos de procesos	421
4.4.10.1	Descarga de condensado por arriba	421
4.4.10.2	Descarga de condensado por abajo	422
4.4.11	Tanques de revaporizado	424
<b>5.</b>	<b>MANTENIMIENTO Y PRUEBA DE TRAMPAS</b>	<b>433</b>
5.1	Generalidades	434
5.1.1	Mantenimiento rutinario	439
5.1.2	Reemplazo de partes internas	439
5.1.3	Reemplazo de trampas	442
5.2	Comprobación de desperfectos en trampas	443
5.3	Pruebas de funcionamiento en trampas	454
5.3.1	Temperatura	455
5.3.2	Sonido	458
5.3.3	Ultrasonido	460
5.3.4	Inspección visual	466

5.3.4.1	Observación de descarga a la atmósfera	468
5.3.4.2	Observación por mirilla de vidrio	469
5.3.5	Medición de condensado	472
5.3.6	Conductividad	473
5.4	Hoja de control para la estación de trampeo	476
5.4.1	Significado de las casillas de la hoja de control	478
5.4.2	Otras especificaciones	482
<b>6.</b>	<b>RECUPERACIÓN DEL CONDENSADO</b>	<b>489</b>
6.1	Introducción a la recuperación del condensado	489
6.1.1	¿Por qué regresar el condensado y reutilizarlo?	492
6.1.2	Ahorro potencial al regresar el condensado	494
6.1.2.1	Ecuaciones empleadas para determinar los ahorros obtenidos al regresar el condensado	499
6.2	Disposición de líneas de retorno de condensado	503
6.2.1	Drenado de líneas a trampas	505
6.2.1.1	Trampas termostáticas	505
6.2.1.2	Trampas termodinámicas	510
6.2.1.3	Trampas mecánicas	510
6.2.2	Descarga de trampas a líneas de retorno	513
6.2.2.1	Descarga a líneas inundadas	513
6.2.3	Líneas comunes de retorno	514
6.2.3.1	Trampas con descarga intermitente	514
6.2.3.2	Trampas con descarga continua	515
6.2.3.3	Equipos controlados por temperatura con trampas que descargan a líneas inundadas	516
6.2.3.4	Descarga de líneas a diferentes presiones	517
6.2.4	Bombeo de líneas de retorno	518

6.3 Dimensionado de líneas de retorno de condensado	519
6.3.1 Dimensionado de las líneas que conectan las trampas a la salida de los equipos	519
6.3.2 Dimensionado de las líneas que descargan las trampas	522
6.3.2.1 Factores de importancia en el flujo de un sistema de dos fases en una tubería	527
6.3.2.2 Recomendaciones en la descarga de trampas a líneas	528
6.3.3 Carta para el dimensionado de tuberías de retorno de condensado	530
6.3.4 Líneas comunes de retorno en caída	537
6.3.5 Líneas comunes de retorno en subida	540
6.4 Bombeo de condensado	544
6.4.1 Terminología del bombeo	544
6.4.2 Bombas centrífugas eléctricas	550
6.4.2.1 Operación y aplicaciones	550
6.4.2.2 Dimensionado de una CRUE	551
6.4.3 Bombas mecánicas de desplazamiento positivo	555
6.4.3.1 Operación de la bomba	555
6.4.3.2 Aplicaciones	557
6.4.3.3 Dimensionado de la bomba	558
6.4.3.4 Dimensionado de la línea de descarga	561
6.4.3.5 Efecto en la pérdida de inercia en líneas de descarga mayores a 100 m	561
6.4.3.6 Velocidades de condensado	568
6.4.3.7 Consideraciones para líneas largas	569

6.4.3.8	Dimensionado de líneas de bombas Con venteo a la atmosfera y sistemas de trampeo bomba-trampa	572
6.5	Elevación del condensado desde una tubería principal de distribución de vapor	572
6.6	Condensado contaminado	575
6.7	Recuperación del vapor instantáneo, vapor <i>flash</i>	576
6.7.1	Que es el vapor <i>flash</i> y por que debe usarse	576
6.8	Recipiente para la recuperación del vapor instantáneo	582
6.8.1	Dimensionado del tanque	583
6.8.2	Requerimientos para una satisfactoria aplicación del vapor instantáneo	585
6.8.3	Control de presión del vapor instantáneo	586
6.9	Aplicaciones típicas del vapor instantáneo	588
6.9.1	Suministro y demanda de sistemas en serie	588
6.9.2	Suministro y demanda en sistemas combinados	592
6.9.3	Recuperador calorífico de purgas de la caldera	593
6.9.4	Rociadores de condensado	595
	<b>CONCLUSIONES</b>	597
	<b>RECOMENDACIONES</b>	601
	<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	603
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	605
	<b>ANEXSO</b>	607

## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

### FIGURAS

1	Curva de saturación del vapor	7
2	Formación de olas de condensado	13
3	Serpentín de calentamiento con vapor y condensado	14
4	Factores que reducen la transferencia de calor	14
5	Relación presión – volumen específico del vapor	17
6	Formación de vapor instantáneo	23
7	Porcentaje de vapor instantáneo, vapor <i>flash</i> que se forma al descargar condensado a una presión menor	26
8	Valores típicos de ‘U’ para serpentines de vapor saturado y sobrecalentado sumergido en agua	32
9	Serpentin con vapor sobrecalentado de bajo grado	35
10	Diagrama entalpía-entropía o carta de Mollier	37
11	Ejemplos de expansión isentrópica y estrangulamiento	39
12	Filtro de línea	45
13	Separador de vapor	48
14	Efecto del aire en la temperatura del vapor	50
15	Mezcla aire-vapor	52

16	Efecto del aire en la transferencia de calor	53
17	Condensación de vapor en tubería y formación de una capa de aire aislante	53
18	Olla encamisada con un venteador de aire automático	57
19	Venteador de aire colocado al final de una línea	57
20	Trampa de balde invertido con un venteador de aire instalado en paralelo	58
21	Localización del venteador de aire opuesta a la entrada de vapor en una olla encamisada	60
22	Venteador de aire localizado en la parte superior opuesta a la entrada inferior del vapor	61
23	Venteador de aire incorporado en trampa de vapor opuestamente a la entrada superior del vapor	62
24	Drenado y venteo al final de la línea	66
25	Olla de cocimiento fija con venteador de aire y trampa de flotador y termostática	67
26	Olla basculante con drenaje por medio de sifón	68
27	Cilindro secador rotatorio	69
28	Venteo de un volumen grande de aire por medio de un sistema de control autoactuante	71
29	Incremento logarítmico de la temperatura del fluido secundario	87
30	Incremento lineal de la temperatura del fluido secundario	88
31	Gradiente de temperatura a través de las capas de aislantes	93

32	Transferencia de calor por conducción, a través de una pared plana	95
33	Depósito de agua caliente	106
34	Intercambiador de concha y tubos	110
35	Bomba de desplazamiento positivo con contador cíclico	120
36	Equipo para la medición del consumo de vapor a a partir del condensado	121
37	Placa de identificación de un intercambiador de calor	125
38	Coefficientes típicos de transferencia de calor para laminas de acero lisas	128
39	Pérdida de calor desde las superficies del agua	134
40	Tanque con un tubo de descarga en alto	141
41	Serpentín suspendido	143
42	Batería de calentamiento de aire que sufre los efectos del atascamiento por condensado	146
43	Recipiente rodeado por una camisa de vapor	151
44	Orientación de tubos rociadores	157
45	Capacidades de tubos rociadores de vapor	158
46	Instalación típica de tubos rociadores de vapor	159
47	Dimensionado de un tubo rociador	163
48	Inyector de vapor	164
49	Instalación típica de un inyector de vapor	165
50	Válvula automática para calentamiento de tubería principal	170
51	Tubería con aletas	178

52	Unidad individual de calentamiento	179
53	Ducto de aire con una batería de calentamiento	180
54	Secadora de cilindros múltiples	184
55	Prensa para neumáticos	187
56	Línea de trazo de vapor	189
57	Tubería que transporta un líquido calentada por tres líneas de trazo	193
58	Trampa de flotador libre	203
59	Trampa de flotador y palanca	205
60	Trampa de flotador con ventilador termostático de aire	207
61	Trampa de balde abierto, o cubeta abierta	210
62	Trampa de balde invertido	213
63	Operación de una trampa de cubeta invertida	214
64	Trampa termostática de presión balanceada	219
65	Operación del elemento termostático de una trampa de presión balanceada	220
66	Curva típica de respuesta de una trampa de presión balanceada	221
67	Elemento bimetálico simple	224
68	Trampa bimetálica de simple asiento	225
69	Respuesta típica de una trampa de vapor con un solo elemento bimetálico	227
70	Operación de una trampa bimetálica con dos grupos de discos	228
71	Respuesta típica de una trampa bimetálica de dos juegos de discos	229



72	Trampa bimetálica con pierna de enfriamiento	232
73	Trampa termostática de expansión líquida	233
74	Curva de respuesta de una trampa de expansión líquida	234
75	Instalación de una trampa de expansión de líquidos	235
76	Trampa termodinámica de disco	239
77	Operación de una trampa termodinámica de disco	240
78	Mecanismo anti-aire de una trampa termodinámica	243
79	Trampa de impulso	244
80	Trampa de laberinto	247
81	Presión diferencial a través de una trampa de vapor	256
82	Drenaje por sifón de una trampa de vapor	257
83	Elevación de condensado	258
84	Drenaje de condensado de línea de vapor	264
85	Drenaje de condensado de un equipo de proceso	264
86	Rompedor de vacío y corte seccionado del mismo	265
87	Operación de un rompedor de vacío	266
88	Drenaje de condensado por sifón en líneas de vapor	267
89	Drenaje de condensado por sifón en equipos de proceso	267
90	Bloqueo por vapor	268
91	Trampa de flotador y termostato con un eliminador por bloqueo de vapor combinado	270
92	Montaje típico de trampa de cubeta invertida	273
93	Montaje típico de trampa de cubeta invertida con entrada por abajo	274

94	Montaje típico de trampa de cubeta invertida con entrada por abajo y salida lateral	274
95	Montaje típico de trampa de cubeta invertida con <i>bypass</i>	275
96	Montaje típico de trampa de cubeta invertida con <i>bypass</i> , entrada por abajo y salida lateral	275
97	Montaje típico para trampa de flotador y termostato	278
98	Líneas que indican la dirección de flujo según la aplicación	279
99	Montaje típico para trampa termostática	281
100	Montaje típico para trampa de disco	284
101	Ubicaciones posibles para válvulas de cheque	288
102	Marmita basculante de cocción lenta	291
103	Marmita de pedestal	292
104	Horno de vapor	293
105	Plancha de vapor	294
106	Tanque de almacenamiento de combustible calentado por serpentín	299
107	Tanque de almacenamiento de combustible con calentador dispuesto en forma de bayoneta	300
108	Tanque grande de almacenamiento de aceite con un calentador múltiple	301
109	Calentador de efusión	302
110	Batería de calentamiento de tres pasos	303
111	Línea de trazo de vapor	305

112	Aplicación típica de traseo que incluye cabezales de vapor y de condensado	306
113	Curvas para pérdidas de calor	308
114	Instalaciones típicas de venas de vapor	311
115	Venas de vapor con rompedor de vacío	312
116	Tubería con camisa de vapor drenada por una trampa de presión balanceada	313
117	Conexión entre dos camisas de vapor	313
118	Autoclave con suministro de vapor filtrado	315
119	Serpentín continuo de convección	317
120	Serpentín secador en forma de parilla con trampas de presión balanceada	318
121	Serpentines secadores de varios niveles con cabezales verticales drenados por trampas de flotador y termostato	319
122	Cilindro de baja velocidad	320
123	Cilindro de alta velocidad con trampa de flotador y válvula de drenado continuo en paralelo	321
124	Máquina de apresto de cilindros múltiples	326
125	Secador de cilindros múltiples	327
126	Planchador de trajes con trampas termodinámicas	328
127	Calandria drenada por trampas de flotador con sello antibloqueo por vapor	330

128	Máquina de lavado en seco con trampas flotador que drenan tanto la batería de calentamiento como el destilador de tintura	331
129	Prensa de rodillos trampeados individualmente	332
130	Prensa de rodillos trampeados en grupos	333
131	Prensa de rodillos con conexión en serie	334
132	Prensa para neumáticos con trampas termodinámicas	335
133	Trampa de flotador y termostato instalada en olla fija	338
134	Olla basculante con eliminación de condensado por sifón	340
135	Autoclave industrial con alta capacidad de venteo de aire	341
136	Retorta de baja presión	344
137	Digestor industrial	345
138	Planchas calientes drenadas por trampas de presión balanceada	346
139	Evaporador	348
140	Evaporador de un paso	349
141	Sistema de evaporador de tres pasos	350
142	Gráfica para diferencia de temperatura logarítmica en equipos para intercambio de calor	355
143	Olla cervecera	361
144	Cámara vulcanizadora	362
145	Calentador de aire de procesos	365
146	Máquina de absorción drenada por un sistema de trampas de respaldo en paralelo	369

147	Intercambiador de calor de concha y tubos drenado por trampa de flotador y termostato	370
148	Intercambiador drenado por sistema bomba-trampa	372
149	Intercambiador de calor drenado por bomba de condensado y trampa de vapor	373
150	Serpentín estampado controlado termostáticamente y drenado por sifón	376
151	Serpentín tubular continuo drenado por sifón	379
152	Montaje típico de una trampa para drenaje de seguridad	382
153	Panel radiante drenado por trampa de flotador y termostato	384
154	Radiador de vapor	385
155	Radiador con trampa de presión balanceada y filtro	386
156	Gabinete de convección drenado por trampa de presión balanceada	386
157	Unidad de calentamiento drenada por trampa de flotador y termostato	387
158	Calentador de aire de flujo descendente	388
159	Secciones de una batería de calentamiento drenada por trampas de flotador y termostato	389
160	Serpentín sobre cabeza	390
161	Trampa de cubeta invertida con venteador de aire en paralelo	391
162	Factores multiplicadores para especificar trampas en serpentines múltiples	395

163	Pierna colectora	399
164	Pierna colectora instalada en un tramo de tubería principal	400
165	Cabezal de vapor	402
166	Cabezal drenado por conjunto pierna colectora y trampa termodinámica	403
167	Tubería para desviación de menos de 3 m	411
168	Tubería para desviaciones de más de 3 m	412
169	Ramal de tubería donde la válvula de control está a un nivel inferior con respecto a la tubería principal	413
170	Drenado de un final de tubería	414
171	Configuraciones de separadores de vapor	415
172	Drenado de un separador de vapor	418
173	Estación reductora de presión estándar	419
174	Estación reductora de presión en paralelo	419
175	Estación reductora de presión en serie	420
176	Tina de proceso con tubo de descarga que eleva el condensado	421
177	Tina de proceso drenada en su parte baja	423
178	Tanque de vapor <i>flash</i> con complemento de vapor vivo	427
179	Valores de diámetros internos para tanques de flasheo para una cantidad dada de vapor <i>flash</i>	430
180	Recuperación de vapor <i>flash</i> en batería de calentadores de aire	431
181	Instalación recomendada para una trampa de vapor incluyendo válvulas de aislamiento y de prueba	435

182	Visión seccionada de una trampa termodinámica	440
183	Partes internas de una trampa de flotador y termostática	441
184	Conexión giratoria de una trampa para fácil reemplazo	442
185	Detector ultrasónico portátil	465
186	Inspección visual de trampas de vapor	466
187	Visores de vidrio	470
188	Visor con válvula de retención de flujo	471
189	Trampa de vapor con cámara para sensor por separado	474
190	Partes de una cámara para sensor de conductividad	474
191	Trampa de flotador y termostato con sensor de conductividad incorporado	476
192	Comparación del calor cedido por el vapor y el retenido en el condensado	490
193	Circuito típico de vapor y condensado	492
194	Contenido energético en el vapor y el condensado a la misma presión	494
195	Trampa que drena una línea principal y descarga a una tubería común de condensado	504
196	Longitud correcta e incorrecta para la línea de descarga	511
197	Arreglo ideal cuando se drena un equipo de vapor	512
198	Configuración ideal para el drenado de tubería principal	512
199	Descarga de trampas a líneas de retorno	513
200	Conexión entre líneas de descarga	514

201	Descarga de un conjunto trampa de flotador y difusor en línea común inundada	515
202	Descarga de una trampa termostática de presión balanceada con pierna de enfriamiento en línea inundada	516
203	Descarga de trampa de equipo controlado por temperatura a línea común no inundada	517
204	Recuperación de condensado desde un recipiente de venteo	518
205	Correcto dimensionado de la línea que une la salida del equipo con la entrada de la trampa	519
206	Cantidad de vapor <i>flash</i>	526
207	Línea de descarga desde trampa con inclinación 1:70 en dirección del flujo	528
208	Línea de descarga de trampa en elevación	529
209	Carta para el dimensionado de líneas de condensado	531
210	Línea no inundada que descarga una trampa	533
211	Línea que descarga una trampa en elevación	534
212	Línea que drena una trampa conectada a un venteador de condensado	534
213	Línea que drena un conjunto bomba-trampa que descarga a una tubería elevada	535
214	Línea de descarga desde una bomba de condensado	537
215	Línea común de retorno de condensado en descenso	538
216	Línea común de retorno en elevación	541



217	Línea común de descarga en caída alimentada por varias entradas	542
218	Línea común de descarga en caída alimentada por varias entradas	543
219	Presión de una columna de agua en términos de cabeza	545
220	Cabezas de succión, llenado y descarga	546
221	Cabeza neta para bomba eléctrica	547
222	Unidad de recuperación de condensado ecléctica (CRUE)	551
223	Carta para el dimensionado de unidad recuperadora de condensado eléctrica	552
224	Unidad mecánica de recuperación de condensado (CRUM)	556
225	Dimensionado de una unidad recuperadora de condensado mecánica	559
226	Carta para dimensionado de bomba mecánica DN50 del ejemplo 6-18	560
227	Carta para dimensionado de bomba mecánica DN50 del ejemplo 6-19	564
228	Carta para dimensionado de bomba mecánica DN80 del ejemplo 6-21	566
229	Válvula de cheque adicional en línea de descarga larga	569
230	Elevación después de la bomba	571
231	Descarga en tanque receptor con venteo	571
232	Uso de una trampa de expansión líquida durante el arranque	573
233	Equipo para la detección de condensado contaminado	575
234	Formación de vapor flash	577

235	Grafica de vapor <i>flash</i>	579
236	Recipiente para la separación del vapor <i>flash</i>	582
237	Carta para dimensionar tanques de <i>flasheo</i>	584
238	Tanque de flasheo en batería de calentamiento de aire	587
239	Tanque de <i>flasheo</i> que alimenta a calentadores de baja presión	589
240	Serpentín secundario de vapor <i>flash</i> en tanque de almacenamiento de agua caliente	590
241	Intercambiador que funciona como unidad de <i>flasheo</i>	591
242	Suministro y demanda de vapor <i>flash</i> combinado	592
243	Recuperación de calor a partir de las purgas de la caldera	594
244	Condensación de vapor <i>flash</i>	595
245	Diagrama entalpia-entropia o carta de Mollier	614
246	Carta para el dimensionado de líneas de condensado	617
247	Carta para dimensionar tanques de <i>flasheo</i>	618

## TABLAS

I	Propiedades del vapor saturado a la presión atmosférica	16
II	Extracto de las tablas de vapor saturado	17
III	Propiedades del vapor saturado	20
IV	Propiedades del vapor sobrecalentado a 1.013 bar a	28
V	Reducción de temperatura causada por el aire	51
VI	Conductividad térmica de algunos materiales en condiciones ambientales normales	75

VII	Conductividad termica de varios matalas a diferentes temperaturas	76
VIII	Emisividad de algunos materiales a 300 K	80
IX	Coeficientes totales de transferencia de calor para intercambiadores de calor de concha y tubos	85
X	Procesos industriales que utilizan tanques de calentamiento	128
XI	Efecto de la transferencia de calor con el movimiento del aire	132
XII	Coeficiente total de transferencia de calor para tanques de almacenamiento de aceite	132
XIII	Coeficientes totales de transferencia de calor para serpentines sumergidos en agua	138
XIV	Valores de 'U' para serpentines sumergidos en varios tipos de líquidos	139
XV	Áreas superficiales nominales de tuberías de acero por metro longitudinal	140
XVI	Coeficientes totales de transferencia de calor par camisas de vapor	152
XVII	Capacidades típicas para inyectores de vapor	167
XVIII	Calores específicos de tubería metálica para vapor	172
XIX	Masas típicas para tubería de acero, juntas tipo brida y válvulas de control	173
XX	Tasas de emisión por unidad de longitud (W/m) para tuberías sin aislamiento expuestas al aire a 20°C	174
XXI	Factor multiplicativo para la pérdida de calor en tuberías de distribución no aisladas	175
XXII	Factor de aislamiento	176

XXIII	Reducción aproximada en la emisión para bancos de tubos horizontales	182
XXIV	Reducción aproximada en la emisión para bancos de tubos verticales	183
XXV	Pérdidas de calor típicas para tuberías asiladas (W/m) con una velocidad del aire circundante de 10m/s	190
XXVI	Calor suministrado por líneas de trazo de acero y cobre (W/m)	192
XXVII	Factor de seguridad para trampas según la aplicación	260
XXVIII	Cargas de condensado para ollas con camisa de vapor	295
XXIX	Equipos usados en cocinas	298
XXX	Área superficial por unidad de longitud y peso por unidad de longitud para tubería de acero	309
XXXI	Trampeo de almacenamiento y distribución de fluidos	314
XXXII	Equipo para hospitales	316
XXXIII	Tabla para conversión para tamaños de tubería	324
XXXIV	Secadores industriales	327
XXXV	Equipo para lavandería	331
XXXVI	Prensas de rodillos y moldes para neumáticos	337
XXXVII	Valores de U para serpentines tubulares (MJ/h•m <sup>2</sup> •°C)	353
XXXVIII	Valores de U para serpentines estampados (MJ/h•m <sup>2</sup> •°C)	353
XXXIX	Equipos usados en procesos	383
XL	Factores de capacidad para unidades de calefacción	392
XLI	Factores de condensación en tuberías sin aislar transportando vapor saturado	394
XLII	Factores de conversión para radiación con aletas	396
XLIII	Factores de condensación para radiación con aletas	396
XLIV	Equipo para calefacción de espacios	397
XLV	Dimensiones para pierna colectora	400

XLVI	Dimensiones recomendadas para piernas colectoras en tuberías principales y ramales	401
XLVII	Condensación en tuberías aisladas que llevan vapor saturado en aire tranquilo a 21°C	407
XLVIII	Carga de precalentamiento para tubería cédula 40 desde 21°C	409
XLIX	Sistemas de distribución de vapor	420
L	Tinas y tanques	423
LI	Averías más comunes en trampas de vapor	452
LII	Datos obtenidos de la evaluación de una estación de trampeo	477
LIII	Ahorros potenciales al regresar el condensado	498
LIV	Tipos de líneas para el retorno de condensado	505
LV	Áreas superficiales nominales para tubería de acero por metro de longitud	508
LVI	Pérdidas de presión por metro de longitud, flujos de condensado y velocidades para tubería de acero	521
LVII	Cálculos para el problema 6-14	542
LVIII	Cálculos para el problema 6-15	543
LIX	Velocidades máximas recomendadas para flujo de condensado en tubería de acero, basadas en una pérdida por fricción máxima de 450 Pa/m	568
LX	Pendiente requerida para vencer la resistencia por fricción	570
LXI	Propiedades del agua saturada, líquido-vapor: tabla de presiones	608
LXII	Propiedades del agua saturada, líquido-vapor: tabla de temperaturas	609
LXIII	Propiedades del vapor sobrecalentado	610
LXIV	Propiedades del agua a distintas temperaturas	613
LXV	Hoja para la identificación de estación de trampeo	615
LXVI	Pérdidas de presión por metro de longitud, flujos de condensado y velocidades para tubería de acero	616



## LISTA DE SÍMBOLOS

%	Porcentaje
>	Mayor que
$\propto$	Proporcional
<b>AMTD</b>	<i>Arithmetic mean temperature difference</i> , diferencia de temperatura media aritmética
<b>bar a</b>	Presión absoluta
<b>bar g</b>	Presión manométrica
<b>Btu</b>	<i>British thermal unit</i> , unidad térmica británica
$CO_2$	Formula química para el dióxido de carbono
<b>CRUE</b>	Unidad recuperadora de condensado eléctrica
<b>CRUM</b>	Unidad mecánica de recuperación de condensado

<b>dB</b>	Decibel
<b>ft<sup>2</sup></b>	Pie cuadrado
<i>H<sub>2</sub>O</i>	Formula química del agua
<b>kg</b>	Kilogramo
<b>kg/h</b>	Kilogramo por hora
<b>kPa</b>	Kilo pascal
<b>LMTD</b>	<i>Logarithmic mean temperature difference</i> , diferencia de temperatura media logarítmica
<b>m</b>	Metro
<b>mm</b>	Milímetro
<b>ppm</b>	Partes por millón
<b>SLVA</b>	<i>Spring loaded variable area</i> , área variable con resorte precargado



## GLOSARIO

<b>Aislante</b>	Material usado en la construcción y caracterizado por su alta resistencia térmica. Establece una barrera al paso del calor entre dos medios que, naturalmente, tenderían a igualarse en temperatura.
<b>Autoactuante</b>	Dispositivo de control que opera de manera automática.
<b>Brida</b>	Acople de tubería usado en sistemas de vapor caracterizado por uniones de tornillo capaz de soportar altas presiones.
<b>Bunker</b>	Tipo de aceite combustible pesado utilizado para la generación de calor caracterizado por su alta viscosidad.
<b>Bypass</b>	Tubería en derivación utilizada comúnmente para evitar el cese en el flujo del vapor debido a obstrucciones.
<b>Calor específico</b>	Energía térmica que debe de suministrarse a una masa de una sustancia para incrementar su temperatura en un grado de temperatura.

<b>Calor latente</b>	Es la energía absorbida o cedida por una sustancia al cambiar de estado o fase.
<b>Calor sensible</b>	Energía térmica que aplicada a una sustancia hace subir su temperatura.
<b>Caloría</b>	Es la cantidad de energía térmica necesaria para elevar la temperatura de un gramo de agua de 14.5 a 15.5 grado Celsius a nivel del mar.
<b>Camisa de vapor</b>	Son dos cilindros concéntricos en donde el espacio entre ambos es llenado por vapor para que este ceda su calor; así, poder calentar alguna sustancia contenida en el interior del cilindro interior.
<b>Carcasa</b>	Estructura exterior de una bomba, compresor, turbina o cualquier otro dispositivo mecánico.
<b>Cavitación</b>	Efecto hidrodinámico que se produce cuando el agua o cualquier otro fluido pasa a gran velocidad por una arista afilada, produciendo una descompresión del fluido. Puede ocurrir que se alcance la presión de vapor del líquido de tal forma que las moléculas que lo componen cambian inmediatamente a estado de vapor, formándose burbujas o, más correctamente, cavidades. Las burbujas formadas viajan a zonas de mayor presión e implotan, el vapor regresa al estado líquido de manera súbita, aplastándose bruscamente las

burbujas, produciendo una estela de gas y un rápido desgaste de la superficie que origina este fenómeno. El fenómeno, generalmente, va acompañado de ruido y vibraciones, dando la impresión de que grava estuviera golpeando.

**Choque térmico**

Rotura de un material que ocurre cuando este se encuentra a alta temperatura y es, súbitamente, enfriado. Esto se debe a la rápida contracción que sufre el material.

**Conductividad térmica**

Propiedad física de los materiales que mide la capacidad de conducción de calor. En otras palabras, es la capacidad de una sustancia de transferir el movimiento cinético de sus moléculas a sus propias moléculas adyacentes o a otras sustancias con las que está en contacto.

**Contrapresión**

Es la presión que existe en las líneas de retorno de condensado.

**Cortocircuito**

Anegamiento o inundación del espacio destinado al vapor por condensado.

**Decibel**

Es el nombre de la unidad del sonido. Unidad relativa empleada en acústica para expresar la relación entre dos magnitudes o entre la magnitud que se estudia y una magnitud de referencia.

<b>Entalpía</b>	Energía almacenada en un fluido en virtud de su temperatura y presión.
<b>Entalpía de evaporación</b>	Es la cantidad de energía térmica requerida para cambiar el estado del agua líquida a su temperatura de ebullición en vapor cuando el proceso se realiza a presión constante
<b>Entalpía de fusión</b>	O calor de fusión, es la cantidad de energía necesaria para hacer que una masa de un elemento que se encuentre en su punto de fusión pase del estado sólido al líquido, a presión constante.
<b>Erosión</b>	Desgaste producido en la superficie de un cuerpo por la fricción continua de otros.
<b>Fluido primario</b>	En este contexto se refiere a la fuente que suministra el calor siendo este el vapor de agua.
<b>Fluido secundario</b>	Cualquier fluido que es transportado por tuberías que no sea vapor.
<b>Fuerzas electrostáticas</b>	Son producidas por distribuciones de cargas eléctricas que no están en movimiento.
<b>Fuerzas intermoleculares</b>	Interacciones electromagnéticas de atracción, las cuales actúan entre moléculas o entre regiones, ampliamente, distantes de una macromolécula.

<b>Gases no condensables</b>	Sustancias en estado gaseoso que a temperaturas no muy bajas, como la ambiente, no llegarán a condensar.
<b>Golpe de ariete</b>	Se origina cuando se cierra bruscamente una válvula o un grifo instalado en el extremo de una tubería de cierta longitud, las partículas de agua que se han detenido son empujadas por las que vienen inmediatamente detrás y que siguen aún en movimiento. Esto origina una sobrepresión que se desplaza por la tubería a una velocidad algo menor que la velocidad del sonido en el agua.
<b>Gradiente de temperatura</b>	Es la derivada de la temperatura con respecto a una dirección y se interpreta como la dirección en la cual un espacio se calienta o enfría más rápido. La magnitud del gradiente dirá cuán rápido se calienta o enfría en esa dirección.
<b>Gravedad específica</b>	Es una comparación de la densidad de una sustancia con respecto a la densidad del agua. Es una cantidad adimensional.
<b>Hierro SG</b>	Tipo de hierro fundido en donde la mayor parte del grafito posee la forma de esferoides. A menor área de la superficie, con respecto al volumen de los esferoides, se incrementa la resistencia a la fractura disminuyendo la propagación de las grietas. Es un excelente conductor del calor y

aumenta la resistencia a las grietas térmicas al disminuir el estrés térmico localmente inducido.

<b>Incrustación</b>	Capa de carbonatos que se forma en las superficies de transferencia de calor de intercambiadores de calor o tubería cuando el agua no ha sido adecuadamente tratada.
<b>Isentrópico</b>	Proceso en el que la entropía del fluido que forma el sistema permanece constante.
<b>Joule</b>	Es la unidad del Sistema Internacional para energía y trabajo.
<b>Longitud libre de accesorios</b>	Es un tramo de tubería que se calcula a partir del tamaño de los accesorios y obtener la pérdida de presión para fines de diseño.
<b>Partes por millón (ppm)</b>	Es la unidad empleada usualmente para valorar la presencia de elementos en pequeñas cantidades en una mezcla. Generalmente, suele referirse a porcentajes en peso en el caso de sólidos y en volumen en el caso de gases. También, se puede definir como la cantidad de materia contenida en una parte sobre un total de un millón de partes.
<b>Pierna de enfriamiento</b>	Es un tramo de tubería sin aislante no mayor a 1.5 m de longitud que se coloca entre la descarga del equipo y la entrada de una trampa de vapor para

que el condensado se enfríe un poco, antes de llegar a la trampa.

<b>Presión</b>	Se define como la fuerza por unidad de superficie.
<b>Presión crítica</b>	Es la presión que experimenta el vapor en la sección más estrecha de una válvula de control de flujo.
<b>Presión diferencial</b>	Diferencia de presión o cambio en la presión que se presenta cuando el vapor pasa a lo largo de una trampa de vapor. Es la diferencia existente a la salida con respecto a la entrada.
<b>Primera ley de la termodinámica</b>	Establece que si se realiza trabajo sobre un sistema, la energía interna de éste variará. La diferencia entre la energía interna del sistema y la cantidad de energía es denominada calor.
<b>Puente de hidrógeno</b>	Enlace de hidrógeno en el cual un átomo de hidrógeno se encuentra entre dos átomos más electronegativos, estableciendo un vínculo entre ellos. El átomo de hidrógeno tiene una carga parcial positiva, por lo que atrae a la densidad electrónica de un átomo cercano en el espacio.
<b>Punto de ebullición</b>	Es la temperatura que debe alcanzar una sustancia para pasar del estado líquido al estado gaseoso.

<b>Purga</b>	Proceso de drenado de agua de un dispositivo mecánico para la eliminación de sustancias no solubles tanto en la superficie como en el fondo.
<b>Revestimiento</b>	Capa o cubierta con la que resguarda o adorna una superficie.
<b>Sec Redwood</b>	Número de segundos necesarios para que 50 ml de aceite pasen por el orificio del viscosímetro Redwood a una temperatura dada.
<b>Set point</b>	Valor al cual se calibra algún dispositivo para que este realice su función, como las válvulas reductoras de flujo que trabajan por temperatura.
<b>Supersónico</b>	Velocidad de una onda de presión que está por encima de la del sonido.
<b>Temperatura</b>	Nivel térmico de un cuerpo o sustancia. Parámetro termodinámico del estado de un sistema que caracteriza el calor.
<b>Termostático</b>	Principio de funcionamiento de dispositivos de control accionados por temperatura.
<b>Termostato</b>	Es un componente de un sistema de control empleado para mantener temperatura en un punto o rango predeterminado de un sistema o ambiente y los hay de muchos tipos, digitales, analógicos,



mecánicos, electrónicos, proporcionales, una o más etapas, etc. Pueden ser tan simples como una lámina bimetálica hasta tan complejos como un microprocesador. Son dispositivos que permiten cerrar o abrir un circuito eléctrico en función de la temperatura. Es un instrumento que mantiene una temperatura regular. Normalmente forma parte de un sistema de calefacción.

**Tobera**

Elemento utilizado al final de una línea con la finalidad de expandir el vapor a la salida.

**Turbulencia**

Movimiento de un fluido que se da en forma caótica, en que las partículas se mueven desordenadamente y las trayectorias de las partículas se encuentran formando pequeños remolinos no periódicos.

**Vapor *flash***

Es vapor que se produce cuando se tiene condensado caliente o agua hirviendo presurizada y se libera a una presión más baja.

**Velocidad del sonido**

Es la rapidez de propagación de las ondas sonoras, un tipo de ondas mecánicas longitudinales producido por variaciones de presión del medio. La velocidad de propagación de la onda sonora depende de las características del medio en el que se realiza dicha propagación y no de las características de la onda o de la fuerza que la

genera. Su propagación en un medio puede servir para estudiar algunas propiedades de dicho medio de transmisión.

**Venteo de aire** Proceso de eliminación del aire contenido en el interior de una cámara por medio de dispositivos de accionamiento termostático, comúnmente llamados venteadores.

**Viscosidad** Es la oposición que muestra un fluido a las deformaciones tangenciales. Es una medida de la resistencia que opone un fluido a fluir.

**Volumen** Es la cantidad de espacio que ocupa un cuerpo.

**Volumen específico** Es el volumen ocupado por unidad de masa de un material. Es el recíproco de la densidad.

## RESUMEN

En cualquier lugar donde se requiere del vapor para realizar un trabajo, sea en procesos industriales o en servicios, es necesario considerar tres factores para la rentabilidad del proceso y correcto funcionamiento de los equipos: (1) determinación del consumo de vapor de los equipos de planta, (2) presencia de sistemas eficientes de trapeo de vapor y (3) recuperación del condensado.

En el capítulo 1 se presentan los conceptos referentes al vapor de agua; incluyendo las diferencias significativas entre el saturado y el sobrecalentado, uso del contenido del calor transportado por éste y motivos por los cuales es necesario el drenado del condensado formado después de la transferencia de calor. Además, se explica por que es necesario considerar la presencia de aire en el sistema y los métodos empleados para su eliminación. Se presentan conceptos relevantes sobre la transferencia de calor.

La cantidad de condensado que un equipo de planta producirá dependerá de cuanto vapor le sea suministrado. Por este motivo, en el capítulo 2 se presentan las tres formas usuales para la determinación del consumo de vapor de los equipos de calentamiento comunmente usados en las industrias que hacen uso del vapor como medio para la transferencia de calor.

La eficiencia en la transferencia de calor del vapor a los equipos dependerá del tipo de trampa de vapor usada. En el capítulo 3 se presenta una detallada explicación de los diferentes tipos de trampas, sus principios de operación, criterios necesarios para una correcta selección y factores de seguridad recomendados según el fabricante.

En el capítulo 4 se presenta la forma de cómo se deben instalar los distintos tipos de trampas de vapor. Además se explican las diferentes opciones de trampeo que pueden usarse en los distintos tipos de equipos comúnmente encontrados en industrias y servicios.

En el capítulo 5 se presenta una guía para el mantenimiento de las trampas de vapor. Se incluyen procedimientos a seguir en el momento que una trampa no opere correctamente. Otro aspecto tratado es el referente a los métodos empleados para la prueba de funcionamiento de las trampas de vapor. Estos van desde el más sencillo hasta más complejos que utilizan técnicas especiales como el ultrasonido. Finalmente, se presenta una propuesta de hoja de mantenimiento para estaciones de trampeo.

La importancia del drenado y recuperación del condensado es tratada en detalle en el capítulo 6. Se dan las razones por las cuales resulta necesario regresar el condensado a la caldera y se sustenta por medio del cálculo de los costos ahorrados al hacerlo. También, es acerca de lo referente a la disposición y el dimensionado de las líneas de retorno de condensado. Se trata lo referente al dimensionado de la bomba de recuperación de condensado; así como recuperación y uso adecuado del vapor *flash*.

# OBJETIVOS

## General

Desarrollar una guía que presente las consideraciones necesarias para el drenado y recuperación del condensado en sistemas de vapor incluyendo ejemplos sobre los temas mencionados.

## Específicos

1. Proporcionar los conceptos básicos sobre el vapor, venteo de aire y transferencia de calor.
2. Especificar los métodos usados para la estimación del consumo de vapor en unidades específicas.
3. Definir las características de operación de los distintos tipos de trampas de vapor y considerar los distintos factores para una correcta selección según la aplicación y el servicio.
4. Presentar la forma en que se instalan las trampas de vapor y el drenado de condensados en sistemas de vapor.
5. Presentar información específica referente al mantenimiento y pruebas que se deben proporcionar a las trampas de vapor.
6. Especificar la disposición, el dimensionado de líneas de retorno, el bombeo de condensado y la recuperación del vapor instantáneo.



## INTRODUCCIÓN

El uso del vapor como fuente de energía para procesos industriales y servicios exige un correcto manejo del mismo para la reducción de los costos de operación y mantenimiento. El principal objetivo presente al momento de usar vapor en equipos de calentamiento es el máximo aprovechamiento del calor contenido en el mismo. El aprovechamiento de esta forma de energía se ve afectado por la presencia de tres factores: (1) condensado en las líneas de vapor que alimentan a los equipos; (2) aire y otros gases no condensables y (3) pérdidas de vapor vivo.

Desde el momento en que el vapor abandona la caldera comienza a ceder su energía a cualquier superficie que tenga una menor temperatura con lo cual se presenta un cambio de fase, conocido como condensación. La presencia combinada de agua y vapor hace que el flujo de calor sea menor ya que el coeficiente de transferencia de calor del agua es menor que el del vapor. Los gases no condensables, como: el dióxido de carbono ( $CO_2$ ) y el oxígeno molecular ( $O_2$ ), ocasionan dos efectos indeseados; en primer lugar, disminuye el coeficiente de transferencia de calor por conducción lo que a su vez disminuirá la relación de transferencia de calor. En segundo lugar, la presencia del oxígeno molecular y el dióxido de carbono causarán la corrosión de la tubería y de las superficies de transferencia de calor de los equipos. Las pérdidas de vapor ocasionarán que el calor escape del sistema sin ser aprovechado. Para contrarrestar los efectos anteriores se cuenta con dispositivos mecánicos conocidos como trampas de vapor.

El sistema de trampas de vapor es fundamental para el aprovechamiento adecuado de la energía térmica transportada con el vapor producido por una caldera. La presencia de los factores, anteriormente, mencionados disminuirá la eficiencia del sistema e incrementará la necesidad de realizar reparaciones y tareas de mantenimiento no planificadas. Conjuntamente, está el incremento de costos; tanto en el referente a los derivados del petróleo, fuente primordial para la producción del vapor, como en los de mantenimiento.

Este es un motivo suficiente para el correcto entendimiento del funcionamiento de los diferentes tipos y modelos de trampas de vapor con los que se cuenta en una instalación. Asimismo, es necesario entender cuál es la forma correcta en que estos dispositivos deben de ser colocados en los equipos que drenan. Sólo con el conocimiento de lo anterior se podrá realizar una correcta evaluación de los sistemas, pruebas de funcionamiento y propuestas de mantenimiento.

El condensado formado después de la transferencia de calor al proceso debe de ser regresado a la unidad generadora de vapor por medio de un correcto diseño de las líneas que incluye tanto la disposición como el dimensionado. Además, debe de considerarse el efecto de presencia de agentes contaminantes en el retorno de condensados.





# 1. CONCEPTOS BÁSICOS SOBRE EL VAPOR, VENTEO DE AIRE Y TRANSFERENCIA DE CALOR

## 1.1 ¿Qué es el vapor?

Una mejor comprensión de las propiedades del vapor puede ser alcanzada al entender de manera general los conceptos relacionados con la estructura molecular y atómica, y aplicarlos a los tres estados del agua.

La molécula es la más pequeña unidad sin carga neta de cualquier compuesto que posee todas las propiedades químicas y físicas de la sustancia a la cual pertenece. Las moléculas en si mismas están formadas por partículas más diminutas llamadas átomos, que definen los elementos básicos como el hidrógeno y el oxígeno.

La combinación específica de estos elementos atómicos individuales produce sustancias compuestas. Por ejemplo, uno cuya representación química es  $H_2O$  posee moléculas formadas por dos átomos de hidrógeno y uno de oxígeno.

La razón por la cual el agua es una sustancia muy abundante en la Tierra es porque tanto el hidrógeno y el oxígeno son los dos elementos más abundantes en el universo. El carbono es otro elemento de abundancia significativa, y es un componente esencial en la materia orgánica.

La mayoría de las sustancias pueden existir en tres estados físicos; sólidos, líquidos y gaseosos, los cuales son referidos como fases. En el caso del  $H_2O$ , los términos hielo, agua y vapor son usados para denotar las tres fases respectivas.

La estructura molecular del hielo, agua y vapor no es comprendida en su totalidad, pero es conveniente considerar a las moléculas unidas entre sí por medio de fuerzas electrostáticas (conocido como puente o enlace de hidrógeno). El grado de excitación de las moléculas determina el estado físico (o fase) de la sustancia.

### **1.1.1 Punto triple del agua**

Las tres fases de una sustancia en particular pueden coexistir en equilibrio a determinada temperatura y presión, a esto se le conoce como punto triple.

El punto triple del  $H_2O$ , en donde las tres fases estarán en equilibrio ocurre a una temperatura de 273.16 K (0.01°C) y a una presión absoluta de 0.006112 bar (0.6112 kPa). Esta presión es bastante cercana a la de un vacío perfecto. Si la presión es reducida por debajo de este valor a la misma temperatura, el hielo en vez de fundirse y convertirse en agua, pasará directamente a vapor. A este cambio directo de la fase sólida a la de vapor se le conoce como sublimación.

## 1.1.2 Fases del agua

### 1.1.2.1 Sólida

En esta fase, las moléculas de  $H_2O$  están bastante unidas entre sí en una estructura tridimensional tipo enrejado que se repite por todo el sólido. Debido a las pequeñas distancias entre las moléculas, las fuerzas de atracción electrostática entre las mismas son grandes y las mantienen en posiciones fijas dentro del sólido. Estas fuerzas de atracción originan fuerzas de repulsión a medida que la distancia intermolecular se acerca a cero, evitando de esta manera que las moléculas se apilen entre sí. En esta fase, aunque las moléculas no pueden moverse, tienen una continua oscilación en torno a sus posiciones de equilibrio.

La velocidad de las moléculas durante estas oscilaciones depende de la temperatura. Cuando es suficientemente elevada, la velocidad (y en consecuencia el momento) de las moléculas alcanza un punto donde las fuerzas intermoleculares se superan y grupos de moléculas escapan. Este es el principio del proceso de fusión.

La adición continua de calor hace que las vibraciones se incrementen hasta el punto en el que algunas moléculas se separarán de sus vecinas, y el sólido comienza a fundirse en un estado líquido (siempre a la temperatura de  $0^\circ\text{C}$  sin importar la presión). El calor que rompe las uniones del enrejado para producir el cambio de fase no incrementará la temperatura del hielo. Este calor es conocido como entalpía de fusión o calor de fusión. Este fenómeno de cambio de fase es reversible cuando el congelamiento tiene lugar al extraer calor del sistema (el  $H_2O$ ) y depositarlo en los alrededores.

Para la mayoría de las sustancias, la densidad decrece cuando cambia del estado sólido al líquido. Pero, este no es el caso del  $H_2O$ , ya que su densidad aumenta conforme se funde, motivo por el cual el hielo flota en el agua.

### 1.1.2.2 Líquida

El espaciado molecular en esta fase es parecido al del estado sólido excepto en que las moléculas ya no mantienen posiciones fijas entre sí. Las moléculas están libres para moverse entre sí, pero el espaciado entre estas es menor a un diámetro molecular debido a la atracción molecular existente, y las colisiones ocurren frecuentemente. Grupos de moléculas flotan unos en torno a otros; sin embargo, las moléculas tienen una estructura ordenada dentro de cada grupo y mantienen sus posiciones originales unas respecto de otras. Un aumento del contenido de energía térmica del sistema producirá un incremento en la agitación molecular y las colisiones, aumentando la temperatura del líquido hasta su punto de ebullición.

**Entalpía del agua, entalpía del líquido o calor sensible ( $h_f$ ) del agua:** esta es la energía calorífica necesaria para aumentar la temperatura de 1 kg de agua desde  $0^\circ\text{C}$  a su temperatura de ebullición a una presión absoluta determinada. Esta cantidad es igual al producto del calor específico medio del agua por la temperatura de ebullición

A este estado de referencia de  $0^\circ\text{C}$ , la entalpía del agua se le ha dado un valor arbitrario de cero. La entalpía de cualquier otro estado puede ser identificada al hacer referencia a este estado.

El termino calor sensible ha sido usado con anterioridad al tener en consideración que el aumento de la energía térmica del agua produce un incremento en la temperatura de la misma. Sin embargo, hoy en día los términos aceptados son entalpía del líquido o entalpía del agua.

A la presión atmosférica (101.325 kPa), el agua hierve a 100°C, y 419 kJ de energía calorífica son necesarios para calentar 1 kg de agua desde 0°C hasta su temperatura de ebullición de 100°C. Por el anterior motivo se ha decidido usar como capacidad térmica específica o calor específico para el agua el valor 4.19 kJ/(kg °C) para la mayoría de cálculos entre 0°C y 100°C.

### **1.1.2.3 Gaseosa, vapor**

Conforme la temperatura se incrementa y el agua alcanza su condición de ebullición, algunas moléculas alcanzan suficiente energía cinética para obtener velocidades que les permite momentáneamente escapar de la superficie del líquido, antes de caer nuevamente en el mismo.

Un aumento en la energía térmica causará una gran excitación y el número de moléculas con mayor energía para escapar del líquido se incrementará. En el momento en que el agua es calentada hasta su punto de ebullición, burbujas de vapor se forman desde el fondo y se elevan hasta la superficie donde se rompen.

Considerando la estructura molecular de los líquidos y los gases, es lógico afirmar que la densidad del vapor es mucho menor que la del agua en su estado líquido, ya que las moléculas se encuentran bastante apartadas unas de otras.

El espacio inmediatamente por encima de la superficie del líquido será llenado con moléculas de vapor menos densas.

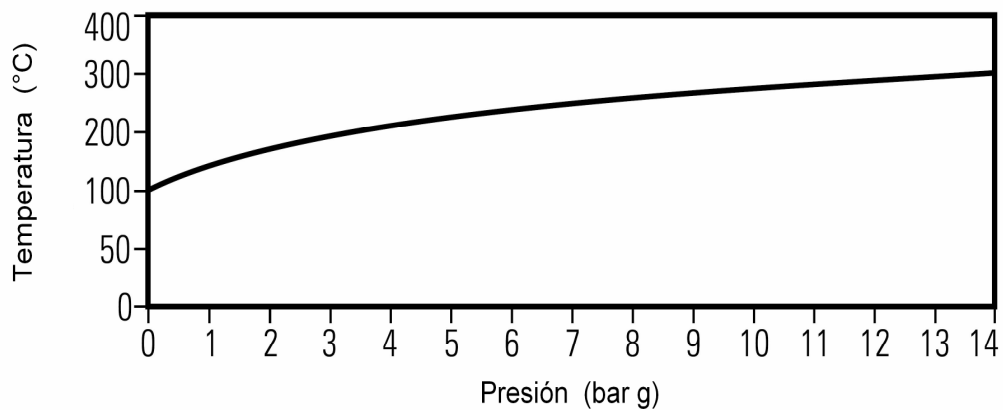
Cuando el número de moléculas que abandonan la superficie del líquido es mayor que el número de las entrantes al mismo, el agua se evapora. Es en este momento cuando se ha alcanzado el punto de ebullición o la temperatura de saturación, ya que el agua se ha saturado en energía térmica. Este concepto hace referencia a la teoría del calórico, la cual sostenía que el calor es una sustancia similar a un fluido llamada calórico que no posee masa, es incolora, inodora e insabora que puede pasar de un cuerpo a otro. Cuando se añadía calórico a un cuerpo, su temperatura aumentaba; cuando se extraía calórico, su temperatura disminuía. Cuando un cuerpo ya no podía contener más calórico, de modo similar a cuando un vaso de agua no puede disolver un grano más de azúcar o sal, se decía que el cuerpo estaba saturado con calórico.

Si la presión se mantiene constante, la adición de más calor no causará un aumento en la temperatura del agua pero sí tendrá lugar la formación de vapor saturado. La temperatura del agua en ebullición y la del vapor saturado contenidos en un mismo sistema es la misma, pero la energía calorífica por unidad de masa (energía específica) es mucho mayor en el vapor.

A la presión atmosférica de 101.325 kPa la correspondiente temperatura de saturación es 100°C. De cualquier manera, si la presión es aumentada, esto permitirá que el agua en estado líquido pueda absorber mayor cantidad de calor sin la presencia de un cambio de fase.

Sin embargo, el aumento de la presión aumenta efectivamente tanto la entalpía del agua y su temperatura de saturación. La relación existente entre la temperatura de saturación y la presión es conocida como la curva de saturación del vapor, esto se muestra en la figura 1.

**Figura 1. Curva de saturación del vapor**



Fuente: Spirax Sarco, **Steam engineering principles and heat transfer-what is steam?**  
Página 3

Agua y vapor puede coexistir a cualquier presión en esta curva, ambos estando a la temperatura de saturación. Vapor en un estado por encima de la curva de saturación es conocido como vapor sobrecalentado. A la diferencia entre la temperatura del vapor sobrecalentado y la temperatura de saturación del vapor a una presión dada se le conoce como grado de sobrecalentamiento del vapor. Por otra parte, agua en una condición por debajo de la curva de saturación es conocida como agua sub-saturada, sub-enfriada o comprimida.



Sí el vapor está disponible para fluir desde la caldera a la misma razón con la cual es producido, la adición de más calor simplemente incrementa la razón de producción. Sí al vapor se le restringe su abandono de la caldera, y si el suministro de calor se mantiene, el flujo de energía que entra a la caldera será mayor que el que la abandona. Este exceso de energía aumentará la presión, propiciando un aumento en la temperatura de saturación, hasta que la temperatura de saturación del vapor corresponda a su presión de saturación.

**Entalpía de evaporación o calor latente ( $h_{fg}$ ):** esta es la cantidad de energía térmica requerida para cambiar el estado del agua líquida a su temperatura de ebullición en vapor. Este proceso de cambio de fase no implica un cambio en la temperatura de la mezcla vapor-agua, y toda la energía suministrada es usada para producir el cambio de fase de líquido (agua) a vapor (vapor saturado).

El término antiguo calor latente está basado en el hecho de que todo el calor que es suministrado al sistema no produce ningún cambio en la temperatura. Actualmente, el término aceptado es entalpía de evaporación o entalpía de vaporización.

Así como el cambio de fase de hielo a agua, el proceso de evaporación también es reversible. La misma cantidad de calor suministrado al sistema para la producción de vapor es regresado a los alrededores durante la condensación, cuando el vapor encuentra cualquier superficie a una menor temperatura.

La entalpía de evaporación (calor latente) es la parte de la energía térmica contenida en el vapor que es utilizada en los procesos de calentamiento, ya que es esta parte de la energía térmica total contenida en el vapor que es extraída del mismo cuando se condensa y regresa a ser agua.

**Entalpía del vapor saturado, o energía calorífica total del vapor saturado:** esta es la energía total contenida en el vapor saturado, y es simplemente la suma de la entalpía del agua saturada y la entalpía de evaporación:

$$h_g = h_f + h_{fg} \quad (1-1)$$

donde:

$h_g$  : entalpía total del vapor saturado (calor total) (kJ/kg)

$h_f$  : entalpía del líquido (calor sensible) (kJ/kg)

$h_{fg}$  : entalpía de evaporación (calor latente) (kJ/kg)

A la entalpía  $h_{fg}$  en algunos contextos se le conoce como entalpía de mezcla. En este trabajo se hará uso del nombre entalpía de evaporación.

## 1.2 Uso del calor contenido en el vapor

El calor fluye de un punto a alta temperatura a otro de menor temperatura y a este fenómeno se le llama transferencia de calor. El proceso da inicio en la cámara de combustión de la caldera al quemar un combustible fósil, el calor se transmite a través de la pared de los tubos de la misma hasta el agua. Cuando la presión más alta de la caldera empuja el vapor hacia afuera de ella, los tubos de distribución se calientan. En este momento el calor fluye desde la pared de los tubos hacia el aire que los rodea, el cual se encuentra a una temperatura menor que la tubería. Esta transferencia de calor transforma una cierta cantidad del vapor en agua nuevamente por medio de la condensación. Ésta es la razón por la que usualmente las tuberías de distribución están aisladas, ya que así se minimiza el desperdicio de energía de esta transferencia de calor indeseable.

La situación es diferente cuando el vapor llega a los intercambiadores de calor del sistema. En este caso lo deseado es producir la transferencia de calor desde el vapor que fluye por los serpentines. Por ejemplo, el calor fluye hacia el aire en un calentador de aire, hacia el agua en un calentador de agua, o a los alimentos en una olla de cocido. Nada debe de interferir con esta transferencia de calor.

El vapor proporciona una excelente transferencia de calor. Cuando el vapor llega a los componentes de planta donde es necesario su uso, el proceso de condensación transmite eficientemente el calor hacia el producto que se desea calentar.

El vapor puede rodear o ser inyectado al producto que se desea calentar. Puede llenar cualquier espacio a una temperatura uniforme y suministrará calor al condensarse a una temperatura constante; esto eliminará los gradientes de temperatura que pudieran ser encontrados a lo largo de la superficie de transferencia de calor, un problema siempre presente cuando se realizan procesos de calentamiento al usar aceites calientes o con agua caliente, dando como resultados problemas en la calidad de los productos en proceso.

Por las buenas propiedades térmicas del vapor, el área para la transferencia de calor es relativamente baja. Esto proporciona la ventaja del uso de pequeños componentes de calentamiento, facilidad en la instalación de los mismos y aprovechamiento de los espacios de planta. Una unidad moderna para agua caliente del tipo intercambiador de calor de platos paralelos de una capacidad de 1200 kW que incluye todos sus instrumentos de control, requiere únicamente 0.7 m<sup>2</sup> de superficie para ser instalado.

En comparación, una unidad de este tipo con intercambiador de tubos y concha típicamente cubrirá un área dos o tres veces la mencionada.

A continuación se describen algunos de los componentes de planta comúnmente encontrados que utilizan vapor como fuente de calentamiento:

- **Ollas encamisadas:** ollas largas de acero o cobre usadas tanto en la industria de alimentos como en otras son usadas para hervir sustancias. Este tipo de ollas se encuentra rodeada por una camisa metálica la cual es llenada con vapor, este sirve para el calentamiento del producto dentro de ella.
- **Autoclaves:** es una cámara llena de vapor usada con propósitos de esterilización, por ejemplo equipo médico, o para llevar a cabo reacciones químicas a alta temperatura y presión, como la vulcanización del caucho.
- **Baterías de calentamiento:** para el calentamiento de espacios, el vapor es suministrado a los serpentines por donde pasa el aire que es calentado.
- **Tanque de calentamiento de proceso:** un serpentín lleno de vapor es sumergido en un tanque que contiene algún líquido para calentarlo hasta una temperatura deseada.
- **Vulcanizadoras:** un largo receptáculo lleno con vapor y usado para la vulcanización del caucho.
- **Corrugador:** una serie de rodillos acanalados calentados por vapor usados en el proceso de obtención de cartón corrugado.
- **Intercambiador de calor:** para el calentamiento de líquidos para usos tanto domésticos (agua caliente en edificios) como industriales (aceite combustible para calderas o incineradores).

## **1.3 Necesidad del drenado del condensado**

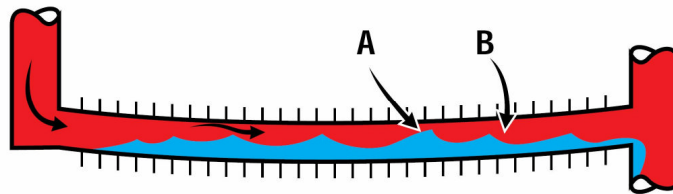
El condensado es un producto secundario de la transferencia de calor en un sistema de vapor. Se forma en el sistema de distribución debido a la inevitable existencia de radiación, aunque esto puede solucionarse en parte al colocar un una capa de material aislante. También se forma en equipos de calentamiento y de proceso debido a la transferencia de calor del vapor a la sustancia que se desea calentar. Una vez que el vapor se condensa al haber soltado todo su valioso calor latente, el condensado caliente se debe de remover inmediatamente para no interferir con la transferencia efectiva de calor. El condensado todavía es agua caliente con valor energético y se debe de regresar a la caldera, aún cuando el calor disponible en un kilogramo de condensado es relativamente poco comparado al de un kilogramo de vapor.

### **1.3.1 Drenado del sistema de distribución**

El condensado que se acumula en las líneas de vapor puede ser la causa de cierto tipo de golpe de ariete. Cuando el vapor viaja a velocidades de hasta 160 km/h tiende a producir “olas” al pasar sobre el condensado (ver figura 2). Si se ha acumulado demasiado condensado entonces el vapor a alta velocidad lo empujará.

Cualquier componente que trate de cambiar la dirección del flujo - conexiones, válvulas reguladoras, codos, bridas - puede ser destruido. Asimismo, aparte del daño producido por este golpeteo hidráulico, el agua a alta velocidad puede causar erosión significativa en las conexiones y tuberías con superficies metálicas.

**Figura 2. Formación de olas de condensado**



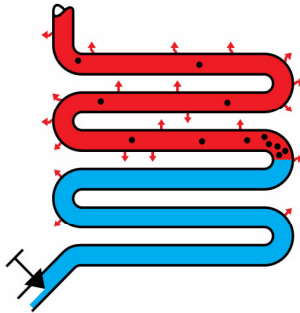
Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 7

El condensado que se ha dejado acumular en las tuberías formará olas al pasarle vapor por encima de él, hasta que eventualmente puede bloquear el flujo (punto 'A'). El condensado en el área 'B' produce una diferencia de presión que permite al vapor empujar el tapón de condensado a lo largo del tubo como un cilindro golpeador.

### **1.3.2 Drenado de la unidad de transferencia de calor**

Cuando el vapor se encuentra con condensado, que ha sido enfriado a una temperatura menor que la del vapor, se puede producir otro tipo de golpe de ariete que se conoce como choque térmico. El vapor ocupa un volumen mucho mayor que el condensado, así que cuando el vapor se condensa de forma repentina se generan ondas de choque que viajan por todo el sistema. Esta forma de golpe de ariete puede dañar el equipo, y básicamente indica que el condensado no está siendo drenado adecuadamente en el sistema. Al mismo tiempo, el condensado ocupa espacio dentro de la unidad de transferencia de calor, lo cual reduce el tamaño físico y la capacidad de la unidad. Si el condensado se remueve rápidamente entonces la unidad estará llena de vapor (ver figura 3).

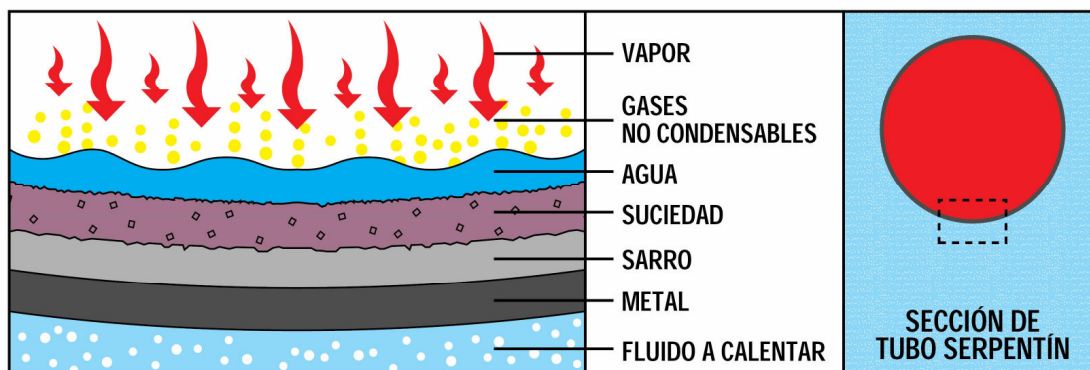
**Figura 3. Serpentín de calentamiento con vapor y condensado**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 7

Al condensarse el vapor se forma una capa de agua dentro de las superficies del intercambiador de calor. Además, los gases no condensables no se convierten en líquidos y no fluyen hacia afuera por gravedad, sino que se acumulan dentro de la unidad y también forman una capa delgada en las superficies del intercambiador de calor junto con la suciedad y el sarro. Todos estos factores son impedimentos para una transferencia de calor adecuada (ver figura 4).

**Figura 4. Factores que reducen la transferencia de calor**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.*

Página 7

### **1.3.3 Remoción del aire y del $CO_2$**

El aire siempre está presente durante el arranque del equipo y en el agua de alimentación a la caldera. Si este aire no es evacuado dará como resultado una disminución en la transferencia de calor desde el vapor con un aumento del período de calentamiento de los equipos para alcanzar su temperatura normal de funcionamiento; todo esto se traduce en aumento del consumo de combustible quemado por la caldera y disminución en la eficiencia de generación del vapor.

Además, el agua de alimentación puede tener disueltos ciertos carbonatos que liberan bióxido de carbono. La velocidad a que fluye el vapor empuja estos gases hacia las paredes de los intercambiadores de calor, lo que puede resultar en el bloqueo del flujo del calor. Esto empeora el problema del drenaje de condensados, dado que estos gases deben de ser removidos del sistema junto con él.

## **1.4 Tablas de vapor saturado**

Las relaciones termodinámicas que existen entre las propiedades del vapor son demasiado complejas, como para expresarlas por medio de ecuaciones simples. Por este motivo que las propiedades se presentan en forma de tablas. Algunas propiedades termodinámicas pueden medirse con facilidad, como lo son la presión, temperatura y el volumen, pero con otras, como es el caso de la entalpía, energía interna y entropía, no ocurre lo mismo. El cálculo de las anteriores se hace por medios indirectos al usar las relaciones que vinculan las propiedades mensurables. Los resultados de estas mediciones y los cálculos se presentan en tablas con un formato conveniente. Un ejemplo de estas tablas se presenta en la tabla I.



**Tabla I. Propiedades del vapor saturado a la presión atmosférica**

Presión bar g	Temperatura de saturación  ° C	Entalpía (energía) kJ/kg			Volumen del vapor saturado seco
		Agua	Evaporación	Vapor	
		$h_f$	$h_{fg}$	$h_g$	$m^3 / kg$
0	100	419	2257	2676	1.673

Fuente: Spirax Sarco. **Steam engineering principles and heat transfer-what is steam?**

Página 4

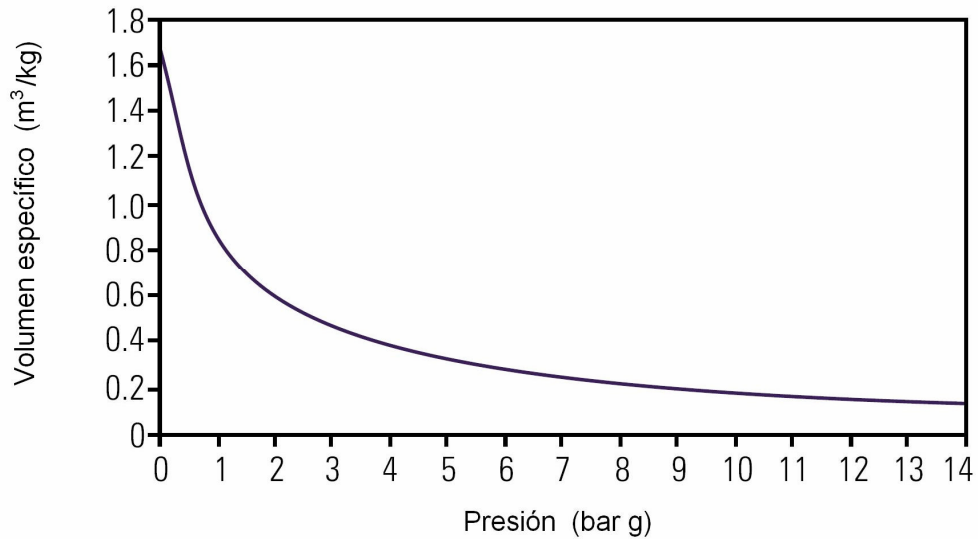
El vapor a la presión atmosférica es de un uso práctico limitado. Esto se debe a que no puede ser transportado por su propia presión a lo largo de una tubería de distribución hacia los puntos donde se requiere.

Debido a la relación existente entre la presión y el volumen del vapor, (el volumen se reduce al aumentar la presión) es usualmente generado en la caldera a una presión mínima de 7 bar g (700 kPa manométrica). La generación de vapor a mayores presiones conlleva el diseño de un sistema de distribución de tamaño razonable. Al incrementarse la presión del vapor, la densidad del vapor también aumentará. Como el volumen específico es inversamente proporcional a la densidad, éste disminuirá al aumentar la presión.

La figura 5 muestra la relación existente entre el volumen específico y la presión. Esta pone de manifiesto que el mayor cambio en el volumen específico ocurre a bajas presiones, mientras que el cambio es mucho menor al aumentar la presión, tal y como se muestra al final de la escala de presiones en la gráfica.

El extracto de las tablas de vapor mostrado en la tabla II muestra el volumen específico así como otras propiedades del vapor saturado.

**Figura 5. Relación presión – volumen específico del vapor**



Fuente: Spirax Sarco. *Steam engineering principles and heat transfer- what is steam?*  
Página 5

**Tabla II. Extracto de las tablas de vapor saturado**

Presión bar g	Temperatura de saturación ° C	Entalpía (energía) kJ/kg			Volumen del vapor saturado seco
		Agua	Evaporación	Vapor	
		$h_f$	$h_{fg}$	$h_g$	$m^3 / kg$
0	100	419	2257	2676	1.673
1	120	506	2201	2707	0.881
2	134	562	2163	2725	0.603
3	144	605	2133	2738	0.461
4	152	641	2108	2749	0.374
5	159	671	2086	2757	0.315
6	165	697	2066	2763	0.272
7	170	721	2048	2769	0.24

Fuente: Spirax Sarco. *Steam engineering principles and heat transfer-what is steam?*

Página 5

A 7 bar g, la temperatura de saturación del agua es 170°C. Más energía calorífica es necesaria para aumentar la temperatura del agua a esta presión que la que es necesaria si se encontrara a la presión atmosférica. La tabla proporciona el valor de 721 kJ para aumentar la temperatura de 1 kg de agua desde 0°C hasta su temperatura de saturación de 170°C.

La energía térmica (entalpía de evaporación) necesaria para que ocurra el cambio de fase del agua a 7 bar g es menor que la necesaria para realizar la evaporación a la presión atmosférica. Esto se debe a que la entalpía específica de evaporación disminuye al aumentar la presión. La cantidad de energía térmica transmitida al mismo volumen se incrementa con la presión del vapor.

#### **1.4.1 Definición de términos usados en las tablas de vapor**

Para todas las definiciones siguientes referirse a la tabla III.

- **Vapor saturado:** es vapor puro a una temperatura igual a la temperatura a que hierve el agua a una presión dada.
- **Presiones absoluta y relativa:** presión absoluta es la presión (en bar) medida con respecto al vacío perfecto. Presión relativa o de manómetro es la presión (en bar) medida con respecto a la presión atmosférica, la cual es igual a 1.01 bar absoluta. Presión relativa más 1.01 es igual a la presión absoluta. Igualmente, presión absoluta menos 1.01 bar es igual a la presión relativa.

- **Relaciones presión-temperatura:** a cada presión del vapor puro le corresponde una temperatura única. Por ejemplo: al vapor puro a 10 bar absoluto siempre le corresponde una temperatura de 180°C (columnas 1, 2 y 3).
- **Calor (entalpía) del líquido saturado:** ésta es la cantidad de calor requerida para elevar la temperatura de un kilogramo de agua desde 0°C hasta el punto de ebullición a la presión y temperatura mostradas. Se expresa en kJ/kg (o en kcal/kg) (columna 4).
- **Calor (entalpía) latente o calor (entalpía) de vaporización:** es la cantidad de calor (expresada en kJ/kg ó kcal/kg) que se requiere para cambiar un kilogramo de agua hirviendo a un kilogramo de vapor. Esta misma cantidad de calor se libera cuando un kilogramo de vapor se condensa y se vuelve un kilogramo de agua. El calor latente es diferente para cada combinación de presión-temperatura, tal como se muestra en la tabla III (columna 5).
- **Calor (entalpía) total del vapor:** es el calor total en el vapor arriba de 0°C. Es igual a la suma del calor del líquido saturado (columna 4) y el calor latente (columna 5), expresado en kJ/kg o en kcal/kg (columna 6).
- **Volumen específico del líquido:** es el volumen por unidad de masa y se expresa en metros cúbicos por kilogramo ( $m^3 / kg$ ) (columna 7).
- **Volumen específico del vapor:** es el volumen por unidad de masa y se expresa en metros cúbicos por kilogramo ( $m^3 / kg$ ) (columna 8).

**Tabla III. Propiedades del vapor saturado**

Columna 1 Presión Manométrica (bar)	Columna 2 Presión Absoluta (bar)	Columna 3 Temperatura del Vapor (°C)	Columna 4 Calor del Líquido Saturado (kJ/kg)	Columna 5 Calor Latente (kJ/kg)	Columna 6 Calor Total del Vapor (kJ/kg)	Columna 7 Volumen Específico del Líquido Saturado (m <sup>3</sup> /kg)	Columna 8 Volumen Específico del Vapor Saturado (m <sup>3</sup> /kg)
-1.008	0.0061	0.01	0.01	2501.3	2501.4	0.001 000	206.14
-0.99	0.02	17.50	73.48	2460.0	2533.5	0.001 001	67.00
-0.96	0.05	32.88	137.82	2423.7	2561.5	0.001 005	28.19
-0.91	0.10	45.81	191.83	2392.8	2584.7	0.001 010	14.67
-0.76	0.25	64.97	271.93	2346.3	2618.2	0.001 020	6.204
-0.51	0.50	81.33	340.49	2305.4	2645.9	0.001 030	3.240
-0.26	0.75	91.78	384.39	2278.6	2663.0	0.001 037	2.217
-0.01	1.00	99.63	417.46	2258.0	2675.5	0.001 043	1.6940
0.24	1.25	105.99	444.32	2241.0	2685.4	0.001 048	1.3749
0.49	1.50	111.37	467.11	2226.5	2693.6	0.001 053	1.1593
0.74	1.75	116.06	486.99	2213.6	2700.6	0.001 057	1.0036
0.99	2.00	120.23	504.70	2201.9	2706.7	0.001 061	0.8857
1.24	2.25	124.00	520.72	2191.3	2712.1	0.001 064	0.7933
1.49	2.50	127.44	535.37	2181.5	2716.9	0.001 067	0.7187
1.74	2.75	130.60	548.89	2172.4	2721.3	0.001 070	0.6573
1.99	3.00	133.55	561.47	2163.8	2725.3	0.001 073	0.6058
2.24	3.25	136.30	573.25	2155.8	2729.0	0.001 076	0.5620
2.49	3.50	138.88	584.33	2148.1	2732.4	0.001 079	0.5243
2.74	3.75	141.32	594.81	2140.8	2735.6	0.001 081	0.4914
3.0	4.0	143.63	604.74	2133.8	2738.6	0.001 084	0.4625
3.5	4.5	147.93	623.25	2120.7	2743.9	0.001 088	0.4140
4.0	5.0	151.86	640.23	2108.5	2748.7	0.001 093	0.3749
4.5	5.5	155.48	655.93	2097.0	2753.0	0.001 097	0.3427
5.0	6.0	158.85	670.56	2086.3	2756.8	0.001 101	0.3157
6.0	7.0	164.97	697.22	2066.3	2763.5	0.001 108	0.2729
7.0	8.0	170.43	721.11	2048.0	2769.1	0.001 115	0.2404
8.0	9.0	175.38	742.83	2031.1	2773.9	0.001 121	0.2150
9.0	10.0	179.91	762.81	2015.3	2778.1	0.001 127	0.194 44
10.0	11.0	184.09	781.34	2000.4	2781.7	0.001 133	0.177 53
11.0	12.0	187.99	798.65	1986.2	2784.8	0.001 139	0.163 33
12.0	13.0	191.64	814.93	1972.7	2787.6	0.001 144	0.151 25
13.0	14.0	195.07	830.30	1959.7	2790.0	0.001 149	0.140 84
14.0	15.0	198.32	844.89	1947.3	2792.2	0.001 154	0.131 77
16.5	17.5	205.76	878.50	1917.9	2796.4	0.001 166	0.113 49
19.0	20.0	212.42	908.79	1890.7	2799.5	0.001 177	0.099 63
21.5	22.5	218.45	936.49	1865.2	2801.7	0.001 187	0.088 75
24	25	223.99	962.11	1841.0	2803.1	0.001 197	0.079 98
29	30	233.90	1008.42	1795.7	2804.2	0.001 217	0.066 68
34	35	242.60	1049.75	1753.7	2803.4	0.001 235	0.057 070
39	40	250.40	1087.31	1714.1	2801.4	0.001 252	0.049 780
49	50	263.99	1154.23	1640.1	2794.3	0.001 286	0.039 440
59	60	275.64	1213.35	1571.0	2784.3	0.001 319	0.032 440
69	70	285.88	1267.00	1505.1	2772.1	0.001 351	0.027 370
79	80	295.06	1316.64	1441.3	2758.0	0.001 384	0.023 520
89	90	303.40	1363.26	1378.9	2742.1	0.001 418	0.020 480
99	100	311.06	1407.56	1317.1	2724.7	0.001 452	0.018 026
119	120	324.75	1491.3	1193.6	2684.9	0.001 527	0.014 26
139	140	336.75	1571.1	1066.5	2637.6	0.001 611	0.011 485
159	160	347.44	1650.1	930.6	2580.6	0.001 711	0.009 306
179	180	357.06	1732.0	777.1	2509.1	0.001 840	0.007 489
199	200	365.81	1826.3	583.4	2409.7	0.002 036	0.005 834
219.9	220.9	374.14	2099.3	0.0	2099.3	0.003 155	0.003 155

Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.*

### **1.4.2 Uso de las tablas**

Además de poderse determinar las relaciones de presión- temperatura, la tabla III se puede usar para calcular la cantidad de vapor que se condensa en un sistema de calefacción de capacidad conocida. De forma similar, la tabla III se puede usar para calcular la capacidad en Joules o calorías si se conoce la cantidad de vapor siendo condensado.

### **1.5 Fracción de vapor seco**

Vapor con una temperatura igual a la del punto de ebullición con una presión correspondiente a esta temperatura (presión de saturación) es conocido como vapor saturado seco. Sin embargo, obtener 100% de vapor seco en una caldera industrial diseñada para producir vapor saturado es raramente posible, y usualmente el vapor contendrá gotitas de agua.

En la práctica, debido a la turbulencia, cuando las burbujas de vapor emergen desde el fondo del recipiente y se rompen en la superficie del agua, el espacio ocupado por el vapor contendrá una mezcla de gotitas de agua y vapor.

El vapor producido en una caldera pirotubular típica, donde el calor es suministrado únicamente al agua y donde el vapor permanece en contacto con la superficie del agua, típicamente contendrá alrededor de un 5% de agua del total de la masa producida.

Por lo tanto, si el contenido de agua en el vapor es de un 5% en masa, entonces se puede decir que 95% del vapor producido será seco y posee una fracción de vapor seco del 0.95.

La entalpía total de 1 kg de vapor saturado húmedo es más pequeña que la de 1 kg de vapor saturado seco para la misma presión. Cuando el agua no está completamente vaporizada, el calor que posee como entalpía de evaporación es más pequeño que el correspondiente al vapor seco. La fracción de vapor seco solamente afecta a la entalpía de evaporación y no modifica a la entalpía del líquido para una presión dada. La entalpía de evaporación real del vapor húmedo es el producto de la fracción de vapor seco ( $x$ ) y la entalpía específica ( $h_{fg}$ ) proporcionada por las tablas de vapor. Lo anterior puede escribirse con la siguiente ecuación:

$$h = xh_{fg} \quad (1-2)$$

El vapor húmedo tendrá una menor cantidad de energía disponible en comparación a la del vapor saturado seco. Por lo tanto, la entalpía total del vapor saturado húmedo es:

$$h_w = h_f + xh_{fg} \quad (1-3)$$

Debido a que el volumen del agua es bastante menor que el ocupado por el vapor, las gotitas de agua en el vapor húmedo ocuparán un espacio prácticamente despreciable. De lo anterior, se deduce que el volumen específico del vapor húmedo será un poco menor que el del vapor seco.

$$v_w = xv_g \quad (1-4)$$

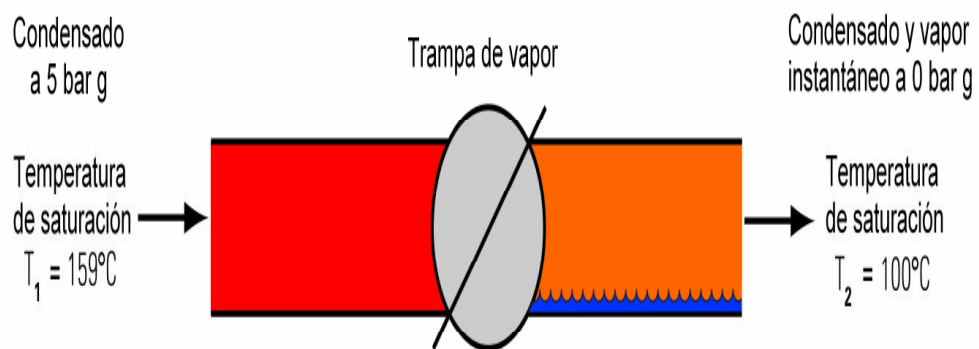
donde  $v_g$  es el volumen específico del vapor saturado seco.

## 1.6 Vaporización instantánea, vapor *flash*

Cuando se tiene condensado caliente o agua hirviendo presurizada y se libera a una presión más baja, parte del líquido se evapora, y a esto es a lo que se le llama vapor *flash* o vapor secundario.

La vaporización instantánea ocurre cuando agua a alta presión (y a una temperatura mayor que la de saturación correspondiente a la presión en cuestión) se despresuriza a una presión menor. Por otra parte, si la temperatura del agua a alta presión es menor que la de saturación a la presión menor, la vaporización instantánea no tendrá lugar. Para el caso en el que el condensado pasa a través de una trampa de vapor, es usual encontrar que la temperatura del vapor que se encuentra antes de ésta sea bastante elevada como para dar lugar a la vaporización instantánea. Ver figura 6.

**Figura 6. Formación de vapor instantáneo**



Fuente: Spirax Sarco. *Steam engineering principles and heat transfer-what is steam?*



Considérese un kilogramo de condensado que se encuentra a una presión de 5 bar g y a una temperatura de saturación de 159°C que pasa por una trampa de vapor. Al pasar el condensado por la trampa, su presión cae a 0 bar g. La cantidad de energía contenida en el condensado en el lado de alta presión es de 671 kJ. Según la primera ley de la termodinámica, la cantidad de energía contenida en el fluido del lado de baja presión de la trampa debe de ser igual a la del lado de alta presión, y esto constituye el principio de conservación de la energía.

Consecuentemente, el contenido energético de un kilogramo de condensado en el lado de baja presión debe de ser exactamente igual a 671kJ. Sin embargo, el agua a 0 bar g solo puede contener 419 kJ de energía térmica, subsecuentemente parece ser que existe un desbalance de calor en el lado de baja presión de  $671 - 419 = 252$  kJ, el cual, en términos del agua, podría ser considerado como un exceso de calor.

Este exceso de calor hará que algo del condensado hierva y se convierta en lo que es conocido como vapor instantáneo. Por lo tanto, el kilogramo de condensado que existe como agua saturada en el lado de alta presión de la trampa de vapor existirá parcialmente como una mezcla de agua y vapor en el lado de baja presión.

La cantidad de vapor instantáneo producido del lado de baja presión de la trampa podrá ser determinada usando la siguiente ecuación, la cual representa el título o calidad del vapor (fracción de vapor seco) después de la vaporización instantánea:

$$V_i = \frac{h_{f@P_1} - h_{f@P_2}}{h_{fg@P_2}} \quad (1-5)$$

donde:

$V_i$  : proporción de vapor instantáneo

$P_1$  : presión inicial (lado de alta)

$P_2$  : presión final (lado de baja)

$h_f$  : entalpía del líquido saturado (kJ/kg)

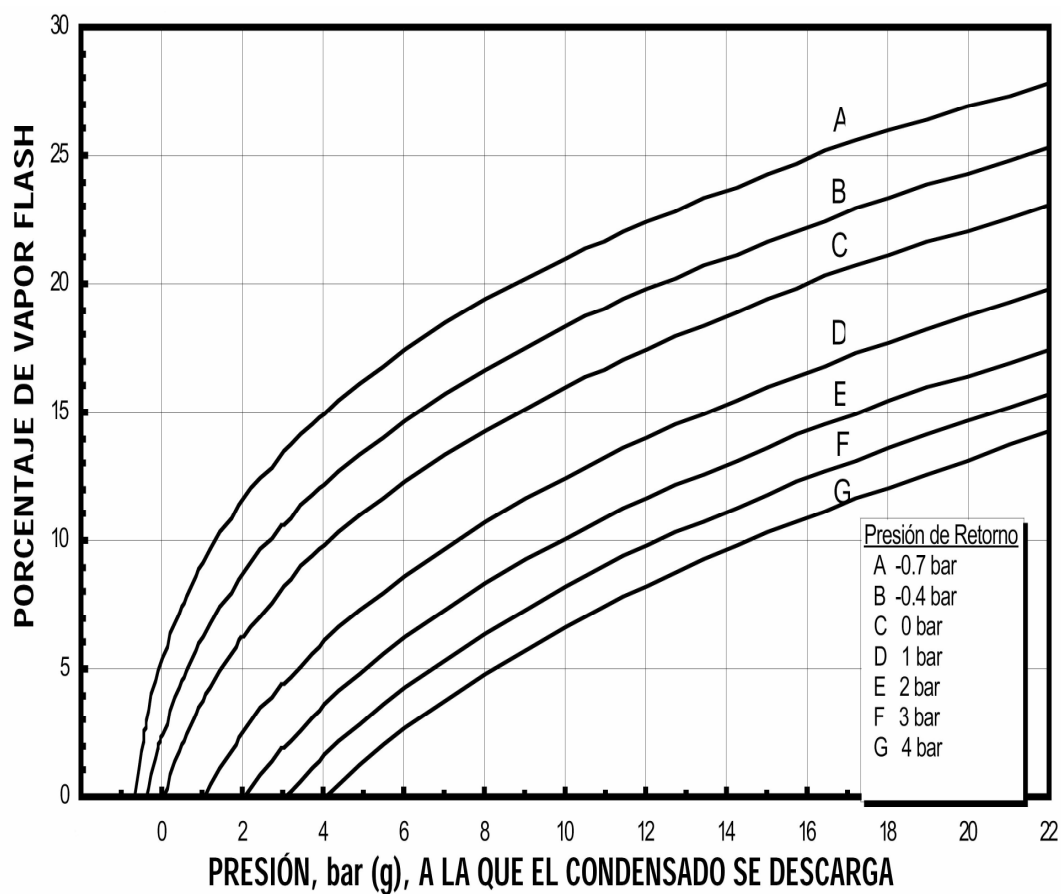
$h_{fg}$  : entalpía de evaporación (kJ/kg)

La proporción de vapor instantáneo producido puede interpretarse como la relación del exceso de energía a la entalpía de evaporación a la presión final.

De la ecuación (1-5) se deduce que el vapor instantáneo se producirá cuando la temperatura del condensado en el lado de alta presión sea mayor que la temperatura en el lado de baja presión ( $T_1 > T_2$ ) de lo contrario no se producirá, ya que de ser menor la temperatura en el lado de alta presión, el condensado estará en un estado de agua sub-saturada. La entalpía correspondiente a este estado es menor que la del lado de baja presión y por lo mismo no existe un exceso de energía disponible para que tenga lugar la evaporación. El condensado simplemente pasará a través de la trampa y se mantendrá en un estado líquido a la misma temperatura pero con menor presión.

Para mayor conveniencia en la realización de cálculos de la cantidad de vapor instantáneo (vapor *flash*) producido al descargar condensado a distintas presiones puede hacerse uso de la figura 7.

**Figura 7. Porcentaje de vapor instantáneo, vapor *flash* que se forma al descargar condensado a una presión menor**



Fuente: *Armstrong*. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.

## **1.7 Vapor sobrecalentado**

### **1.7.1 Definición**

Si el vapor saturado producido por una caldera es expuesto a una superficie de alta temperatura, la temperatura de este se incrementará por encima de su temperatura de evaporación.

Este vapor es descrito como sobrecalentado por el número de grados de temperatura que se encuentra por encima de la temperatura de saturación a una presión determinada.

El sobrecalentamiento no puede impartírsele al vapor mientras este contenga la presencia de agua, ya que cualquier suministro adicional de calor sólo evaporará más agua. El vapor saturado deberá de ser pasado a través de un intercambiador de calor adicional. Este puede ser una segunda etapa de intercambiadores de calor dentro de la caldera, o una unidad sobrecalentadora por separado. El medio primario de calentamiento puede ser en si el flujo de gases calientes que escapan de la caldera, o hacer pasar el vapor por una serie de serpentines que estén en contacto directo con el fuego de la combustión.

### **1.7.2 Tablas de vapor sobrecalentado**

Las tablas de vapor sobrecalentado presentan las propiedades del vapor a varias presiones en forma similar a las tablas de vapor saturado. Sin embargo, con el vapor sobrecalentado no existe una relación directa entre la presión y la temperatura. Es por este motivo que a una presión en particular es posible para el vapor sobrecalentado existir en un amplio rango de temperaturas.

En general, las tablas de vapor saturado presentan la presión manométrica, mientras las tablas de vapor sobrecalentado dan la presión absoluta.

La tabla IV muestra un extracto de las propiedades del vapor sobrecalentado a una presión absoluta de 1.013 bar a (0 bar g) a diferentes temperaturas.

**Tabla IV. Propiedades del vapor sobrecalentado a 1.013 bar a**

Presión absoluta bar a	Propiedades	Temperatura ° C					
		150	200	250	300	400	500
1.013	v ( m³/kg)	1,912	2,145	2,375	2,604	3,062	3,519
	u (kJ/kg)	2583	2659	2734	2811	2968	3131
	h (kJ/kg)	2777	2876	2975	3075	3278	3488
	s (kJ/kg K)	7,608	7,828	8,027	8,209	8,537	8,828

Fuente: *Spirax Sarco. Steam engineering principles and heat transfer-superheated steam* Página 3

En el anexo se presentan tablas más extensas de las propiedades del vapor saturado y sobrecalentado.

### 1.7.3 Limitaciones del uso del vapor sobrecalentado

Aun cuando no es el medio ideal para la transferencia de calor, el vapor sobrecalentado es usado en ocasiones para el calentamiento en procesos en muchas plantas alrededor del mundo, especialmente en las industrias procesadoras de hidrocarburos.

El motivo de lo anterior se debe a que en estas plantas la producción de vapor está enfocada a la generación de potencia eléctrica y en este caso el vapor ideal para ésta tarea es el sobrecalentado.

En la mayoría de los casos, vapor saturado debe de ser usado para realizar los procesos de transferencia de calor, aun cuando esto signifique bajar la temperatura del vapor sobrecalentado. Las plantas procesadoras de hidrocarburos siempre realizan la tarea de bajar la temperatura del vapor sobrecalentado en aproximadamente diez grados. Esta pequeña cantidad de sobrecalentamiento es removida del vapor en la primera parte de la superficie de transferencia de calor.

Existen ciertas razones por las cuales el uso de vapor sobrecalentado no es adecuado para procesos de calentamiento como sí lo es el vapor saturado. Estas son:

- El vapor sobrecalentado debe de ser enfriado hasta su temperatura de saturación antes que este pueda condensarse y ceder su entalpía de evaporación. La cantidad de calor proporcionado por el vapor sobrecalentado cuando este se enfría hasta su temperatura de saturación es relativamente pequeña en comparación con su entalpía de evaporación.
- Sí el vapor posee poco sobrecalentamiento, esta pequeña cantidad de calor es rápidamente cedida antes de condensarse. Por lo contrario, si el vapor tiene un alto grado de sobrecalentamiento, tomará un tiempo relativamente grande para que se enfríe, durante el cual proporcionará muy poca energía térmica.

- Contrario a lo que sucede con el vapor saturado, la temperatura del vapor sobrecalentado no es uniforme. El vapor sobrecalentado tiene que enfriarse para que pueda ceder calor, mientras que el saturado cambia de fase. Esto quiere decir que existirán gradientes de temperatura sobre la superficie de transferencia de calor al usar vapor sobrecalentado.
- En un intercambiador de calor, el uso de vapor sobrecalentado puede conllevar a la formación de una zona de evaporación seca, cercana a los dobleces de los tubos. Esta área puede incrustarse rápidamente o descascararse, y la resultante alta temperatura de las paredes del tubo causará que éste falle.

Esto muestra claramente que en las aplicaciones de transferencia de calor, vapor con alto grado de sobrecalentamiento tiene poco uso ya que:

- Proporciona poco calor hasta que este se ha enfriado a su temperatura de saturación.
- Crea gradientes de temperatura sobre la superficie de transferencia de calor mientras se enfría a su temperatura de saturación.
- Proporcionara baja relación de transferencia de calor mientras se encuentre sobrecalentado.
- Requiere de superficies de transferencia de calor demasiado grandes.

Así resulta ser que el vapor sobrecalentado es poco efectivo para procesos de calentamiento como si lo es el vapor saturado. Esto pareciera ser extraño, considerando que la razón de transferencia de calor a través de una superficie de calentamiento es directamente proporcional a la diferencia de temperatura a través de la misma.

¿Sí el vapor sobrecalentado posee una mayor temperatura que el vapor saturado ambos a la misma presión, seguramente el vapor sobrecalentado estará en la disponibilidad de impartir mayor calor? La respuesta a esta pregunta es no. Esto será tratado en mayor detalle a continuación.

Es cierto que la diferencia de temperatura tendrá un efecto en la razón de transferencia de calor a través del área de calentamiento, como lo demuestra la ecuación siguiente:

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (1-6)$$

donde:

$\dot{Q}$ : razón de transferencia de calor por unidad de tiempo (kJ/s ó kW)

$U$ : coeficiente total de transferencia de calor (W/(m<sup>2</sup> °C))

$A$ : área superficial de transferencia de calor (m<sup>2</sup>)

$\Delta T$ : diferencia de temperatura entre los fluidos primario y secundario (° C)

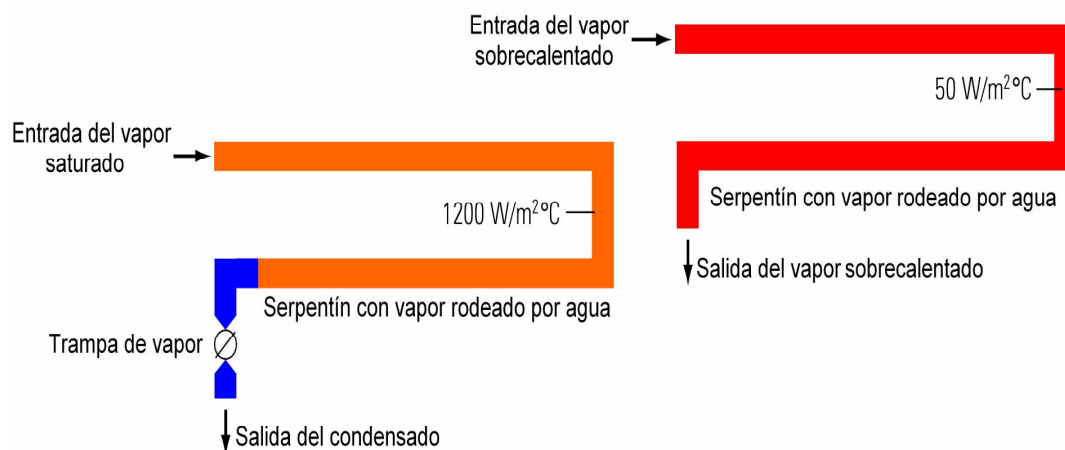
Una explicación más detallada de la ecuación (1-6) se presenta en la sección 1.11. La ecuación (1-6) muestra que la razón de transferencia de calor dependerá del coeficiente total de transferencia de calor 'U', y del área de transferencia de calor.



Para una aplicación cualquiera, el área de transferencia de calor puede ser establecida. Pero, no puede decirse lo mismo con respecto al valor de 'U', y esta es la mayor diferencia entre vapor saturado y sobrecalentado. El valor de este coeficiente para el vapor sobrecalentado variará a lo largo del proceso, pero siempre será mucho menor que el del vapor saturado. Es difícil predecir valores de 'U' para el vapor sobrecalentado, ya que dependerá de varios factores, pero generalmente, mientras mayor sea el grado de sobrecalentamiento del vapor, menor el valor para 'U'.

Típicamente, para un serpentín horizontal de vapor rodeado por agua, los valores para 'U' serán tan bajos como 50 a 100 W/(m<sup>2</sup> °C) para vapor sobrecalentado y 1200 W/(m<sup>2</sup> °C) para vapor saturado, como se muestra esquemáticamente en la figura 8.

**Figura 8. Valores típicos de 'U' para serpentines de vapor saturado y sobrecalentado sumergido en agua**



Fuente: *Spirax Sarco. Steam engineering principles and heat transfer-superheated steam.*

En aplicaciones de calentamiento de aceite, los valores para 'U' serán considerablemente menores, quizás tan bajos como  $20 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$  para vapor sobrecalentado y  $150 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$  para saturado.

En un intercambiador de concha y tubos, el valor esperado para vapor sobrecalentado es de  $100 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$  y  $500 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$  en saturado.

Estos son valores típicos, aunque pueden variar debido a consideraciones de operación y diseño de los equipos.

Si bien la temperatura del vapor sobrecalentado siempre es mayor que la del vapor saturado a la misma presión, su habilidad para transmitir calor es mucho menor. El efecto global de lo anterior es que el vapor sobrecalentado es mucho menos efectivo al transmitir calor en comparación con el vapor saturado a la misma presión.

No solo el vapor sobrecalentado es poco efectivo para la transferencia de calor, sino que es bastante difícil la cuantificación al usar la ecuación (1-6), ya que la temperatura del vapor caerá mientras este cede su calor al pasar por la superficie de transferencia.

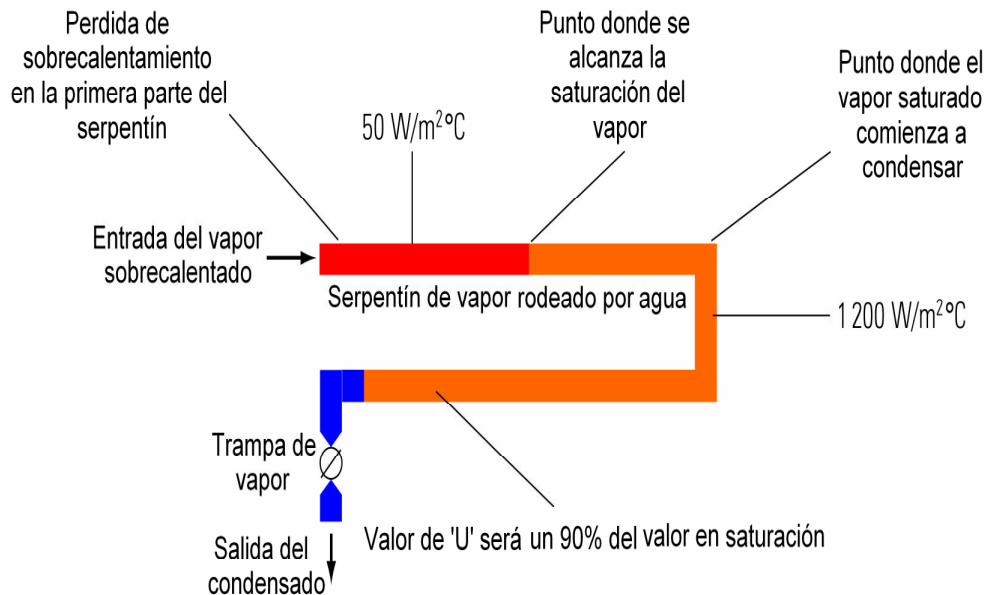
Predecir el tamaño de las superficies de transferencia de calor usando vapor sobrecalentado es difícil y complicado. En la práctica, la información básica necesaria para efectuar los cálculos no se encuentra disponible ni siquiera empíricamente, poniendo la veracidad y la exactitud en duda.

Claramente, ya que el vapor sobrecalentado es menos eficiente que el saturado para la transferencia de calor, el área de transferencia de calor necesaria al usar vapor sobrecalentado tendrá que ser mucho mayor que la usada en serpentines que trabajan con vapor saturado operando a la misma presión y obtener la misma cantidad de transferencia de calor.

Si no existe otra opción más que usar vapor sobrecalentado, no es posible mantener al vapor en su estado de sobrecalentado a través de los serpentines de calentamiento o en el intercambiador de calor, ya que este cederá un poco de su contenido calorífico al fluido secundario hasta que su temperatura descienda a su valor de saturación. La cantidad de calor que puede obtenerse por encima del punto de saturación del vapor es menor que el disponible cuando la condensación tiene lugar.

El vapor debe de alcanzar la saturación relativamente rápido durante el proceso; esto permitirá que el vapor se condense para producir altas relaciones de transferencia de calor y conllevar a altos valores del coeficiente total 'U' para todo el serpentín, ver figura 9.

**Figura 9. Serpentín con vapor sobrecalentado de bajo grado**



Fuente: *Spirax Sarco. Steam engineering principles and heat transfer-superheated steam.*

Página 6

Si esto es lo que ocurre, es relativamente fácil y práctico diseñar un intercambiador de calor o un serpentín basado en la circulación de vapor sobrecalentado de bajo grado siempre y cuando se deje un área de transferencia donde se disminuya la temperatura del vapor hasta su valor de saturación. Siguiendo este lineamiento, la primera parte del serpentín será usado únicamente para disminuir la temperatura del vapor sobrecalentado a su punto de saturación. El resto del serpentín podrá ser usado para disponer del alto contenido de energía térmica presente en el vapor saturado y realizar una buena transferencia de calor. El efecto de todo lo anterior será tener un valor del coeficiente total de transferencia de calor 'U' no muy bajo y que los resultados sean los mismos si se suministrara sólo vapor saturado.

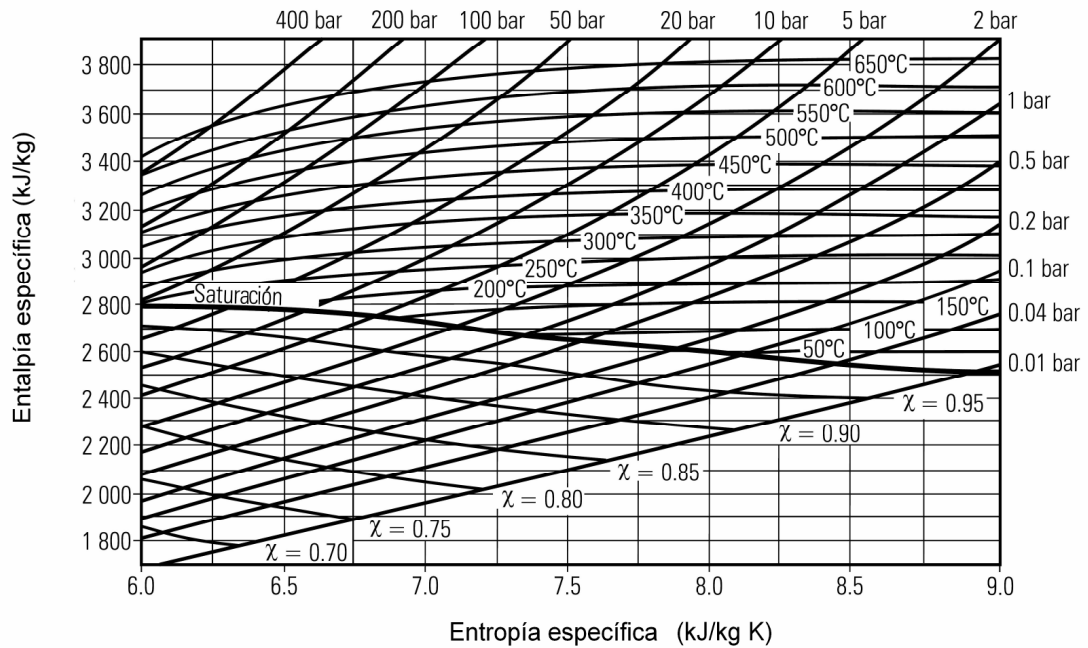
Según la experiencia práctica, si el área extra de calentamiento necesaria para vapor sobrecalentado es 1% por cada 2°C de sobrecalentamiento, el serpentín (o el intercambiador de calor) sería demasiado largo. Por lo anterior, no es recomendado trabajar con más de 10°C de sobrecalentamiento cuando lo que se desea es realizar procesos de calentamiento debido a la probable desproporción que se tendrá al momento de dimensionar el área de transferencia de calor, así como la posibilidad de desperdiciar el producto que está siendo calentado por la presencia de altas temperaturas ya que podría quemarse.

#### **1.7.4 La carta de Mollier**

Es una gráfica de la entalpía específica del vapor contra su entropía específica ( $s_g$ ).

La figura 10 muestra de manera simplificada y en pequeña escala una visión de esta carta. La carta de Mollier presenta diferentes relaciones entre la entalpía, entropía, temperatura, presión y fracción de vapor.

**Figura 10. Diagrama entalpía-entropía o carta de Mollier**



Fuente: Spirax Sarco. *Steam engineering principles and heat transfer-superheated steam.*

Página 9

Aparentemente la carta es complicada, debido a la cantidad de líneas que se presentan. Estas líneas son:

- Líneas de entalpía constante (horizontales)
- Líneas de entropía constante (verticales)
- La curva de saturación que pasa por el centro de la carta hace la división entre las regiones de vapor sobrecalentado y vapor húmedo. A cualquier punto por encima de la curva de saturación el vapor se encuentra sobrecalentado, y a cualquier punto por debajo de ésta el vapor será húmedo. En misma la curva de vapor saturado representa los diferentes estados del vapor saturado seco a diferentes presiones.

- Líneas de presión constante en ambas regiones.
- Líneas de temperatura constante en la región de sobrecalentamiento.
- Líneas de fracción de vapor seco ( $x$ ), también conocido como título o calidad del vapor, en la región de vapor húmedo.

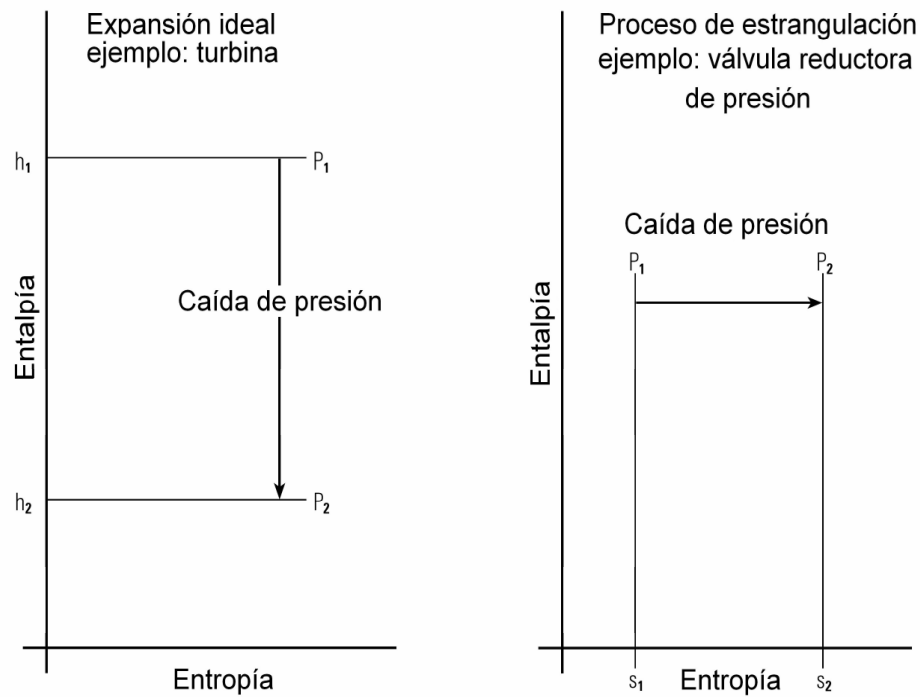
Una expansión ideal (isentrópica), por ejemplo en una turbina de vapor, es un proceso a entropía constante, y puede ser representado en la carta al desplazar verticalmente hacia abajo desde el punto que representa el estado inicial hasta el punto que represente las condiciones finales del proceso.

Un proceso de estrangulamiento, por ejemplo el flujo de vapor a través de una válvula reductora de presión, es un proceso que se realiza a entalpía constante. Puede ser representado en la carta al desplazarse horizontalmente de izquierda a derecha, desde un punto que representa la condición inicial hasta otro que represente las condiciones finales.

Ambos procesos anteriormente mencionados representan una caída en la presión, pero la diferencia entre ambos se encuentra en la forma como se llega al estado final; el primero es a entropía constante ( $s_1 = s_2$ ), mientras el segundo es a entalpía constante ( $h_1 = h_2$ ).

Los dos ejemplos mostrados anteriormente se representan esquemáticamente en la figura 11 e ilustra la ventaja de usar la carta de Mollier para analizar procesos que involucran vapor. De todas maneras, los procesos mencionados también pueden ser representados numéricamente por los valores proporcionados por las tablas de vapor.

**Figura 11. Ejemplos de expansión isentrópica y estrangulamiento**



Fuente: *Spirax Sarco. Steam engineering principles and heat transfer-superheated steam.* Página 10

En el anexo se presenta una carta de Molliere de tamaño mayor al presentado en la figura 10 para una mejor lectura de los valores presentados en la misma.



## **1.8 Cualidades del vapor para su uso**

El vapor debe de poseer las siguientes características al llegar al punto en que se usará:

- En cantidad correcta
- A la correcta temperatura y presión
- Libre de aire y gases no condensables
- Limpio
- Seco

### **1.8.1 Cantidad correcta**

La cantidad adecuada de vapor debe de estar disponible para cualquier proceso de calentamiento y asegurar que suficiente calor será entregado al proceso.

Similarmente, la correcta razón de flujo deberá de ser suministrada para que no exista desperdicio ni disminución en la razón de producción de la planta. Las cargas de vapor deberán de ser calculadas adecuadamente y el dimensionado de las tuberías debe de ser tal que pueda manejar la cantidad de flujo necesaria.

### **1.8.2 Presión y temperatura adecuada**

El vapor debe de alcanzar el punto en el que será usado a la presión requerida conjuntamente con la temperatura necesaria para cada aplicación, de lo contrario el desempeño del proceso se verá afectado.

Con un correcto dimensionado de la línea principal conjuntamente con la instalación de los accesorios necesarios se obtendrá la presión deseada en el punto de trabajo.

En cuanto a la temperatura que se desee en el punto de trabajo esta quedará influenciada por la presencia de aire en el vapor, ya que aunque el manómetro muestre la presión correcta para el proceso, la correspondiente temperatura de saturación puede no ser la deseada si el vapor contiene aire y/o cualquier gas no condensable. Este punto es tratado con detalle en la siguiente sección.

### **1.8.3 Ausencia de aire y gases no condensables**

El aire se encuentra presente en las tuberías de distribución y en los equipos durante los períodos de arranque. Aún si el sistema estuviera lleno con vapor la última vez que se haya usado, el vapor se condensará al ponerse el equipo fuera de servicio, y el aire se filtrará en el sistema debido al vacío resultante.

Cuando el vapor entra al sistema este forzaré el aire ya sea hacia el punto de drenado o hacia el más alejado en la entrada del vapor, conocido como el punto remoto. Por lo anterior, se necesitará de la instalación de trampas de vapor con la suficiente capacidad de venteo de aire en los puntos de drenado, en los puntos más remotos será necesaria la instalación de venteadores de aire automáticos. Para una explicación detallada de las trampas de vapor y el venteo de aire referirse al capítulo 3 y a la sección 1.9, respectivamente.

Sin embargo, si existe la presencia de turbulencia el vapor y el aire se mezclarán, transportado el aire hasta las superficies de transferencia de calor. Cuando el vapor se condensa, una capa aislante de aire se mantendrá entre las superficies, actuando como una barrera para la transferencia de calor.

**Vapor y mezclas de aire:** en una mezcla de aire y vapor, la presencia de aire causará una disminución en la temperatura. La presión total de una mezcla de gases se encuentra conformada por la suma de las presiones que cada gas ejercería si existiera sólo a la temperatura y volumen de la mezcla. Esto es conocido como la ley de Dalton de las presiones aditivas o parciales. Matemáticamente sería:

donde:

$$P_m = \sum_{i=1}^k P_i(T_m, V_m) \quad (1-7)$$

$P_m$  : presión total de la mezcla

$P_i$  : presión de cada componente individual si existiera sólo

$T_m$  : temperatura de la mezcla

$V_m$  : volumen de la mezcla

Para el caso del vapor, la presión de éste sería su presión parcial que ejercería si existiera sólo a la misma temperatura y presión que la mezcla.

$$P_v = rP_t \quad (1-8)$$

donde:

$P_v$  : presión efectiva (o parcial) del vapor de agua

$r$  : cantidad de vapor como una proporción del total, en volumen

$P_t$  : presión total de la mezcla

Las ecuaciones (1-7) y (1-8) representa relaciones termodinámica, por lo cual las presiones mencionadas son absolutas.

Este fenómeno en el cual la temperatura del vapor disminuye por la presencia de aire es importante tanto en las aplicaciones que involucran intercambiadores de calor como en procesos donde un mínimo de temperatura es requerido para alcanzar un cambio químico o físico en el producto. Un ejemplo de lo anterior se presenta en los esterilizadores, en donde un pequeño aumento de la temperatura logrará eliminar las bacterias.

**Otras fuentes de aire en el sistema de distribución y recuperación de condensado:** el aire puede entrar en solución al sistema por medio del tanque de alimentación de agua a la caldera. Si se exponen a la atmósfera el agua de alimentación de la caldera o el condensado recuperado, absorberán rápidamente nitrógeno, oxígeno y dióxido de carbono; los componentes esenciales del aire atmosférico. Cuando el agua es calentada en la caldera, estos gases serán liberados junto con el vapor y llevados al sistema de distribución.

El aire atmosférico está compuesto por 78% de nitrógeno, 21% de oxígeno y 0.03% de dióxido de carbono y 0.97% de otros gases como el argón, en volumen. La solubilidad del oxígeno en el agua es aproximadamente el doble de la del nitrógeno, mientras que la del dióxido de carbono es de casi 30 veces la del oxígeno.

Esto se traduce en el hecho de que el aire disuelto en el agua de alimentación contendrá una gran proporción de dióxido de carbono y oxígeno; agentes altamente corrosivos para la caldera, tuberías de distribución y serpentines de calentamiento.

La temperatura del agua contenida en el tanque de alimentación de la caldera se mantiene usualmente a no menos de 80°C para que tanto el oxígeno como el dióxido de carbono puedan ser liberados de regreso a la atmósfera, ya que la solubilidad de estos gases decrece al aumentar la temperatura.

La concentración de dióxido de carbono en el agua se mantiene en un mínimo al desmineralizarla y desgasificarla por medio de tratamientos externos.

La concentración de gases disueltos en el agua puede ser determinada usando la ley de Henry. Esta ley puede enunciarse como sigue: la masa de gas que puede ser disuelta en un volumen dado de líquido es directamente proporcional a la presión parcial del gas. Esto es correcto únicamente si la temperatura permanece constante, y no existe ninguna reacción química entre líquido y el gas.

#### **1.8.4 Limpieza**

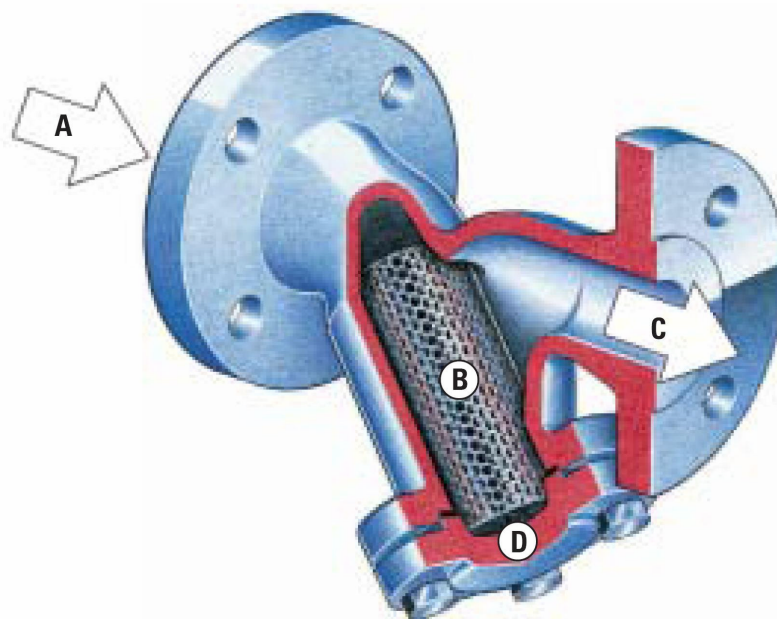
Capas de incrustación pueden encontrarse en las paredes de la tubería debido a la formación de herrumbre en sistemas antiguos de vapor, o por deposición de carbonatos presentes en el agua dura no tratada.

Otros tipos de suciedad que puede ser encontrada en una línea de alimentación de vapor incluyen escoria de soldadura o birutas de metal debido al ajuste inicial de las juntas.

Estos fragmentos de material tendrán el efecto de incrementar la erosión en los dobleces de los tubos y en los pequeños orificios de las trampas de vapor y válvulas.

Por esta razón es una buena práctica de ingeniería instalar un filtro en la línea, como se muestra en la figura 12. Este deberá de colocarse antes de cualquier trampa de vapor, medidor de flujo, reductor de presión o válvula de control.

**Figura 12. Filtro de línea**



Fuente: *Spirax Sarco. Steam engineering principles and heat transfer-steam quality.*

Página 4

El vapor fluye desde la entrada 'A' hacia la rejilla perforada 'B' y a la salida 'C'. Mientras el vapor y el agua pasen por la rejilla, la suciedad será retenida. La tapa 'D' puede ser removida, para extraer la rejilla y limpiarla periódicamente.

Cuando los filtros son instalados en las líneas de vapor, estos deberán de ser colocados correctamente para que la acumulación de condensado y los problemas ocasionados por el golpe hidráulico (golpe de ariete) sea evitado. Esta orientación expondrá la máxima área del filtro al fluido.

Capas de incrustación pueden estar presentes en la superficie de transferencia de calor, actuando como una barrera adicional para la transferencia de calor. Estas capas siempre son el resultado de los dos factores siguientes:

- Operación incorrecta de la caldera, causando impurezas que serán arrastradas como pequeñas gotitas de agua.
- Incorrecto tratamiento del agua de alimentación de la caldera.

La razón a la cual se forma las capas de incrustación puede ser controlada al poner cuidadosa atención a la operación de la caldera y al remover las gotitas de agua que causan humedad en el vapor.

### **1.8.5 Secado**

Incorrecto tratamiento químico del agua de alimentación de la caldera y períodos de alta demanda puede ocasionar arrastre de agua con el vapor hacia los cabezales de distribución de vapor, con una consecuente incrustación de materiales químicos en la superficie de transferencia de calor de los serpentines de calentamiento. Estos depósitos se irán acumulando conforme pase el tiempo, gradualmente reduciendo la eficiencia de la planta.

En adición a lo anterior, cuando el vapor abandona la caldera, un poco de éste se condensará debido a la pérdida de calor a través de las paredes de la tubería. Aún cuando las tuberías se encuentren bien aisladas, este proceso no será del todo eliminado.

El resultado de todo lo anterior será que el vapor en su punto de uso estará relativamente húmedo.

Ya ha sido mostrado que la presencia de gotitas de agua en el vapor reducirá la entalpía de evaporación, y contribuirá a la formación de incrustaciones en las paredes de la tubería y en las superficies de transferencia de calor.

Las gotitas de agua acarreadas con el vapor son un factor más para la reducción de la transferencia de calor, conllevando a disminuir la eficiencia del proceso de calentamiento y repercutiendo en la producción de la planta.

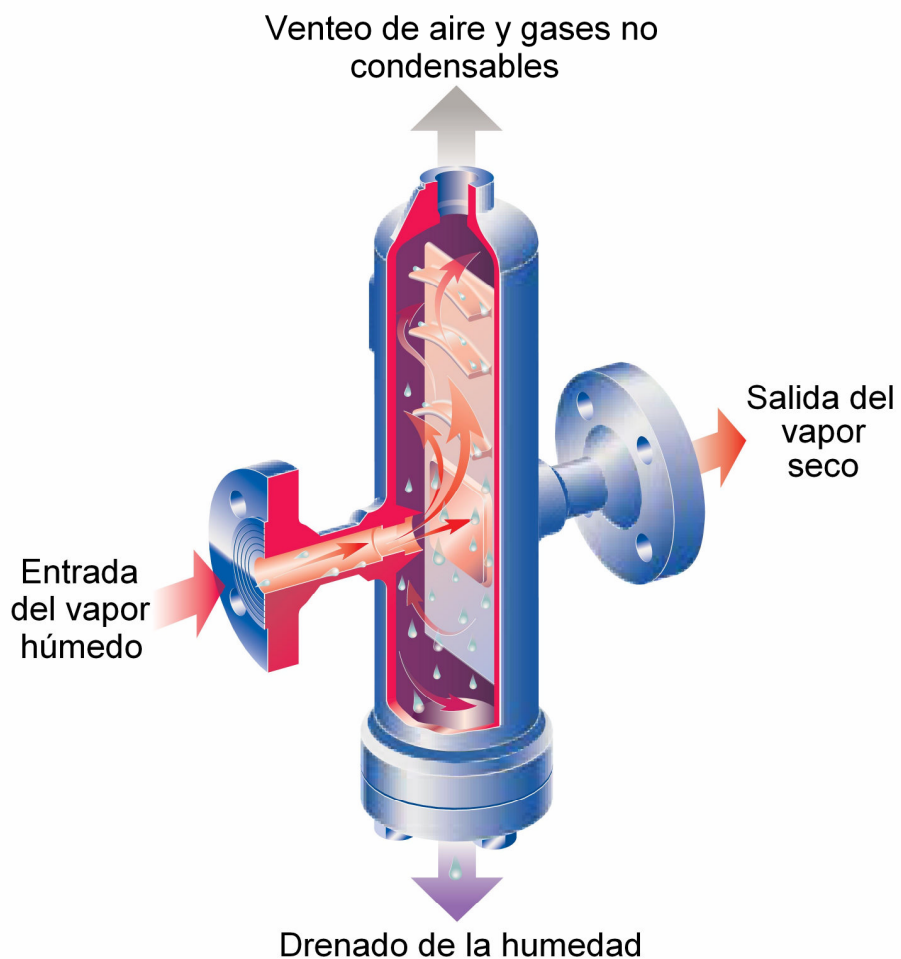
Un separador colocado en la línea de vapor removerá las gotitas de humedad que son llevadas por el flujo, así como cualquier condensado que se halla formado en el fondo del tubo debido a la pérdida de calor del vapor por radiación a través de las paredes de la tubería.

En el separador mostrado en la figura 13 el vapor es forzado a cambiar su dirección de flujo varias veces mientras recorre el cuerpo de éste. El cambio de dirección en el flujo se debe a la presencia de deflectores contenidos en el separador. Estos deflectores crean una barrera para las pesadas gotas de agua, mientras el vapor más ligero puede fluir libremente por el separador. Las gotitas de agua se deslizan por los deflectores y son drenadas por la conexión del fondo del separador hacia una trampa de vapor.



Esto permitirá que el condensado sea removido del sistema, pero no permitirá que el vapor se escape. El dispositivo cuenta con una abertura en la parte superior para proporcionar un escape del aire y los gases no condensables que se encuentren presentes en el vapor.

**Figura 13. Separador de vapor**



Fuente: *Spirax Sarco. Steam engineering principles and heat transfer-steam quality.*

Página 5

En síntesis, el separador opera por medio de la diferencia de densidades de los dos fluidos involucrados al permitir que el agua más pesada caiga al fondo y el vapor menos pesado suba a la parte alta del separador y sea llevado al punto donde realizará la transferencia de calor.

## **1.9 Teoría del venteo de aire**

### **1.9.1 Efecto del aire en la temperatura del vapor**

Cuando aire y otros gases se introducen al sistema de vapor estos ocuparán parte del espacio que debería estar ocupado únicamente por el vapor. Si en el vapor existe la presencia de aire, el contenido de calor de un volumen dado de la mezcla es menor que el que contendría el mismo volumen si este fuera completamente vapor, en consecuencia la temperatura de la mezcla aire-vapor será menor que la que sería para vapor puro.

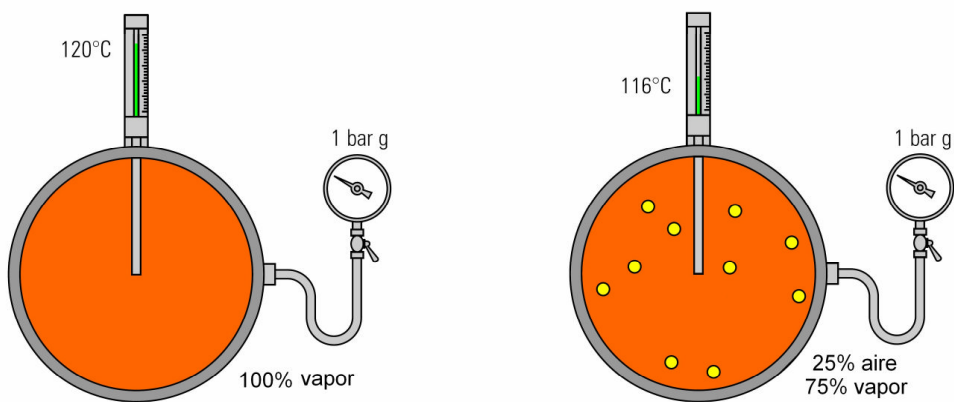
Tomando como referencia la ley de Dalton de las presiones parciales enunciada en la sección 1.8.3, si se tiene una mezcla de aire-vapor a una presión total absoluta de 2 bar conformada por 3 partes de vapor y 1 de aire en volumen, entonces se tendrá:

- Presión parcial del aire =  $(1/4) * (2 \text{ bar a}) = 0.5 \text{ bar a}$
- Presión parcial del vapor =  $(3/4) * (2 \text{ bar a}) = 1.5 \text{ bar a}$
- Presión total de la mezcla =  $0.5 \text{ bar a} + 1.5 \text{ bar a} = 2.0 \text{ bar a}$  (1bar g)

Un manómetro colocado en la línea de vapor indicará una presión de 1 bar g (2 bar a), correspondiendo una temperatura de 120°C para el observador, según las tablas de vapor saturado.

Sin embargo, la presión parcial del vapor debido a la presencia de aire en la mezcla será de 0.5 bar g (1.5 bar a) con una correspondiente temperatura de 111°C, como se muestra en la figura 14.

**Figura 14. Efecto del aire en la temperatura del vapor**



Fuente: *Spirax Sarco, Air venting theory*. Página 3

La Tabla V muestra la reducción en temperatura causada por diferentes porcentajes de aire a varias presiones.

**Tabla V. Reducción de temperatura causada por el aire**

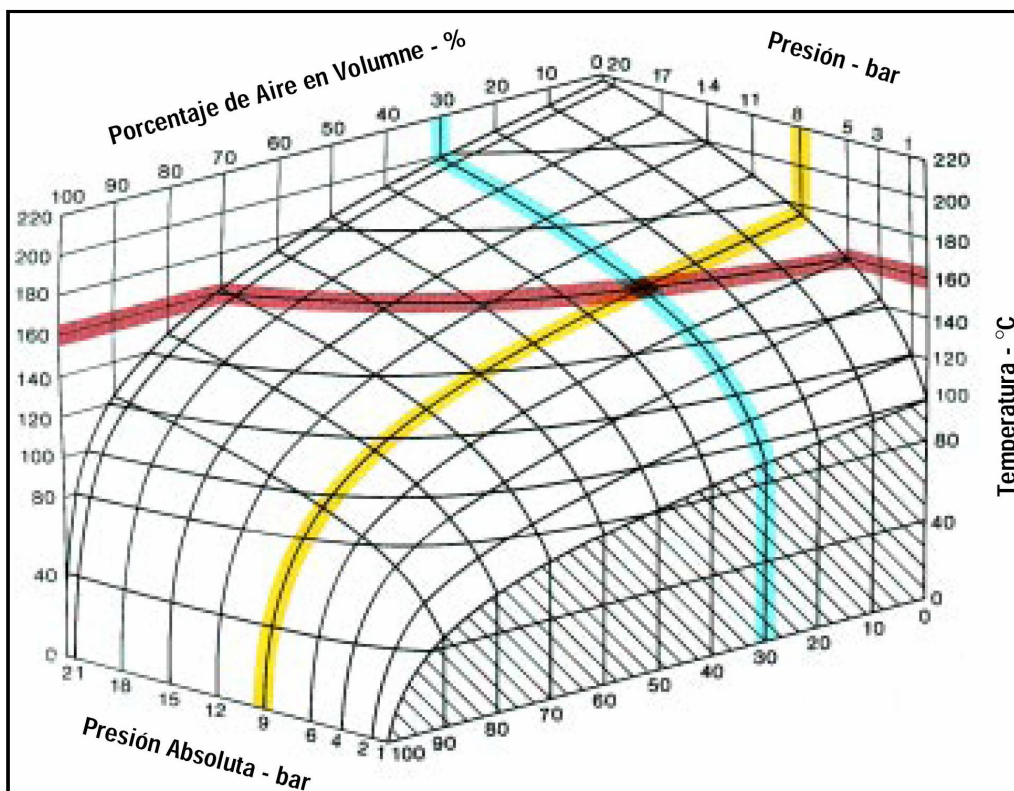
Presión (bar a)	Temperatura del vapor saturado  (°C)	Temperatura del vapor mezclado con varios porcentajes de aire en volumen		
		10%	20%	30%
2	120.2	116.7	113.0	110.0
4	143.6	140.0	135.5	131.1
6	158.8	154.5	150.3	145.1
8	170.4	165.9	161.3	155.9
10	179.9	175.4	170.4	165.0

Fuente: *Armstrong*, **Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.**

Página 8

La figura 15 muestra la reducción en la temperatura causada a varios porcentajes de aire y diversas presiones. Esta gráfica define el porcentaje de aire, a presión y temperatura conocidas, al determinar el punto de intersección entre presión, temperatura y porcentaje de aire en volumen. Por ejemplo, en un sistema a una presión absoluta de 9 bar y una temperatura en el intercambiador de calor de 160°C. Basado en la gráfica se puede determinar que hay 30% de aire en volumen dentro del vapor.

Figura 15. Mezcla aire-vapor

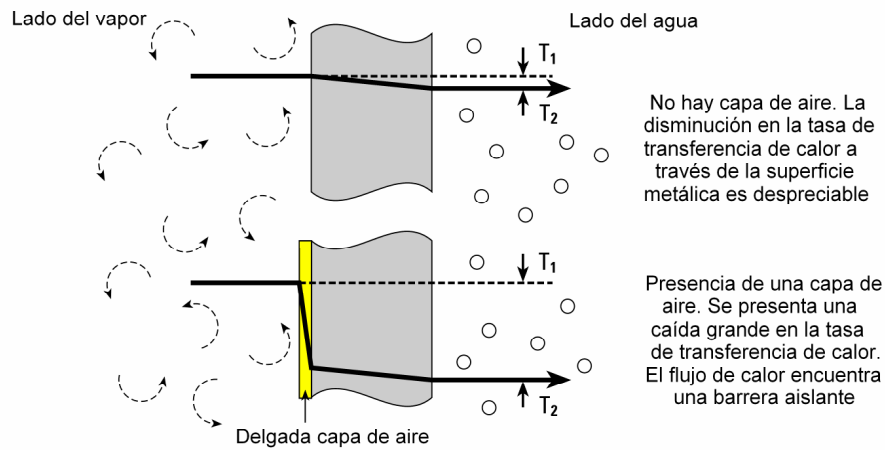


Fuente: *Armstrong, Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 8

### 1.9.2 Efecto del aire en la transferencia de calor

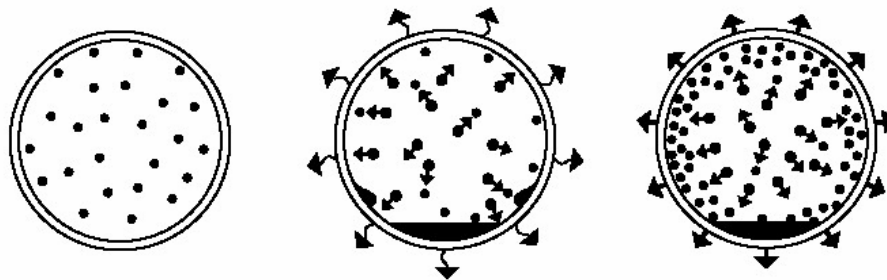
Si el aire se encuentra mezclado con el vapor y fluye conjuntamente con éste, bolsas de aire se pegarán en la superficie de transferencia del intercambiador de calor donde el vapor se condensa. El aire formará una capa de aislamiento térmico bastante efectivo obstaculizando la transferencia de calor como se muestra en la figuras 16 y 17.

**Figura 16. Efecto del aire en la transferencia de calor**



Fuente: *Spirax Sarco, Air venting theory*. Página 2

**Figura 17. Condensación del vapor en tubería y formación de una capa de aire aislante**



Fuente: *Armstrong, Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados*.

Página 9

Bajo ciertas condiciones, con un porcentaje tan bajo como 0.5% de aire en el volumen de vapor puede reducir en un 50% la eficiencia de la transferencia de calor. El aire es usado comúnmente como un agente aislante debido a su baja conductividad térmica (por ejemplo, en la actualidad se usan vidrios dobles que están separados por una capa de aire para evitar el calentamiento de una habitación por la incidencia de la radiación solar y en congeladores de supermercado que no permiten la condensación del lado exterior de la puerta).

Similarmente, aire es usado para reducir las pérdidas de calor de las tuberías de vapor. La mayoría de aislantes térmicos están fabricados de millones de celdas de aire microscópicas, conjuntamente con una matriz de fibra de vidrio, lana mineral o alguna clase de polímero. El aire es el aislante y la materia sólida es simplemente quien mantiene las celdas en su posición.

La conductividad térmica del aire es de  $0.025 \text{ W/(m } ^\circ\text{C)}$ , mientras que el valor correspondiente para el agua es de  $0.6 \text{ W/(m } ^\circ\text{C)}$ , para el hierro es de  $75 \text{ W/(m } ^\circ\text{C)}$  y para el cobre es  $390 \text{ W/(m } ^\circ\text{C)}$ . Una película de aire de 1 mm de espesor ofrece la misma resistencia a la transferencia de calor como una pared de cobre de 15 mm de espesor.

Según lo expuesto en las secciones 1.9.1 y 1.9.2 la presencia de aire en el vapor tiene un doble efecto:

- Reducción de la temperatura del espacio ocupado por el vapor así como una disminución en el gradiente de temperatura a través de la superficie de transferencia.
- Ofrece una barrera para la transferencia de calor por la presencia de una capa de aislante bastante efectiva.

### 1.9.3 Efectos del aire en el sistema

Como se ha mencionado en la sección 1.8.3, el aire estará presente en las líneas de vapor y en los equipos al momento del arranque del sistema. El aire también puede ingresar al sistema en solución a través del agua contenida en el tanque de alimentación de la caldera al exponer ésta a la atmósfera. Aún cuando se le dé un correcto tratamiento químico al agua de alimentación de la caldera para desmineralizarla y desgasificarla, siempre contendrá carbonatos de sodio en solución proveniente de dicho tratamiento. El carbonato de sodio puede ser liberado en algún grado en la caldera y nuevamente se tiene la presencia de dióxido de carbono.

En calderas de alta presión, el agua de alimentación siempre es pasada por un desaerador antes de ser bombeada a la caldera. Los mejores desaeradores puede reducir los niveles de oxígeno hasta en 3 partes por millón (ppm) en el agua. Este oxígeno residual puede ser eliminado por medio de tratamientos químicos. Sin embargo, cualquier cantidad de oxígeno estará acompañada por 6 ppm de nitrógeno, ignorados por los tratamientos químicos. Si la caldera produce vapor a una razón de 10 000 kg/h, ésta usará 10 000 litros por hora de agua, produciendo a la vez 60  $cm^3$  de nitrógeno. Este se irá acumulando conforme pase el tiempo con un efecto en la transferencia de calor si no es removido del sistema.

Los mejores tratamientos físicos y químicos siempre permitirán que alguna cantidad de gases incondensables abandonen la caldera conjuntamente con el vapor. Frecuentemente el aire es el causante de mal funcionamiento de los sistemas de vapor y formación de corrosión.



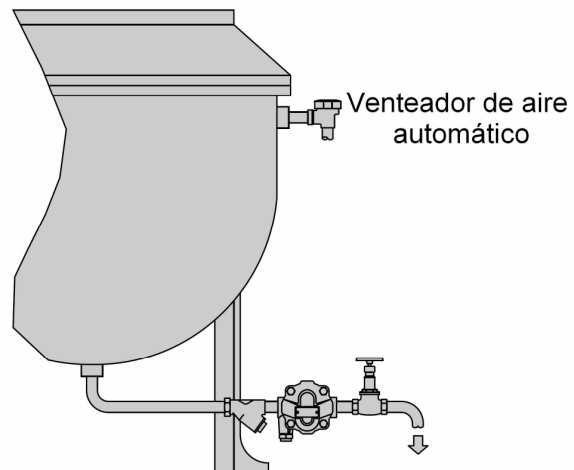
En un sistema de vapor se sabrá que existe la presencia de aire al observar alguna o todas de las siguientes situaciones:

1. Una gradual disminución de la temperatura de cualquier equipo de calentamiento.
2. Burbujas de aire en el condensado.
3. Corrosión

**Evacuación del aire:** la forma más eficiente de eliminar el aire es por medio de un dispositivo automático. El aire se mezcla con el vapor cuando la temperatura de la mezcla es baja. Esto quiere decir que el dispositivo a usar deberá de ser termostático (basado ya sea en el principio de presión balanceada o en el principio bimetálico) para realizar el venteo en el sistema de vapor.

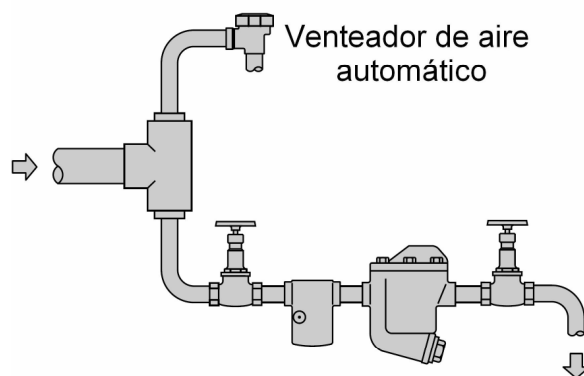
Un venteador de aire instalado en el espacio ocupado por el vapor en un recipiente (figura 18) o al final de la tubería principal de vapor (figura 19) se abrirá cuando exista la presencia de aire.

**Figura 18. Olla encamisada con un venteador de aire automático**



Fuente: *Spirax Sarco, Air venting theory*. Página 4

**Figura 19. Venteador de aire colocado al final de una línea**

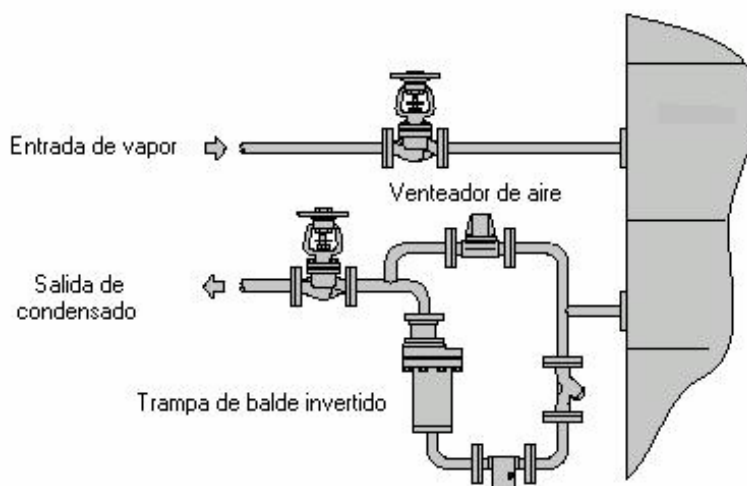


Fuente: *Spirax Sarco, Air venting theory*. Página 4

Para una máxima extracción de aire, la descarga debe de ser lo más libre posible. Es común instalar una tubería después del dispositivo para realizar la descarga del aire hacia un lugar seguro, preferentemente que no sea a una línea de retorno de condensado, que podría restringir el libre escape del aire y producir corrosión en la misma. Es decir, la tubería usada para el venteo de aire debe de ser independiente.

Cuando un venteador de aire es colocado para realizar una derivación (*bypass*) a una trampa de vapor, este actuará como una trampa de vapor después de que el aire haya sido evacuado, y descargará condensado a ciertos intervalos de tiempo. En estos casos es necesario conectar el venteador de aire a la línea de retorno de condensado después de la trampa. Ver figura 20.

**Figura 20. Trampa de balde invertido con un venteador de aire instalado en paralelo**



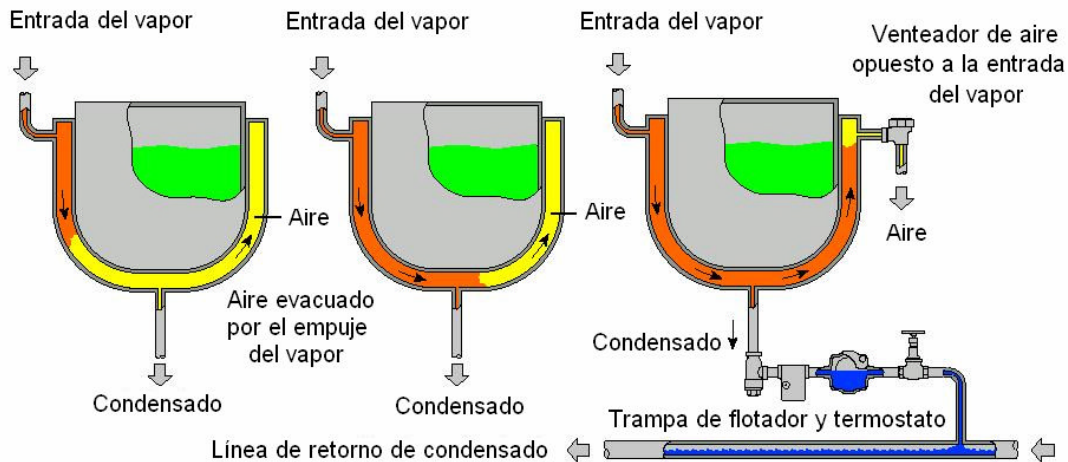
Fuente: Spirax Sarco, *Air venting theory*. Página 5

Si la descarga de condensado desde una trampa hacia la línea de retorno de condensado alcanza un nivel muy alto, la línea inundada impondrá una contrapresión en la trampa y en el venteador de aire. La capacidad de descargar aire para el venteador se reducirá, en especial cuando el equipo es puesto a funcionar. Esto también sucederá cuando el venteador de aire viene con una trampa incorporada.

#### **1.9.4 Localización del venteador de aire**

Cuando un serpentín o un recipiente poseen una sección transversal relativamente pequeña, el vapor que se contiene en éste actuará como un pistón, empujando el aire hacia un punto remoto de la entrada del vapor. Este punto remoto es usualmente el mejor lugar donde se puede instalar el venteador de aire. En el caso de un equipo de la forma como se muestra en la figura 21, algo de aire pasará a través del punto de drenado de condensado, como resultado de un arreglo inicial de la trampa de vapor, o en la derivación (*bypass*), para el manejo del aire. El resto del aire se coleccionará como se indica, formando una zona fría en la superficie de transferencia de calor. La unidad no producirá un calentamiento gradual.

**Figura 21. Localización del venteador de aire opuesta a la entrada de vapor en una olla encamisada**



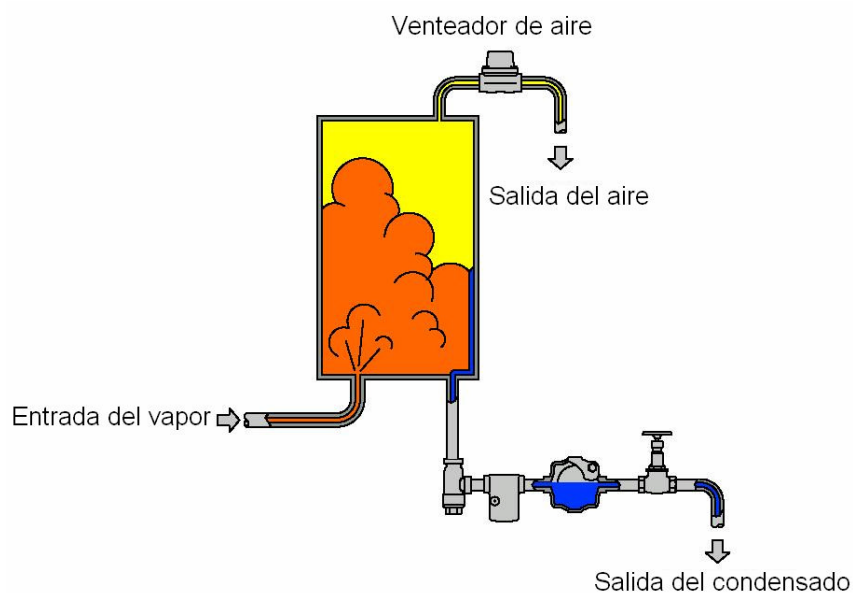
Fuente: *Spirax Sarco, Air venting theory*. Página 5

Como una mezcla aire-vapor es más denso que el vapor puro a la misma presión, usualmente es suficiente un venteador de aire de buena capacidad sin necesidad de la trampa del fondo. Sin embargo, el modo de operación de la trampa es tal que el condensado formará un sello de agua a la entrada de la misma previniendo de esta manera que el aire alcance la trampa. Es necesario considerar la instalación de un venteador de aire automático en la cámara que contiene el vapor por encima del nivel de condensado. Siempre es conveniente y suficientemente efectivo conectarlo en la parte superior de la cámara del vapor, como muestra la figura 21.

Sin embargo, en el caso de dos espacios contenedores de vapor del mismo tamaño y forma pero con diferentes entradas de vapor, la localización del venteador de aire será diferente.

En la figura 22 se muestra una cámara de vapor con drenado de condensado y suministro de vapor en el fondo. Durante el arranque, el aire será empujado al punto más lejano, encontrándose en la parte superior del recipiente. Para estos casos es conveniente ubicar el venteador de aire en la parte superior conjuntamente con una trampa de flotador y termostato que ayudará a eliminar cualquier aire residual que se haya colectado en el fondo del recipiente.

**Figura 22. Venteador de aire localizado en la parte superior opuesta a la entrada inferior del vapor**

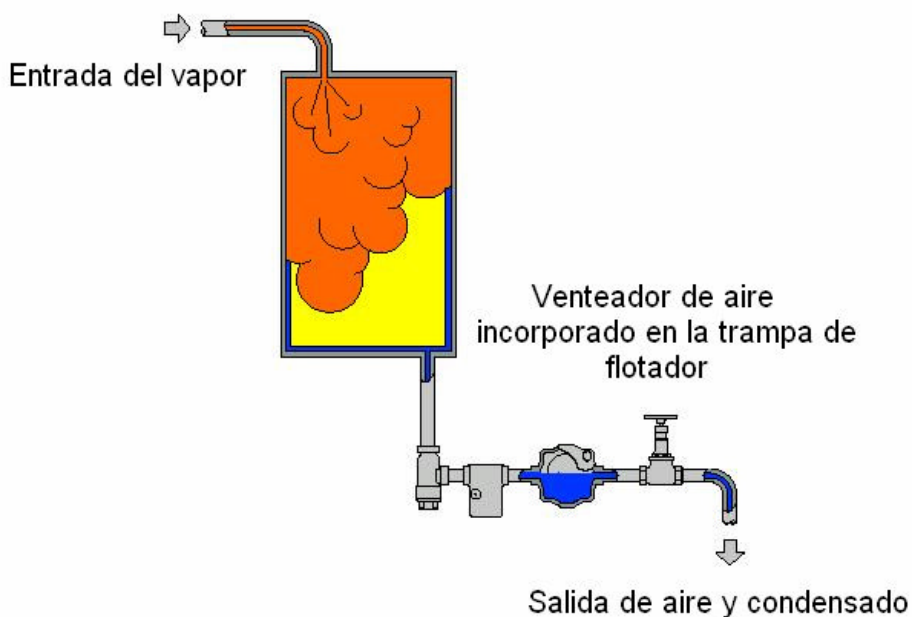


Fuente: *Spirax Sarco, Air venting theory*. Página 6

La figura 23 muestra una cámara que es llenada con vapor en la parte superior y drenado de condensado en el fondo. En este arreglo el aire será movido hacia el fondo durante el arranque.

En este caso el trabajo del venteo del aire lo realizará una trampa de flotador y termostato con una alta capacidad para el manejo de venteo de aire.

**Figura 23. Venteador de aire incorporado en trampa de vapor localizada opuestamente a la entrada superior del vapor**



Fuente: *Spirax Sarco, Air venting theory*. Página 6

Sin embargo, en la práctica, para asegurar una completa evacuación del aire durante la operación del equipo, se recomienda instalar un venteador de aire en la parte superior del recipiente, como se observa en la figura 22. La colocación del dispositivo asegurará un correcto venteo principalmente en unidades que trabajen en condiciones irregulares.

## **1.10 Aplicaciones del venteo de aire**

### **1.10.1 Unidades de venteo de aire en general**

El venteador de aire automático es una válvula, operada termostáticamente, e instalada en una localización donde el vapor y el aire, junto con un poco de condensado, puedan alcanzarla.

Cuando se instala un venteador de aire en un equipo de calentamiento, la transferencia de calor por conducción mantendrá al venteador cerrado, o al menos funcionando de forma casi cerrado.

Por lo tanto, será necesario instalar el venteador de aire al final de la cámara de calentamiento dejando aproximadamente 300 mm (3 cm) de tubería que le precedan, para que actúe como un recipiente colector y que permita un gradiente de temperatura desde la cámara calentada por vapor hasta el venteador.

Cuando un venteador de aire realiza su tarea de descarga, inevitablemente lo hará con una mezcla de aire y vapor. Esto siempre se percibirá como un escape de vapor puro, y la conclusión lógica será que el venteador estará evacuando. Si la operación es normal, el grado de descarga se reducirá eventualmente y cesará. Si el venteador de aire continúa su descarga durante un período muy largo sin ninguna señal de dejar de hacerlo, éste se encontrará defectuoso y será necesario inspeccionarlo y repararlo.



### **1.10.2 Derivación o *bypass* en trampas de vapor**

Siempre es necesaria la instalación de *bypasses* en las trampas de vapor, para abrirlas al momento de iniciar la operación de algún equipo. Las cargas de condensado al iniciar la operación de los equipos rara vez llegan a ser el doble de las presentes en operación normal, y las trampas siempre poseen capacidades de manejo de condensado mayores a estas proporcionando un factor de seguridad que evitará su fallo en el arranque. Se observa que la función del *bypass* será la de descargar el aire que se haya acumulado. Esto permitirá que a la trampa llegue únicamente condensado. Los *bypasses* se encuentran comúnmente en trampas de cubeta invertida, las cuales por su diseño son lentas para el venteo del aire. El dispositivo puede hacerse tanto automático como eficiente al reemplazar la válvula de *bypass* manual por un venteador de aire automático. Los *bypasses* manuales son fácilmente olvidados y se dejan abiertos, y son una fuente potencial de desperdicio de vapor. Un arreglo de este tipo se presentó en la figura 20.

### **1.10.3 Rompedores de vacío**

Deberán de ser usados cuando el sistema es apagado y se pueda experimentar la presencia de presiones subatmosféricas tanto en las tuberías de distribución de vapor como en los equipos. Estratégicamente instalados, estos permitirán que el condensado llegue hacia los puntos de drenado. Al permitir la evacuación completa del condensado formado de cualquier sistema de vapor, el peligro que implica el golpe hidráulico será evitado la próxima vez que el equipo se ponga en operación.

#### **1.10.4 Línea principal de vapor saturado**

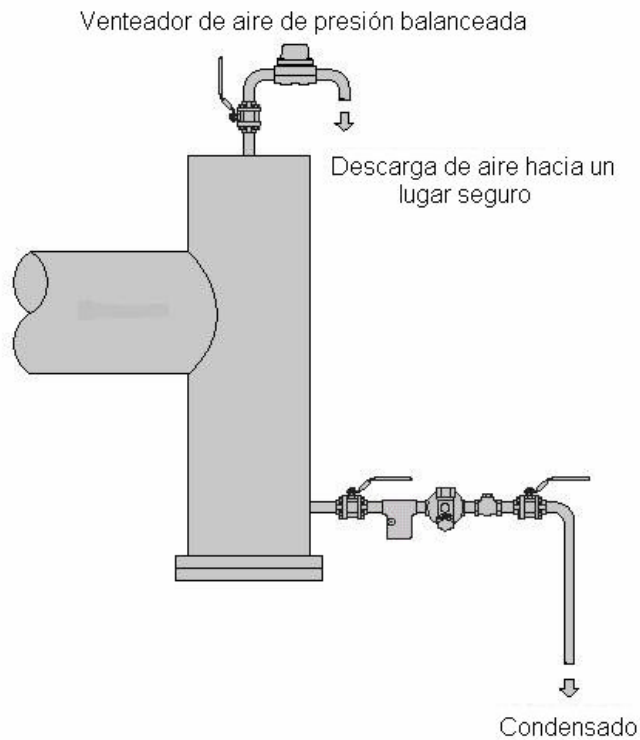
La tubería principal de vapor saturado, es en efecto, una larga cavidad contenedora de vapor con una pequeña sección transversal. Cuando el vapor se mueve hacia el final de la línea, moverá el aire que encuentre enfrente de él como si fuera un pistón. Un venteador de aire colocado al final de la línea eliminará la mayor cantidad de aire. El venteador se coloca en la parte superior de la tubería, o por lo menos en el punto por encima de donde se espera se encuentre el nivel del condensado.

#### **1.10.5 Línea principal de vapor sobrecalentado**

Este tipo de líneas generalmente sólo requiere de venteo en el momento de poner a funcionar el equipo. Se requerirá de un venteador que soporte altas temperaturas, consecuentemente la mejor opción será uno del tipo bimetálico.

La figura 24 presenta el drenado y el venteo de aire al final de una línea principal de vapor, ya sea que transporte vapor saturado o sobrecalentado.

**Figura 24. Drenado y venteo al final de la línea**



Fuente: *Spirax Sarco, Air venting, heat losses and a summary of various pipe related standards.* Página 2

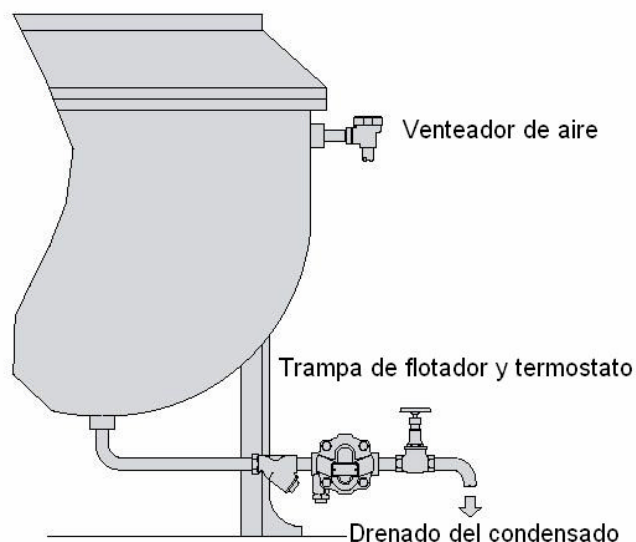
### 1.10.6 Ollas de cocimiento encamisadas

La selección del lugar donde se colocará el venteador de aire en estas aplicaciones puede ser difícil. Aire disuelto en el producto que será calentado será forzado a salir mientras la olla es calentada, y burbujas aparecerán en el lado del producto de la olla. Ausencia de ebullición en el interior de la olla indica lugares que no están siendo calentados, coincidiendo con los sitios donde las burbujas de aire se han acumulado.

La incorrecta selección del tipo de trampa, así como prescindir de un ventilador de aire, dará como resultado la ebullición del producto en el fondo de la olla cerca de la salida del condensado, y en el punto superior opuesto a la entrada del vapor. La mejor trampa de vapor para esta aplicación será una del tipo de flotador con ventilador de aire, colocada debajo de la olla, permitiendo al condensado y aire gravitar al suelo, o hacia un recipiente colector. El mejor lugar para la instalación del ventilador de aire será en la parte superior de la olla, opuesto a la entrada del vapor.

La figura 25 presenta esta situación en una olla de cocimiento fija con un ventilador instalado en la parte superior opuesta a la entrada del vapor conjuntamente con una trampa de vapor de flotador y termostática.

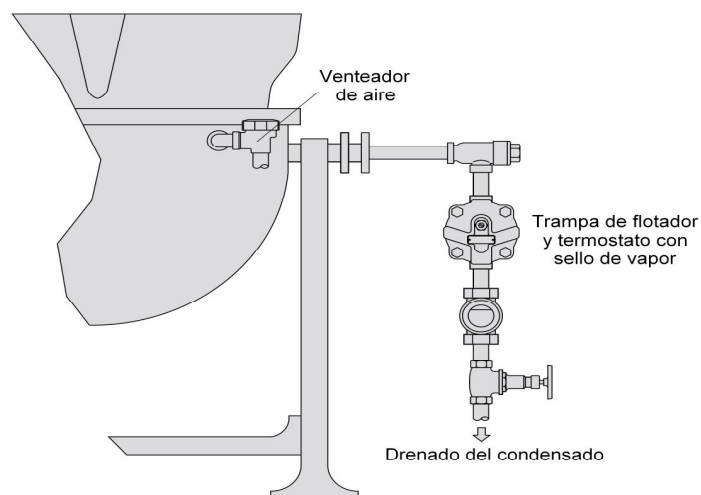
**Figura 25. Olla de cocimiento fija con ventilador de aire y trampa de flotador y termostática**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-process equipment.* Página 2

Una olla basculante requerirá una trampa de flotador con sello de vapor que entre en acción cuando el condensado es removido por medio de un tubo sumergido que pasa por la junta rotatoria. Si la trampa no incluye venteo de aire, se podrá instalar una derivación en la trampa (*bypass*) para mejorar el rendimiento de la operación. La figura 26 muestra esta situación en una olla basculante que es drenada por medio de sifón.

**Figura 26. Olla basculante con drenaje por medio de sifón**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-process equipment.* Página 3

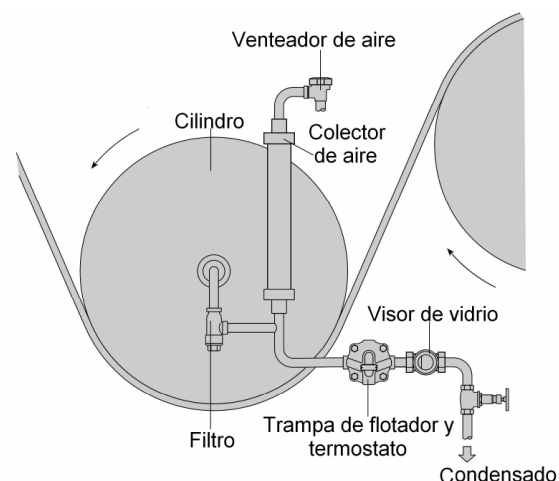
### 1.10.7 Cilindros rotatorios

Un caso especial de interés son los cilindros secadores rotatorios usados en muchos procesos industriales. Un cilindro horizontal es llenado con vapor a través de una junta rotatoria en un extremo, y el material que será procesado estará en contacto con la superficie externa del cilindro.

El condensado es descargado a través de una tubería que pasa por la junta rotatoria o una similar en el extremo opuesto del cilindro. En cilindros de tamaño grande, el volumen de aire que se debe descargar al momento de ponerlos en operación es grande. El aire que se encuentra dentro del cilindro durante la operación normal producirá zonas de baja temperatura en la superficie externa, y el material será inapropiadamente procesado. Un venteador de aire automático se deberá de colocar para que el proceso de secado sea satisfactorio.

La mejor trampa para esta aplicación es la de flotador y termostato con sello de vapor, pero siempre será necesaria la instalación de un venteador de aire automático por la gran cantidad de aire que debe de ser purgado. La experiencia demuestra que un venteador de aire y un colector de aire a la salida del condensado, proporcionarán excelentes resultados si se instalan como muestra la figura 27.

**Figura 27. Cilindro secador rotatorio**



Fuente: *Spirax Sarco, Air venting applications*. Página 3

### **1.10.8 Grupos de venteo de aire**

Algunos diseñadores de equipo en ocasiones reducen sus costos al conectar los puntos remotos de dos o más espacios llenados con vapor, e instalando un solo venteador de aire, en lugar de usar venteadores de aire individuales para cada cámara de vapor. Un calentador de aire de serpentines múltiples puede ser alimentado por un cabezal principal de vapor el cual, a su vez, es alimentado por una sola válvula de control.

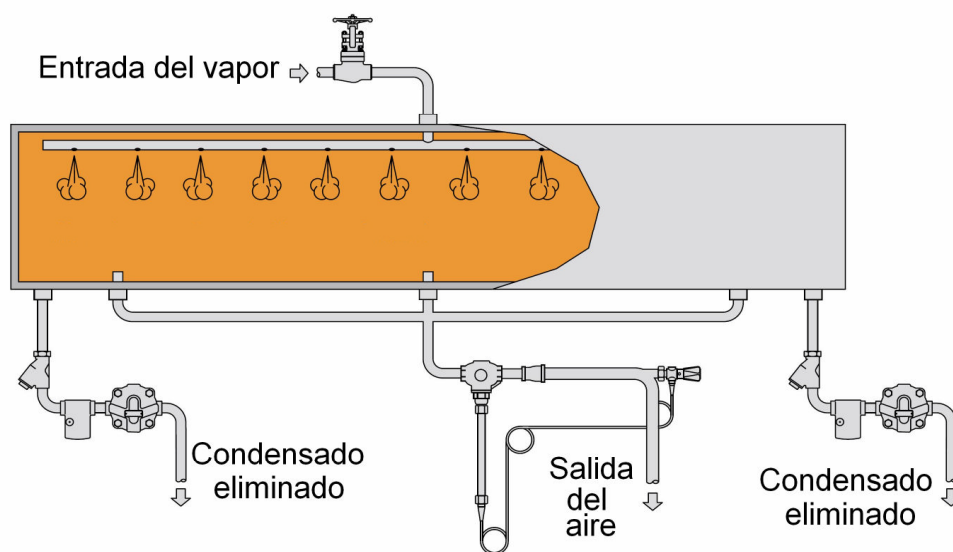
En este caso, el venteador de aire se cerrará cuando el vapor de una de las secciones lo alcance. El aire, presente en las otras secciones, simplemente no alcanzará al venteador para abrirlo. Lentamente, el vapor en el cuerpo del venteador de aire se irá condensando, y será reemplazado. Nuevamente, cuando el vapor entrante se encuentre en el serpentín conteniendo un mínimo de aire, el venteador se cerrará rápidamente. La mezcla de aire y vapor en los otros serpentines no será inducida a fluir hacia la posición de venteo. El hacer uso de grupos de venteo no dará buenos resultados, y debe de ser descartado, de la misma manera como el uso de grupos de trampas de vapor para el drenaje de líneas.

### **1.10.9 Unidades grandes de venteo**

La capacidad de un venteador de aire depende del tamaño del orificio, la presión diferencial que actúa sobre éste y de las propiedades del gas que es descargado. En algunas ocasiones el tamaño de la cámara de vapor a ventear es muy larga, como en el caso de largos esterilizadores y retortas en la industria alimenticia, largas autoclaves, recipientes para la vulcanización del caucho, etc. La cantidad de aire a ser evacuada será mucha por lo cual se requerirá de la instalación de varios venteadores de aire en paralelo.

Una respuesta alternativa es usar un controlador de temperatura autoactuante, instalada como muestra la figura 28.

**Figura 28. Venteo de un volumen grande de aire por medio de un sistema de control autoactuante**



Fuente: *Spirax Sarco, Air venting applications*. Página 4

La válvula deberá de ser de un modelo adecuado para ser usada en un servicio de vapor. Esta válvula es posicionada por el sistema de control, y el sensor de temperatura estará localizado en el extremo inferior de la válvula. El ajuste de la temperatura será a 100°C, o un poco por debajo de este valor. Ya que la presión en la cola de la tubería en el sensor de temperatura es atmosférica, la temperatura en este punto será de 100 °C si el vapor libre de aire ha alcanzado el sensor después de fluir por la válvula. A esta temperatura, la válvula deberá de estar cerrada. Una menor temperatura en el sensor indica la presencia de aire, y la válvula se abrirá ligeramente.



### **1.10.10 Venteo de aire a través de trampas termostáticas**

Cualquier trampa termostática, como la de tipo de presión balanceada, o bimetálica, puede ser usada como venteador de aire. Claramente estas unidades reaccionan rápidamente a los cambios de temperatura. La pregunta que resulta es: ¿sí la primera opción para el venteo de aire es por medio de trampas termostáticas, que tan eficiente resulta para esta tarea?

Ya que la trampa estará abierta al momento de poner en funcionamiento el sistema, descargará el aire que sea empujado por el vapor.

Durante la operación normal del equipo, sin embargo, la trampa no será tan efectiva como un venteador de aire. La trampa se cerrará al paso de condensado que se encuentre a temperatura por debajo de la de saturación. Si esto es seguido por un sello de agua presente a la entrada de la trampa, aire y cualquier otro gas no condensable serán atrapados conjuntamente en la cámara de vapor por un tiempo gracias al condensado.

Cuando el condensado en la trampa de vapor eventualmente pierda calor, sólo entonces la trampa se abrirá y descargará tanto el condensado como la mezcla aire-vapor enfriados.

La mejor forma de soltar el aire por medio de una trampa de vapor desde una cámara de vapor es usando una trampa del flotador con un venteador de aire incorporado. Como el condensado siempre llegará a la trampa, los gases no condensables no serán retenidos durante la operación normal.

Debe de quedar claro que el dispositivo automático que sea usado para descargar mezclas de aire y vapor, ya sea una trampa de vapor o un venteador de aire, su mejor posicionamiento será por encima del nivel de agua.

## **1.11 Transferencia de calor**

En un sistema de calentamiento por vapor, el propósito primordial de la generación y distribución del vapor es proveer calor para la realización de algún proceso. Si se conoce la tasa de transferencia de calor necesaria así como la presión del vapor requerida, entonces se podrá determinar el flujo de vapor necesario. Esto permitirá establecer el tamaño de la caldera necesaria y el dimensionado del sistema de distribución.

### **1.11.1 Formas en que se transmite el calor**

El calor se define como la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas (o un sistema y sus alrededores) debido a una diferencia de temperatura. Una interacción de energía es calor sólo si ocurre debido a una diferencia de temperatura. De ello se deduce que no hay ninguna transferencia de calor entre dos sistemas que se encuentran a la misma temperatura. El calor puede transmitirse por medio de tres mecanismos: conducción, convección y radiación.

**Conducción:** esta forma de transferencia de calor se presenta cuando existe un gradiente de temperatura entre un sólido o un fluido estacionario. Es la transferencia de energía de partículas más energéticas de una sustancia a las adyacentes menos energéticas, debido a las interacciones entre ellas. En los gases y en los líquidos, la conducción se debe a las colisiones entre las moléculas durante su movimiento aleatorio.

En los sólidos se debe a la combinación de vibraciones de las moléculas de una estructura y a la energía transportada por electrones libres. Debido a que altas temperaturas son asociadas con moléculas de alta energía, la conducción debe de ocurrir en la dirección de la temperatura decreciente.

Según observaciones experimentales se ha concluido que la tasa de conducción de calor,  $\dot{Q}_{cond}$ , mediante una capa de espesor constante,  $\Delta x$ , es proporcional a la diferencia de temperatura,  $\Delta T$ , a través de la capa y del área  $A$ , normal a la dirección de la transferencia de calor, e inversamente proporcional al espesor de la capa. Por tanto

$$\dot{Q}_{cond} = k_t A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (1-9)$$

donde la constante de proporcionalidad  $k_t$  es la conductividad térmica del material, la cual es una medida del material para conducir calor. Sus unidades son  $W/(m \text{ K})$  ó  $W/(m \text{ }^\circ\text{C})$ , según la temperatura se exprese en Kelvin o en Celsius. La tabla VI presenta valores de la conductividad térmica para algunos material en condiciones ambientales normales.

**Tabla VI. Conductividad térmica de algunos materiales en condiciones ambientales normales**

Material	Conductividad Térmica
	W/(m K)
Diamante	2300
Plata	429
Cobre	401
Oro	317
Aluminio	237
Hierro	80.2
Mercurio (l)	8.54
Vidrio	1.4
Ladrillo	0.72
Agua (l)	0.613
Piel humana	0.37
Madera (roble)	0.17
Helio (g)	152
Caucho blando	0.13
Refrigerante 12 (l)	0.072
Fibra de vidrio	0.043
Aire (g)	0.026
Uretano (esponja rígida)	0.026

Fuente: Yonus Çengel. **Termodinámica tomo I**. Página 95

La tabla VII muestra valores para la conductividad térmica de varios metales a diferentes temperaturas.

**Tabla VII. Conductividad térmica de varios metales a diferentes temperaturas**

Material	Conductividad Térmica (W/m °C)		
	25°C	125°C	225°C
Hierro	80	68	60
Acero de bajo carbono	54	51	47
Acero inoxidable	16	17.5	19
Tungsteno	180	160	150
Platino	70	71	72
Aluminio	250	255	250
Oro	310	312	310
Plata	420	418	415
Cobre	401	400	398

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer-heat transfer.*

Página 3

En el caso límite cuando  $\Delta x \rightarrow 0$ , la ecuación (1-9) se reduce a la forma diferencial

$$\dot{Q} = -k_t A \frac{dT}{dx} \quad (1-10)$$

la cual se conoce como la **ley de Fourier** de la conducción del calor. En esta ecuación la distribución de temperatura es lineal bajo condiciones de estado estable y que la transferencia de calor se da en un plano unidimensional. La ecuación (1-10) indica que la tasa de conducción de calor en una dirección es proporcional al gradiente de temperatura ( $dT/dx$ ) en esa dirección. Como se indicó con anterioridad, el calor se conduce en la dirección de la temperatura decreciente, y el gradiente se vuelve negativo cuando la temperatura disminuye al aumentar  $x$ .

Por consiguiente, se añade un signo negativo en la ecuación (1-10) para hacer de la transferencia de calor una cantidad positiva en la dirección de las  $x$  positivas.

Considerando el mecanismo de la transferencia de calor por conducción, en general la conductividad térmica de un sólido será mucho mayor que la de un líquido, y la conductividad térmica de un líquido será mayor que la de un gas. El aire posee una baja conductividad térmica y esto es motivo por el cual muchos materiales aislantes siempre tienen muchos espacios de aire.

**Convección:** es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o gas adyacente que está en movimiento, e implica los efectos combinados de la conducción y del movimiento de un fluido. Cuando mayor es el movimiento de un fluido tanto mayor es la transferencia de calor por este mecanismo. Ante la ausencia de cualquier movimiento del fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente se da por conducción. La presencia de movimiento en el fluido incrementa la transferencia de térmica entre una superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las tasas de transferencia de calor.

La convección puede ser forzada cuando el fluido fluye inducido por una fuerza externa, como un ventilador, una bomba o el viento. Por otra parte, la convección es libre o natural cuando el movimiento del fluido es provocado por fuerzas de flotación inducidas por diferencias de densidad, producto de la diferencia de temperaturas en el fluido.

El proceso de transferencia de calor que implica un cambio de fase de un fluido también se considera como convección debido al movimiento inducido del fluido durante el proceso, como la elevación de las burbujas de vapor durante la ebullición o la caída de gotas líquidas en la condensación.

La tasa de transferencia de calor por convección  $\dot{Q}_{conv}$  se determina por medio de la **ley de enfriamiento de Newton**, la cual se expresa como

$$\dot{Q}_{conv} = h_c A (T_s - T_f) = h A \Delta T \quad (1-11)$$

donde:

$h_c$  : coeficiente de transferencia de calor por convección (W/(m<sup>2</sup> K) ó W/(m<sup>2</sup> °C))

A: área de la superficie mediante la cual ocurre la transferencia térmica

$T_s$  : temperatura de la superficie

$T_f$  : temperatura del fluido más allá de la superficie

$\Delta T$  : diferencia de temperatura entre la superficie y la capa adyacente de fluido.

El coeficiente de transferencia de calor por convección  $h_c$  no es una propiedad del fluido. Es un parámetro determinado experimentalmente, que depende de todas las variables que influyen en la convección, como la geometría de la superficie, naturaleza del movimiento del fluido, propiedades del fluido y velocidad del flujo. Los valores de  $h_c$ , en W/(m<sup>2</sup> K), oscilan entre 2 y 25 para la convección libre de gases, entre 50 y 100 para convección libre de líquidos, entre 25 y 250 para convección forzada de gases, entre 50 y 20000 para la convección forzada de líquidos y entre 2500 y 100000 en el procesos de ebullición y condensación.

**Radiación:** es la energía emitida por la materia mediante ondas electromagnéticas (o fotones), como resultado de los cambios en las configuraciones electromagnéticas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y convección, la transferencia de energía por radiación no necesita de un medio entre un sistema y sus alrededores. En efecto, la transferencia de energía por radiación es más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre de atenuación en el vacío.

Un concepto importante dentro de los estudios de transferencia de calor es la radiación térmica, la cual es la forma de radiación emitida por los cuerpos debido a su temperatura. Todos los cuerpos por encima del cero absoluto emiten radiación térmica.

La radiación es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados. Sin embargo, la radiación suele considerarse como un fenómeno superficial en sólidos que son opacos a la radiación térmica, como los metales, la madera y las rocas, ya que la radiación emitida por las regiones internas de dichos materiales nunca puede alcanzar la superficie, y la radiación incidente en tales cuerpos suele ser absorbida a unos cuantos micrones de la superficie.

La tasa de radiación máxima que puede emitirse desde una superficie a una temperatura absoluta  $T_s$  está dada por la **ley de Stefan-Boltzmann** como

$$\dot{Q}_{emit,max} = \sigma AT_s^4 \quad (1-12)$$



Donde  $A$  es el área de la superficie y  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$  es la constante de Stefan-Boltzmann. La superficie ideal que emite radiación a esta tasa máxima recibe el nombre de cuerpo negro, y la radiación que emite se llama radiación del cuerpo negro. Las superficies reales emiten menor radiación en comparación con un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como:

$$Q_{emit} = \varepsilon \sigma A T_s^4 \quad (1-13)$$

donde  $\varepsilon$  es la emisividad de la superficie, cuyo valor se encuentra en el intervalo  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ , y es una medida de lo cerca que una superficie se aproxima a un cuerpo negro, para el cual  $\varepsilon = 1$ . La emisividad de algunas superficies se presenta en la tabla VIII.

**Tabla VIII. Emisividad de algunos materiales a 300 K**

Material	Emisividad
Hoja de aluminio	0.07
Aluminio anodizado	0.82
Cobre pulido	0.03
Oro pulido	0.03
Plata pulida	0.02
Acero inoxidable pulido	0.17
Pintura negra	0.98
Pintura blanca	0.9
Papel blanco	0.92-0.97
Pavimento de asfalto	0.85-0.93
Ladrillo rojo	0.93-0.96
Piel humana	0.95
Madera	0.82-0.92
Suelo	0.93-0.96
Agua	0.96

Fuente: Yonus Çengel. **Termodinámica tomo I**. Página 98

Otra propiedad importante de una superficie es su absorbencia,  $\alpha$ , que es la fracción de la energía incidente sobre la superficie que se absorbe. Al igual que la emisividad, su valor está en el intervalo  $0 \leq \alpha \leq 1$ . Un cuerpo negro absorbe toda la radiación que incide en él. Esto es, un cuerpo negro es tanto un absorbedor perfecto ( $\alpha = 1$ ) como un emisor perfecto.

En general, tanto los valores de  $\varepsilon$  como  $\alpha$  de una superficie dependen de la temperatura y de la longitud de onda de la radiación. La **ley de Kirchhoff** de la radiación establece que la emisividad y la absorbencia de una superficie son iguales a la misma temperatura y longitud de onda. En la mayoría de las aplicaciones prácticas, se ignora la dependencia de  $\varepsilon$  y  $\alpha$  de la temperatura y la longitud de onda, y la absorbencia promedio de la superficie se considera igual a su emisividad promedio. La tasa a la cual una superficie absorbe radiación se determina a partir de la ecuación (1-14):

$$\dot{Q}_{abs} = \alpha \dot{Q}_{inc} \quad (1-14)$$

donde  $\dot{Q}_{inc}$  es la tasa a la cual la radiación incide sobre la superficie y  $\alpha$  es la absorbencia de la superficie. En superficies opacas (no transparentes), la porción de la radiación incidente que no se absorbe se refleja.

La diferencia entre las tasas de radiación emitida por la superficie y la radiación absorbida es la transferencia de calor por radiación neta. En general, la determinación de la tasa neta de transferencia de energía por radiación es una tarea complicada, porque depende de las propiedades de las superficies, la orientación relativa entre ellas y la interacción del medio entre las superficies con la radiación. Sin embargo, en el caso especial de una superficie relativamente pequeña de emisividad  $\varepsilon$  y de área de superficie  $A$  a temperatura absoluta  $T_s$ , que está completamente encerrada por una superficie mucho más grande a temperatura absoluta  $T_{alr}$  separadas por un gas (como el aire) que no interacciona con la radiación (esto es, que la cantidad de radiación emitida, absorbida o dispersada por el medio es despreciable), la tasa neta de transferencia de calor por radiación entre estas dos superficies se determina de la ecuación siguiente.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A (T_s^4 - T_{alr}^4) \quad (1-15)$$

En este caso especial, la emisividad y el área de la superficie circundante no tienen ningún efecto en la transferencia de calor por radiación neta.

### 1.11.2 La ecuación general para la transferencia de calor

En la mayoría de situaciones prácticas, es muy inusual que la energía se transfiera a partir de un solo mecanismo de transferencia de calor.

La transferencia de calor total estará compuesta por dos o por los tres mecanismos mencionados en la sección anterior.

La ecuación general usada para calcular la transferencia de calor total a través de una superficie usada en procesos de diseño y que forma parte de la teoría de intercambiadores es la siguiente:

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (1-16)$$

donde:

$\dot{Q}$ : tasa de transferencia de calor por unidad de tiempo (W)

U: coeficiente total de transferencia de calor (W/m<sup>2</sup> K ó W/m<sup>2</sup> °C)

A: área de la superficie a través de la cual se transmite el calor (m<sup>2</sup>)

$\Delta T$  : diferencia de temperatura entre el fluido primario y el secundario

**Coficiente total de transferencia de calor (U):** este valor tiene en consideración tanto la resistencia a la transferencia de calor por conducción y convección entre dos fluidos separados por una pared sólida. El coeficiente total de transferencia de calor es el recíproco de la resistencia total a la transferencia de calor, el cual es la suma de las resistencias individuales.

El coeficiente total de transferencia de calor también tiene en consideración el grado de formación de impurezas sobre la superficie de transferencia de calor. La depositación de una capa de incrustación en esta área reducirá gradualmente la tasa de transferencia de calor. Esta capa de incrustación es producto de las impurezas de los fluidos, formación de herrumbre o reacciones entre el fluido y la pared.

La magnitud de los coeficientes individuales dependerá de la naturaleza del proceso de transferencia de calor, las propiedades físicas de los fluidos, las tasas de flujo y de la disposición física de la superficie de transferencia de calor.

Ya que la disposición física no puede ser establecida hasta que el área de transferencia de calor haya sido determinada, en el diseño de un intercambiador de calor es necesariamente un proceso iterativo. El punto de partida para ello usualmente involucra la selección de valores típicos del coeficiente total de transferencia de calor de varios tipos de intercambiadores de calor.

El cálculo de los coeficientes individuales es una tarea difícil, y en algunas situaciones es imposible debido a que los parámetros involucrados son desconocidos. Sin embargo, el uso de valores establecidos del coeficiente total de transferencia de calor será de gran ayuda para usos prácticos.

En la tabla IX se presentan valores del coeficiente total de transferencia de calor para intercambiadores de concha y tubos. En el capítulo 2 se presentan otras tablas para valores de 'U'.

**Tabla IX. Coeficientes totales de transferencia de calor para intercambiadores de calor de concha y tubos**

Fluido secundario a ser calentado	U (W/m <sup>2</sup> °C)
Agua	1500 – 4000
Solventes orgánicos	500 – 1000
Aceites ligeros	300 – 900
Aceites pesados	60 – 450
Gases	30 – 300
Soluciones acuosas (vaporizables)	1000 – 1500
Soluciones orgánicas ligeras (vaporizables)	900 – 1200
Soluciones orgánicas pesadas (vaporizables)	600 – 900

Fuente: *Spirax Sarco. Steam engineering principles and heat transfer- steam consumption of heat exchangers.* Página 9

En la sección 1.11.4 se presenta una definición formal del coeficiente total de transferencia de calor 'U'.

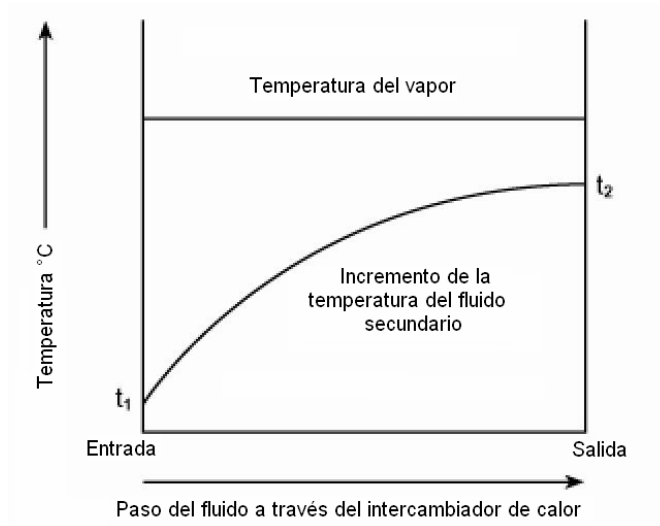
**Diferencia de temperatura ( $\Delta T$ ):** la ley de enfriamiento de Newton sostiene que la tasa de transferencia de calor depende de la diferencia de temperatura instantánea entre los medios. En el proceso de transferencia de calor, esta diferencia de temperatura variará tanto con la posición como en el tiempo. La ecuación general de transferencia de calor (ecuación 1-16) es una extensión de la ley de Newton del enfriamiento, donde la diferencia de temperatura es usada para establecer el área de transferencia de calor requerida para una tasa de transferencia de calor establecida.

**Diferencia de temperatura media ( $\Delta T_M$ ):** su determinación dependerá de la dirección del flujo. Los fluidos primario y secundario podrán circular en la misma dirección (flujo paralelo o en igual corriente), en dirección opuesta (contracorriente), o perpendiculares entre sí (cruzado).

Cuando se usa vapor saturado como fluido primario la temperatura de éste será constante, ya que la transferencia de calor es el resultado de un cambio de fase en el vapor. Como resultado, el perfil de temperatura no depende de la dirección del flujo.

Sin embargo, al pasar el fluido secundario por la superficie de transferencia de calor, la mayor tasa de transferencia ocurre en la entrada y progresivamente decae a lo largo de su recorrido hacia la salida. Esto se debe a que la diferencia de temperatura entre el vapor y el fluido secundario se reduce con el aumento de la temperatura del fluido secundario. La figura 29 presenta el perfil de temperaturas resultante.

**Figura 29. Incremento logarítmico de la temperatura del fluido secundario**



Fuente: Spirax Sarco, **Steam engineering principles and heat transfer-heat transfer**.

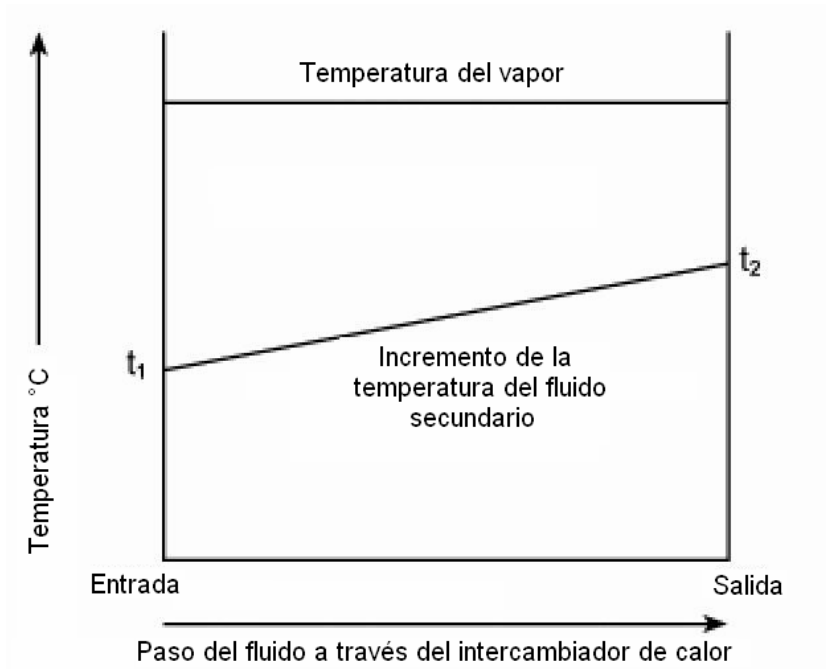
Página 5

El aumento en la temperatura del fluido secundario es no lineal y su mejor representación es por una curva logarítmica. Por este motivo se le conoce como diferencia de temperatura media logarítmica LMTD (*logarithmic mean temperature difference*) o  $\Delta T_{LM}$ .

Una forma fácil de calcular la diferencia de temperatura media es considerar la diferencia de temperatura media aritmética AMTD (*arithmetic mean temperature difference*) o  $\Delta T_{AM}$ . Este método considera un incremento lineal de la temperatura del fluido secundario y para cálculos manuales rápidos, brindará aproximaciones satisfactorias de la diferencia de temperatura media a ser usada en la ecuación 1-16. El perfil de la diferencia de temperatura media aritmética se presenta en la figura 30.



**Figura 30. Incremento lineal de la temperatura del fluido secundario**



Fuente: Spirax Sarco, *Steam engineering principles and heat transfer-heat transfer*.

Página 5

**Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD):** esta temperatura se define como sigue:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{P1} - T_{S1}) - (T_{P2} - T_{S2})}{\ln\left(\frac{T_{P1} - T_{S1}}{T_{P2} - T_{S2}}\right)} \quad (1-17)$$

donde:

$T_{P1}$ : temperatura del fluido primario a la entrada del intercambiador

$T_{P2}$ : temperatura del fluido primario a la salida del intercambiador

$T_{S1}$ : temperatura del fluido secundario a la entrada del intercambiador

$T_{S2}$ : temperatura del fluido secundario a la salida del intercambiador

Al considerar el vapor como el fluido primario, su temperatura permanecerá constante ( $T_{P1} = T_{P2}$ ), la ecuación 1-17 se simplifica como sigue:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{S2} - T_{S1})}{\ln\left(\frac{T_{P1} - T_{S1}}{T_{P2} - T_{S2}}\right)} \quad (1-18)$$

**Diferencia de temperatura media aritmética (AMTD):** para este caso, la temperatura queda definida como:

$$\Delta T_{AM} = \left(\frac{T_{P1} + T_{P2}}{2}\right) - \left(\frac{T_{S1} + T_{S2}}{2}\right) \quad (1-19)$$

donde:

$T_{P1}$ : temperatura del fluido primario a la entrada

$T_{P2}$ : temperatura del fluido primario a la salida

$T_{S1}$ : temperatura del fluido secundario a la entrada

$T_{S2}$ : temperatura del fluido secundario a la salida

Nuevamente, cuando el fluido primario es vapor la ecuación 1-19 se simplifica a:

$$\Delta T_{AM} = T_v - \left( \frac{T_{S1} + T_{S2}}{2} \right) \quad (1-20)$$

donde:

$T_v$ : temperatura del vapor

$T_{S1}$ : temperatura del fluido secundario a la entrada

$T_{S2}$ : temperatura del fluido secundario a la salida

Debido a que no hay cambio de temperatura en el lado del vapor, la temperatura AMTD normalmente provee un análisis satisfactorio del proceso de transferencia de calor.

Las ecuaciones 1-18 y 1-20 asumen que no hay un cambio en la capacidad térmica específica del coeficiente total de transferencia de calor, así como tampoco hay pérdidas de calor.

En realidad el coeficiente 'U' cambiará como resultado de las variaciones de temperatura, por las variaciones en las propiedades del fluido y por las condiciones de flujo. Sin embargo, en la mayoría de aplicaciones la desviación será prácticamente despreciable y el uso de los valores medios será aceptable.

En la mayoría de los casos el intercambiador de calor estará aislado de sus alrededores, pero no será 100% efectivo. Por lo tanto, la energía transferida entre el vapor y el fluido secundario no representará todo el calor que el fluido primario puede entregar.

### 1.11.3 Barreras para la transferencia de calor

Las paredes metálicas de los intercambiadores de calor no serán las únicas barreras para la transferencia de calor. Puede estar presente una película de aire, condensado e incrustación del lado del vapor. En el lado de la sustancia calentada puede haber parte de ésta que se haya quemado o incrustado así como una capa de sustancia estancada.

Agitación de la sustancia eliminará los efectos de la capa estancada, mientras una limpieza regular en el lado de la sustancia reducirá las incrustaciones.

Limpieza regular de la superficie del lado del vapor incrementará la tasa de transferencia de calor al reducir el espesor de cualquier capa de incrustación, sin embargo, esto no siempre será posible. Esta capa también se reducirá al poner atención a una correcta operación de la caldera, y al remover las gotitas de agua arrastradas con el vapor que acarrean impurezas desde la caldera.

**Película de condensación:** la eliminación de esta película no es tan simple. Cuando el vapor se condensa al proporcionar su entalpía de evaporación, gotitas de agua se formarán en la superficie de transferencia de calor. Esto continuará hasta formar una capa continua de condensado. La capa formada será entre 100 y 150 veces más resistente a la transferencia de calor que una superficie de acero, y 500 a 600 veces más resistente que el cobre.

**Formación de rocío:** este fenómeno se presenta cuando las gotas de agua en el área de transferencia de calor no se combinan inmediatamente unas con otras y no se forma una película continua de condensado. La tasa de transferencia de calor que puede alcanzarse durante este proceso es mucho mayor que la obtenida al formarse una película de condensado.

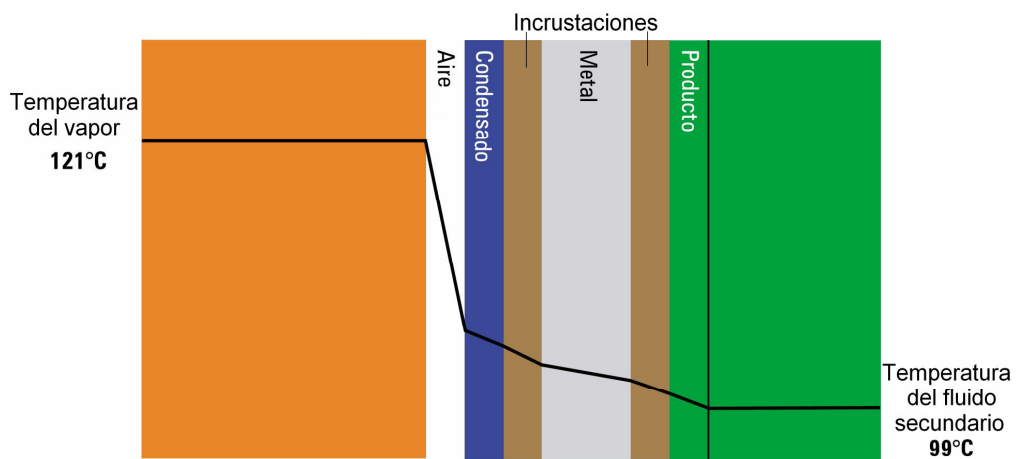
Como una mayor proporción del área de transferencia de calor es expuesta durante la formación del rocío, los coeficientes de transferencia de calor serán diez veces mayores que los esperados en la formación de la película de condensado.

En el diseño de intercambiadores de calor donde se promueve la formación del rocío, la resistencia térmica producida es despreciable en comparación con otras barreras para la transferencia de calor. Sin embargo, mantener las condiciones apropiadas para la formación del rocío ha probado ser bastante complicado.

Si la superficie es revestida con una sustancia que inhibe el escurrimiento del rocío, será posible mantenerlo durante un período de tiempo. Para este propósito, se han creado varios tipos de revestimientos como las siliconas, ceras y ácidos grasos que son aplicados en ocasiones a la superficie de transferencia de calor de los intercambiadores donde se desea la presencia del rocío. Sin embargo, estos revestimientos irán perdiendo gradualmente su eficiencia debido a la formación de óxidos o escorias, y eventualmente la formación de una película de condensado prevalecerá.

La figura 31 ilustra el efecto que las distintas capas aislantes (aire, condensado, incrustación y superficie metálica) producen en la reducción de la transferencia de calor.

**Figura 31. Gradiente de temperatura a través de las capas de aislantes**



Fuente: Spirax Sarco, *Steam engineering principles and heat transfer-heat transfer*. Página 9

Estas barreras para la transferencia del calor no solo incrementan el espesor de la capa conductiva, sino que reducen apreciablemente la conductividad térmica de la capa. Mientras mayor sea la resistencia de la capa al flujo de calor, más pronunciado será el gradiente de temperatura, como muestra la figura 31. Esto significa que para alcanzar una determinada temperatura para el fluido secundario, la presión del vapor deberá de ser significativamente mayor.

Para alcanzar las condiciones óptimas del fluido secundario y minimizar los costos de producción del vapor, se deberá de mantener una alta eficiencia de calentamiento al reducir el espesor de las capas aislantes. En la práctica, el aire tendrá la mayor repercusión en la eficiencia de la transferencia de calor, y su evacuación desde el sistema de distribución hará que la eficiencia no se vea perjudicada.

#### 1.11.4 Definición del coeficiente total de transferencia de calor

Los cinco términos comúnmente asociados con la transferencia de calor son:

- Tasa de transferencia  $\dot{Q}$  (W)
- Conductividad térmica  $k$  (W/m °C)
- Resistividad térmica  $r$  (m °C/W)
- Resistencia térmica  $R$  (m<sup>2</sup> °C/W)
- Transmisión térmica  $U$  (W/m<sup>2</sup> °C)

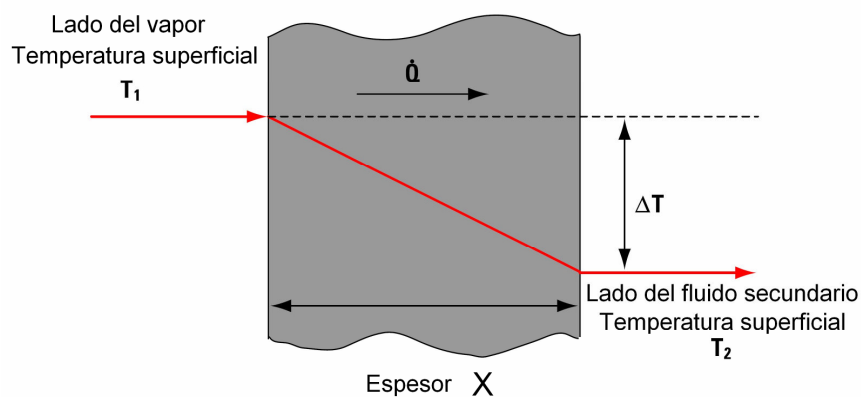
El método tradicional para calcular la transferencia de calor a través de una pared plana considera el uso de un coeficiente de transferencia de calor total 'U', o de forma más correcta, la transmisión térmica total entre un lado de la pared y el otro.

Valores para 'U' han sido tabulados para un amplio margen y combinación de materiales y fluidos y son influenciados por datos empíricos y por la experiencia en la operación de los equipos.

Previamente se mencionó que capas de condensado, aire, incrustación y restos de fluido secundario a ambos lados de la pared metálica tendrán un efecto significativo en la transmisión térmica total y por esto, es mejor considerar todo el proceso de transferencia de calor a través de una pared plana simple y luego incluir los efectos de barreras de capas múltiples.

**Transferencia de calor por conducción a través una pared plana simple:** se considera una pared metálica con propiedades térmicas uniformes.  $T_1$  y  $T_2$  son las temperaturas en ambos lados de la pared, cuyo espesor es  $x$ . La diferencia de temperatura entre las dos superficies es  $\Delta T$ . La figura 32 presenta una visión de lo anterior.

**Figura 32. Transferencia de calor por conducción, a través de una pared plana**



Fuente: Spirax Sarco, *Steam engineering principles and heat transfer-heat transfer*.

Página 10

Ignorando cualquier resistencia al flujo de calor entre las dos superficies, el proceso puede ser modelado usando la ley de Fourier para la conducción (ecuación 1-9):



$$\dot{Q} = kA \frac{\Delta T}{x} \quad (1-21)$$

donde:

$\dot{Q}$  : transferencia de calor por unidad de tiempo (W)

$A$  : área de transferencia de calor (m<sup>2</sup>)

$k$  : conductividad térmica de la barrera (W/m K ó W/m °C)

$\Delta T$  : diferencia de temperatura a través de la barrera (K ó °C)

$x$  : espesor de la barrera (m)

El término barrera hace referencia a una película resistiva a la transferencia de calor.

Es posible arreglar la ecuación (1-21) como sigue

$$\dot{Q} = A \frac{\Delta T}{(x/k)} \quad (1-22)$$

El término  $x/k$  es la razón entre el espesor de la barrera y la conductividad térmica del material. Si la longitud de la barrera ( $x$ ) se incrementa, el valor  $x/k$  aumentará, y si el valor de conductividad de la barrera ( $k$ ) incrementa, entonces el valor  $x/k$  disminuirá. Una característica que se obtiene de lo anterior es la resistencia térmica. Si la longitud de la barrera se incrementa, la resistencia al flujo de calor se incrementa; y si la conductividad térmica de la barrera aumenta, la resistencia al flujo decrecerá. Puede concluirse que el término  $x/k$  en la ecuación 1-22 se refiere a la resistencia térmica de una barrera de longitud conocida.

La ecuación 1-22 puede describirse en términos de la resistencia térmica  $R$ , donde

$$Resistencia = \frac{Espesor}{Conductividad} \qquad R = \frac{x}{k} \qquad (\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}) \qquad (1-23)$$

$$\dot{Q} = A \frac{\Delta T}{R} \qquad (1-24)$$

La resistencia térmica denota una característica de una barrera particular, y cambiará conforme su espesor y conductividad. En contraste, la habilidad de la barrera para resistir al flujo de calor no cambiará, al ser esta una propiedad física del material de la barrera. Esta propiedad se llama resistividad térmica; es el inverso de la conductividad térmica y se muestra en la ecuación (1-25).

$$r = \frac{1}{k} \qquad (1-25)$$

**Relación entre la resistencia total y el coeficiente total de transferencia de calor 'U':** el problema usual que debe de ser resuelto en las aplicaciones de transferencia de calor es determinar la tasa de transferencia, y esto puede hacerse usando la ecuación general para transferencia de calor (ecuación 1-16).

Al comparar las ecuaciones 1-16 y 1-24 debe de ser cierto que:

$$\dot{Q} = UA\Delta T = A \frac{\Delta T}{R}$$

y por lo tanto

$$U = \frac{1}{R} \quad (1-26)$$

Según lo expuesto anteriormente. se concluye que el valor de 'U' (transmisión térmica) es el inverso de la resistencia térmica.

**Flujo de calor a través una barrera de capas múltiples:** como se observa en la figura 31, una aplicación práctica será la pared de metal de un intercambiador de calor de tubos o de platos paralelos el cual utiliza vapor en un lado para calentar agua en el otro. También puede observarse la presencia de otras barreras las cuales atenúan la transferencia de calor, como películas de aire, condensado, incrustación, y una capa estacionaria de agua inmediatamente adyacente a la superficie de calentamiento (del lado donde pretende calentarse el agua).

Todas estas capas, incluyendo la resistencia de la pared metálica, contribuyen a que el calor encuentre obstáculos durante su flujo. Tal como ocurre en circuitos eléctricos en serie con cargas puramente resistivas donde la resistencia eléctrica total es la suma de las resistencias individuales, estas barreras pueden ser sumadas para formar una resistencia térmica total.

Por lo tanto:

$$U = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6} \quad (1-27)$$

donde:

$R_1$  : resistencia de la película de aire

$R_2$  : resistencia de la película de condensado

$R_3$  : resistencia de la película de incrustaciones en el lado del vapor

$R_4$  : resistencia de la pared de metal

$R_5$  : resistencia de la película de incrustaciones en el lado del agua

$R_6$  : resistencia de la película de producto secundario

Ya que la resistencia térmica es  $R = x/k$ , la ecuación 1-27 puede escribirse de la siguiente manera:

$$U = \frac{1}{x_1/k_1 + x_2/k_2 + x_3/k_3 + x_4/k_4 + x_5/k_5 + x_6/k_6} \quad (1-28)$$

donde:

$x_1, \dots, x_6$  son los espesores de las películas de aire, condensado, incrustación en el lado del vapor, espesor de la pared metálica, incrustación en el lado del agua y espesor de la capa de agua adyacente a la superficie metálica, respectivamente.

$k_1, \dots, k_6$  son las conductividades térmicas del aire, condensado, incrustación en el lado del vapor, pared metálica, incrustación en el lado del agua y película adyacente de agua a la pared metálica, respectivamente.

La conductividad térmica se verá afectada dependiendo del material de la película y por la temperatura. Atendiendo a lo anterior y como se ha venido diciendo con anterioridad, el aire posee una resistencia al flujo de calor de aproximadamente treinta veces en comparación con el agua.

Por esta razón, es relativamente más importante remover el aire contenido en la tubería de distribución de vapor antes que alcance el intercambiador de calor, que el eliminar la humedad del vapor transportado.

Comparando la resistencia del aire con la del acero, la del primero es de dos mil veces la del segundo; haciendo lo mismo con el cobre, la resistencia será veinte mil veces mayor.

Por lo tanto, debido a la alta resistencia del aire y del agua en comparación con el acero y el cobre, el efecto de una pequeña película de ambos fluidos en la resistencia total al flujo de calor será de grandes proporciones.

No existe ninguna razón práctica para cambiar de un sistema de calentamiento de tubos de acero por uno de tubos de cobre si las películas de aire y agua estarán presentes.

Las películas de aire y agua en el lado del vapor podrán ser erradicadas simplemente al instalar un separador de vapor y una trampa de flotador en el suministro de vapor de cada equipo, antes de la válvula de control de flujo. Las capas de incrustación en el lado del vapor podrán ser reducidas colocando filtros de malla en la misma línea.

La incrustación en el lado del producto es un poco más difícil de tratar, pero la limpieza regular del intercambiador de calor resulta ser una solución a este problema. Otra manera de reducir las incrustaciones es operar los intercambiadores de calor a presiones de vapor menores; esto reducirá la temperatura del vapor y la tendencia a la formación de incrustaciones provenientes del producto, especialmente si éste es una solución como la leche.

En la práctica otros factores influirán en el coeficiente total de transferencia de calor 'U', como las velocidades del vapor y el agua que circulan por el intercambiador de calor y por la combinación de transferencia de calor por convección y radiación.

Además, de ninguna manera será posible la eliminación completa del aire, humedad del vapor y formación de incrustaciones en el intercambiador de calor al instalar separadores de vapor y filtros en las líneas de distribución. Pero, cualquier esfuerzo por reducirlos su presencia en el sistema dará buenos resultados, y virtualmente se estará garantizando un incremento en la tasa de transferencia de calor tan pronto como se haga.



## 2. MEDICIÓN DEL CONSUMO DE VAPOR Y FORMAS PARA EL CALENTAMIENTO DE EQUIPOS TÉRMICOS

### 2.1 Métodos para estimar el consumo de vapor

El diseño óptimo para un sistema de vapor dependerá de la estimación correcta de la tasa de consumo de vapor de los equipos. Esto permitirá determinar el tamaño de las tuberías de distribución, así como los accesorios de la red, tales como válvulas de control y trampas de vapor y obtener los mejores resultados posibles. La demanda de vapor de una planta puede determinarse haciendo uso de los siguientes métodos:

- **Cálculos empleando ecuaciones:** éste método analiza los requerimientos de calor de los equipos por medio de las ecuaciones de transferencia de calor. Sin embargo, la transferencia de calor no es una ciencia exacta y puede existir la presencia de varias variables de índole desconocida que intervienen en el proceso; teniendo en cuenta esto, es posible hacer uso de datos experimentales obtenidos a partir de aplicaciones similares. Los resultados obtenidos usando éste método son bastante satisfactorios para la mayoría de aplicaciones.
- **Mediciones:** el consumo de vapor puede determinarse directamente por medio de mediciones, haciendo uso de equipo para medición de flujo de fluidos. Esto proveerá datos relativamente correctos en el consumo de vapor para una planta existente.



Sin embargo, para una planta que todavía se encuentra en la fase de diseño, o no ha entrado en funcionamiento, el método es de poco uso.

- **Capacidad térmica de los equipos:** este aspecto siempre se encuentra disponible en la placa de marca del fabricante que identifica al equipo. Estas capacidades usualmente expresan la cantidad de calor que consumirán los equipos, en kW o Btu, pero el consumo de vapor requerido, en kg/h, dependerá de la presión de operación del mismo.

Un cambio en cualquier parámetro de operación significará que la capacidad térmica del equipo según su valor de diseño y consumo real, dependiente de la carga que maneje, no será la misma.

A continuación se describe de manera detallada cada una de los métodos que pueden ser usados para estimar el consumo de vapor de los equipos.

### **2.1.1 Cálculos empleando ecuaciones**

En la mayoría de los casos, el calor contenido en el vapor es requerido para realizar dos cosas:

- Producir un cambio en la temperatura de un producto, esto se logra por medio de algún componente de calentamiento.
- Mantener la temperatura del producto mientras el calor se disipa por causas naturales o por motivos de diseño, esto se logrará al incluir un componente que absorba calor.

En cualquier proceso de calentamiento, el componente de calentamiento disminuirá su cantidad de proporcionar calor cuando la temperatura del producto se incremente. Sin embargo, el componente que absorbe calor incrementará su energía térmica cuando la temperatura del producto se mantiene constante. La demanda total de calor en cualquier instante será igual a la suma de estos dos componentes.

La ecuación usada para determinar la cantidad de calor requerida para aumentar la temperatura de una sustancia es la siguiente:

$$Q = mC_p\Delta T \quad (2-1)$$

donde:

$Q$  : cantidad de calor (kJ)

$m$  : masa de la sustancia (kg)

$C_p$  : calor específico a presión constante de la sustancia (kJ/kg °C)

$\Delta T$  : incremento de temperatura de la sustancia (°C)

Esta ecuación puede ser usada para determinar la cantidad total de calor requerida por un proceso. Sin embargo, no toma en consideración la tasa de transferencia de calor. Para establecer las tasas de transferencia de calor, los diversos tipos de intercambiadores de calor usados en diversas aplicaciones pueden ser divididos en dos categorías:

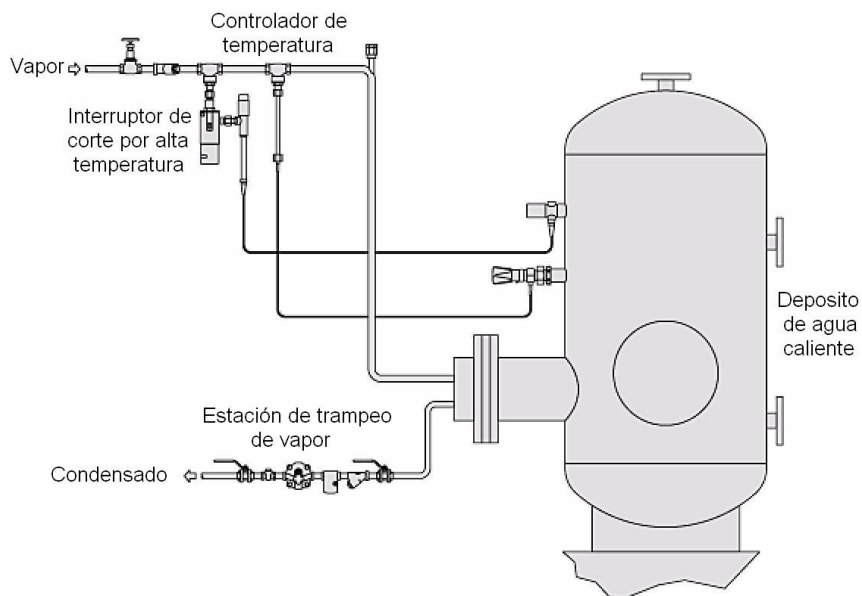
- Aplicaciones donde no hay flujo: donde el producto a ser calentado es una masa fija confinada en un recipiente.

- Aplicaciones donde hay flujo: donde un fluido calentador constantemente circula sobre la superficie de transferencia de calor.

### 2.1.1.1 Aplicaciones donde no hay flujo, tanques de almacenamiento

En este tipo de aplicaciones el fluido del proceso es encerrado en un recipiente. Un serpentín de vapor situado en el recipiente, o una camisa de vapor alrededor del mismo, constituirá el área de transferencia de calor. Ejemplos típicos incluyen depósitos de almacenamiento de agua caliente como se muestra en la figura 33 y tanques de almacenamiento de aceite combustible donde un tanque circular de acero es llenado con un líquido viscoso que requiere calor antes de ser bombeado.

**Figura 33. Depósito de agua caliente**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- methods of estimating steam consumption.* Página 3

En algunas aplicaciones donde no existe flujo del producto a ser calentado, el tiempo involucrado en el calentamiento no es de importancia crítica y puede ser ignorado. Esto reducirá tanto el consumo instantáneo de vapor como el tamaño de los equipos a usar. Sin embargo, en otros, como en vulcanizadoras, no solo será importante sino que también es crucial para el proceso.

Considérese dos procesos de calentamiento donde no hay flujo del producto, que requieren de la misma cantidad de energía térmica pero que se realizan en tiempos diferentes. Las tasas de transferencia de calor serán diferentes pero la cantidad total de calor transmitido será la misma.

La tasa de transferencia de calor para estas aplicaciones puede obtenerse al modificar la ecuación (2-1) como sigue:

$$\dot{Q} = \frac{mC_p\Delta T}{t} \quad (2-2)$$

donde:

$\dot{Q}$  : tasa de transferencia de calor (kW)

$m$  : masa del producto (kg)

$C_p$  : calor específico a presión constante de la sustancia (kJ/kg °C)

$\Delta T$  : cambio en la temperatura del fluido (°C)

$t$  : tiempo total durante el cual el proceso tiene lugar (s)

La ecuación (2-2) puede ser usada sin importar en que estado se encuentre la sustancia a ser calentada. Sin embargo, no tiene en consideración la transferencia de calor que se da cuando ocurre un cambio de fase. La cantidad de calor cedido por el vapor cuando se condensa queda determinada a partir de la ecuación (2-3).

$$Q = m_s h_{fg} \quad (2-3)$$

donde:

$Q$  : cantidad de calor (kJ)

$m_s$  : masa del vapor (kg)

$h_{fg}$  : entalpía específica de evaporación del vapor (kJ/kg)

El consumo de vapor puede determinarse a partir de la tasa de transferencia de calor y viceversa, a partir de la ecuación (2-4)

$$\dot{Q} = \dot{m}_s h_{fg} \quad (2-4)$$

donde:

$\dot{Q}$  : tasa de transferencia de calor (kW)

$\dot{m}_s$  : consumo de vapor (kg/s)

$h_{fg}$  : entalpía específica de evaporación del vapor (kJ/kg)

Si se asume que la transferencia de calor es 100% eficiente, entonces el calor provisto por el vapor debe de ser igual a los requerimientos caloríficos del fluido a ser calentado. Teniendo en cuenta lo anterior se puede realizar un balance de calor, en donde la energía suministrada y consumida es igual:

$$\dot{m}_s h_{fg} = \dot{Q} = \frac{m C_p \Delta T}{t} \quad (2-5)$$

donde:

$\dot{m}_s$  : consumo de vapor (kg/s)

$h_{fg}$  : entalpía específica de evaporación del vapor (kJ/kg)

$\dot{Q}$  : tasa de transferencia de calor (kW)

$m$  : masa del fluido secundario (kg)

$C_p$  : calor específico a presión constante de la substancia secundaria (kJ/kg °C)

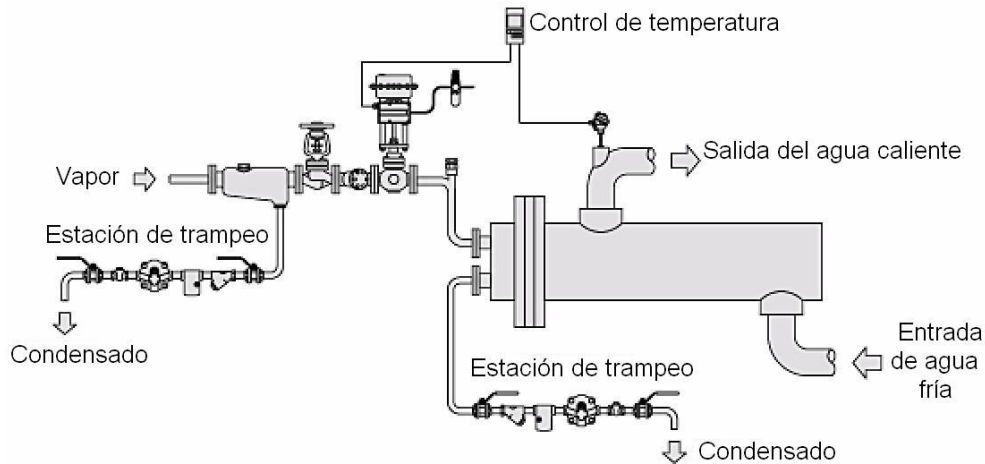
$\Delta T$  : incremento en la temperatura de la substancia secundaria (°C)

$t$  : tiempo total durante el cual el proceso tiene lugar (s)

### 2.1.1.2 Aplicaciones donde hay flujo, intercambiadores de calor

Aplicaciones típicas incluyen intercambiadores de concha y tubos, ver figura 34, e intercambiadores de platos paralelos, que proveen agua caliente a sistemas de calefacción o procesos industriales. Otro ejemplo sería una batería de calentamiento de aire donde el vapor cede su calor al aire que continuamente pasa por los serpentines.

**Figura 34. Intercambiador de concha y tubos**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- methods of estimating steam consumption.* Página 6

Para una tasa constante de flujo del fluido secundario, la carga de calor requerida ( $\dot{Q}$ ) es proporcional al aumento de la temperatura del fluido secundario. Esto se demuestra a continuación. De la ecuación (2-2) se observa lo siguiente: el flujo de la sustancia secundaria ( $m/t$ ) y el calor específico de la misma ( $C_p$ ) son constantes (para intervalos de temperatura no muy grandes).

Por lo tanto se tiene:  $\dot{Q} \propto \Delta T$ .

Ya que el flujo másico de la sustancia secundaria es  $m/t$ , el cual queda representado por  $\dot{m}$ , la ecuación (2-2) se puede escribir como

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (2-6)$$

Un balance de energía puede realizarse para aplicaciones donde existe el flujo de la sustancia secundaria, el cual sería de la forma siguiente:

$$\dot{m}_s h_{fg} = \dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (2-7)$$

Al momento de poner a trabajar un equipo de calefacción, la temperatura a la entrada será menor en comparación con la temperatura esperada cuando el equipo trabaje a su carga completa, produciendo una alta demanda de vapor. Si el período de calentamiento resulta de importancia para el proceso, el intercambiador debe de ser dimensionado para manejar el incremento en la demanda resultante.

Sin embargo, las cargas de calentamiento iniciales son ignoradas cuando se diseña el equipo, ya que ponerlo a funcionar desde una condición fría es poco frecuente, y el tiempo que toma el alcanzar las condiciones de operación no es importante. El área de calefacción del intercambiador se calcula a partir de las condiciones de operación del proceso.

En las aplicaciones de flujo de la sustancia secundaria, las pérdidas de calor del sistema son muy pequeñas en comparación con los requerimientos de calentamiento (calor de entrada al sistema), y usualmente se desprecian.

### **2.1.2 Medición del consumo de vapor por medio de medidores de flujo**

El uso de medidores de flujo para vapor permite cuantificar directamente el consumo de vapor de los equipos de planta. Estos pueden aplicarse para monitorear los resultados de los proyectos de ahorro de energía y para comparar la eficiencia de los equipos entre sí.



El vapor podrá ser cuantificado como un elemento de la cadena de valor del producto, y determinar de este modo el costo individual de cada línea de proceso. Existen varios tipos de medidores de flujo disponibles, los que resultan adecuados para vapor son:

- Placa de orificio
- Medidor tipo turbina
- Área variable
- Área variable con resorte precargado (*spring loaded variable area SLVA*)
- Tubo de Pitot
- Vórtice o remolino

Cada uno de los anteriores presenta ventajas y limitaciones para su uso. Para garantizar exactitud y un buen desempeño por parte de un medidor de flujo, es esencial tener en consideración el tipo de aplicación donde se planea utilizar.

A continuación se presenta una síntesis de las ventajas, desventajas y aplicaciones típicas de los medidores de flujo anteriormente mencionados.

#### **A. Placa de orificio**

##### **Ventajas:**

- Simple y robusto
- Buena exactitud
- Bajo costo
- No se requiere de calibración inicial ni recalibraciones posteriores

**Desventajas:**

- El rango efectivo de medición queda restringido a razones 4:1 y 5:1. Rango efectivo se define como el cociente entre la máxima y la mínima tasas de flujo que el medidor puede medir. Describe el intervalo de tasas de flujo sobre el cual el medidor trabajará dentro de márgenes de exactitud y tolerancia aceptables.
- Puede doblarse debido al golpe de ariete y obstruirse si el sistema está mal diseñado o mal instalado.
- El borde del orificio puede erosionarse con el tiempo, particularmente si el vapor está húmedo o acarrea suciedad. Esto alterará las características del orificio, y la precisión se verá afectada. Es necesario inspecciones y reemplazos regulares para asegurar un buen desempeño.
- La longitud libre de accesorios antes y después del medidor debe de ser tomada en cuenta. Se recomienda que se deje una longitud de 10 diámetros de tubería antes de la placa y 5 diámetros de tubería después del medidor para obtener buena exactitud.

**Aplicaciones típicas:**

- Cualquiera donde la relación de flujos no sobrepase los límites 4:1 y 5:1.

## **B. Medidor tipo turbina**

### **Ventajas:**

- Puede manejar relaciones de flujo hasta de 10:1 en instalaciones donde la turbina esté en perfectas condiciones.
- La exactitud es bastante razonable,  $\pm 0.5\%$  del valor de lectura.
- Costo relativamente bajo.

### **Desventajas:**

- Generalmente se calibran para determinadas presiones de línea. Cualquier variación en la presión del vapor conllevará a lecturas incorrectas a menos que un compensador de densidad sea incluido.
- Sí el fluido presenta características oscilatorias, es decir, su flujo posee cierta variabilidad en el tiempo, la velocidad de rotación del rotor de la turbina no será constante. Esto dará como resultado lecturas falsas del flujo del vapor.
- La humedad del vapor provocará daños en la rueda de la turbina y afectará la exactitud de la medición.
- Las mediciones de flujos de baja velocidad pueden no ser detectados, ya que no existe la suficiente energía cinética para hacer rotar la rueda de la turbina.

- El instrumento es sensible a la viscosidad del fluido. Si aumenta, la respuesta del medidor a bajas velocidades de flujo dará como resultado una relación no lineal entre el flujo y la velocidad de rotación de la turbina. Para contrarrestar este efecto es necesario hacer uso de programas computacionales que realicen la corrección correspondiente.
- El fluido debe de estar bien limpio (el tamaño de las partículas no deberá de ser mayor a los 100  $\mu\text{m}$ ) ya que el espacio entre la rueda de la turbina y el interior de la tubería es muy pequeño; la entrada de partículas puede dañar a la turbina alterando su desempeño, existirá un incremento en el desgaste de los cojinetes sobre los cuales el eje de la turbina está montado, particularmente a bajas velocidades de flujo, afectando la exactitud de la medición.

### **Aplicaciones típicas**

- Vapor sobrecalentado.
- Medición de líquidos, particularmente fluidos con propiedades lubricantes. El cuidado que debe de tenerse es el de remover el aire y otros gases.

### **C. Medidor de área variable**

#### **Ventajas:**

- Salida lineal.
- La relación de flujos que puede manejar es aproximadamente 10:1.
- De construcción simple y robusta.
- La caída en la presión es mínima y regularmente constante.

**Desventajas:**

- El tubo debe de ser colocado verticalmente.
- Debido a que las lecturas son tomadas visualmente, y el elemento que produce la lectura es un flotador, la exactitud es moderada.
- Como el medidor es transparente, esto limitará la temperatura y presión del vapor.

**Aplicaciones típicas:**

- Medición de gases
- Común en aplicaciones donde el fluido a medir es aire con velocidades de flujo bajas, comunes en operaciones de laboratorio.

**D. Área variable con resorte precargado (*spring loaded variable area SLVA*)****Ventajas:**

- Robusto
- Relaciones de flujo de 25:1 son alcanzadas con velocidades normales del vapor (25m/s), sin embargo altas velocidades pueden ser toleradas, ofreciendo relaciones de flujo de hasta 40:1.
- La exactitud que maneja el dispositivo es de  $\pm 2\%$  del valor de la lectura.

- Puede ser usado en sistemas de vapor saturado con la incorporación de sensores compensadores de temperatura y presión.
- El costo es relativamente bajo.
- La distancia de instalación requerida es pequeña.

**Desventajas:**

- Puede sufrir daños a largo plazo debido a una mala calidad del vapor (presencia de humedad y suciedad), a velocidades altas de flujo ( $> 30\text{m/s}$ ).

**Aplicaciones típicas:**

- Medición de flujos de vapor en líneas individuales.

**E. Tubo de Pitot:**

**Ventajas:**

- Presenta poca resistencia al flujo.
- Costo de adquisición bajo.
- El tubo puede usarse en diferentes diámetros de tubería.

**Desventajas:**

- La relación de flujos está limitada a 4:1
- Si el vapor está húmedo, el fondo de los agujeros pueden quedar obstruidos. Para evitar esto, algunos modelos se pueden instalar horizontalmente.
- Sensitivo a los cambios en la turbulencia del fluido y necesita ser cuidadosamente instalado.
- El mantenimiento del dispositivo debe de ser cuidadoso.
- Una medición en la caída de la presión incrementará la incertéza, especialmente si el fluido es vapor.
- El emplazamiento en la línea es crítico.

**Aplicaciones típicas:**

- Ocasionalmente usado para proveer una indicación de la tasa de flujo.
- Recomendado para medir flujo de líquidos.

**F. Vórtice o remolino****Ventajas:**

- Relaciones de flujo razonables (puede manejar altas velocidades de flujo y grandes caídas en la presión).

- No posee partes móviles.
- Baja resistencia al flujo.

**Desventajas:**

- A bajas velocidades de flujo, los pulsos no son generados y la lectura será baja o incluso cero.
- Las máximas mediciones de flujo se presentan en el rango de velocidades comprendido entre 80 y 100 m/s, las cuales presentarán problemas en sistemas que trabajan con vapor que contenga humedad y/o suciedad. Bajas velocidades encontradas en tuberías de vapor reducirán la capacidad del instrumento.
- Vibraciones pueden ocasionar errores en la precisión.
- La instalación es crítica ya que rebabas salientes o restos de soldadura pueden ocasionar remolinos, repercutiendo en la medición.
- Se requiere de grandes longitudes libres de accesorios para la instalación.

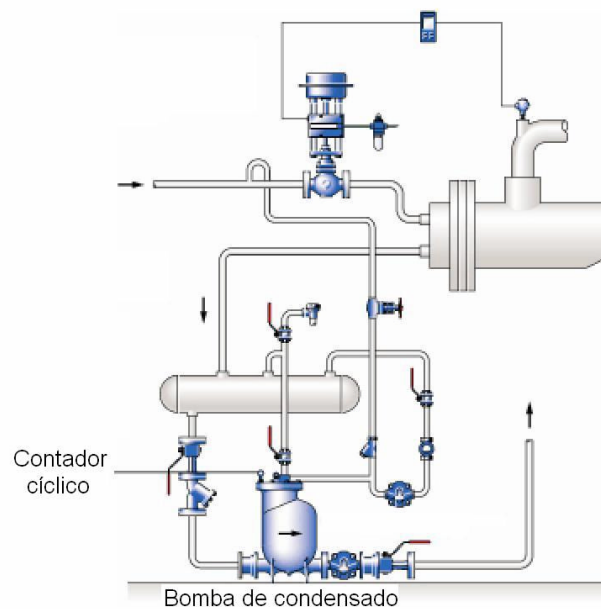
**Aplicaciones típicas:**

- Se puede usar en aplicaciones cercanas al punto de uso del vapor.
- Mediciones del flujo de los gases de combustión en calderas.



Un método poco común para estimar el consumo de vapor es incorporando un contador en el cuerpo de una bomba de desplazamiento positivo usada para bombear el condensado. Cada golpe de descarga es registrado, y esto es usado para calcular la cantidad de vapor condensado durante un intervalo de tiempo. La figura 35 muestra una bomba de desplazamiento positivo con un contador cíclico.

**Figura 35. Bomba de desplazamiento positivo con contador cíclico**



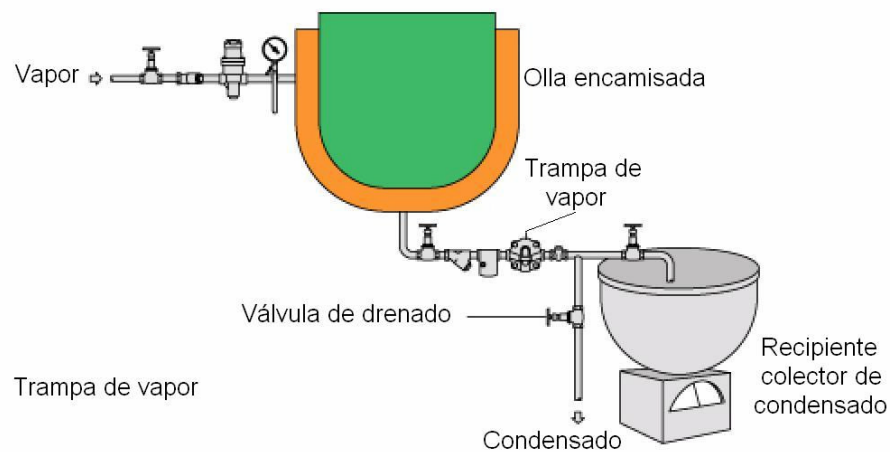
Fuente: Spirax Sarco, *Steam engineering principles and heat transfer- measurement of steam consumption*. Página 2

El consumo de vapor también puede determinarse directamente al medir la masa de condensado recolectado en un recipiente durante un periodo de tiempo. Esto provee un método más exacto que el hacer uso de cálculos teóricos si las pérdidas por vapor *flash* (las cuales no se tienen en consideración) son pequeñas.

Sin embargo, este método no podrá usarse en aplicaciones que involucren inyección directa de vapor, humidificación o procesos de esterilización, donde no es posible recolectar el condensado.

La figura 36 muestra una olla con camisa de vapor donde el condensado es colectado en un recipiente. En la misma, se muestra un recipiente vacío (que puede ser un tonel de aceite) conjuntamente con una balanza de plataforma. En plantas pequeñas el arreglo puede ser cambiado a una cubeta pequeña con una báscula de resorte. Éste sistema resulta ser bastante sencillo de armar y brindará buena exactitud en los resultados de las mediciones.

**Figura 36. Equipo para la medición del consumo de vapor a partir del condensado**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- measurement of steam consumption.* Página 3

El recipiente es inicialmente pesado con una cantidad suficiente de agua fría. El vapor es suministrado posteriormente al sistema, y cualquier condensado es descargado por debajo del nivel del agua en el contenedor para lograr la condensación de cualquier vapor *flash* que se pueda llegar a formar por la diferencia de presiones. Cuando no exista un aumento en el peso del recipiente durante un determinado período de tiempo, el consumo de vapor podrá ser determinado.

El método proporcionará la tasa de consumo de vapor, si el peso del condensado es anotado a regulares intervalos de tiempo durante la prueba.

Los picos en consumo quedarán claramente establecidos y podrán ser tomados en consideración al momento de establecer las capacidades de los equipos. Es importante tener en consideración que la prueba se realiza en sistemas que descargan el condensado en dispositivos que trabajan a la presión atmosférica. Si la prueba se realizará en equipos que posean cierta contrapresión, la capacidad de la trampa debe de ser tal que permita la presencia de esta.

El mayor cuidado que debe de tenerse es respecto a tener la seguridad de que sólo condensado será medido durante la prueba. Para el caso de la olla mostrada en la figura 36, será bueno drenarla completamente a través de la llave de purga antes de comenzar la prueba.

La prueba debe de repetirse varias veces para asegurar que los datos obtenidos son de confiabilidad y minimizar los errores en la mediciones. Es permitido realizar tres pruebas, como mínimo, bajo las mismas condiciones de operación y promediar los resultados para obtener un resultado real.

Se deben de descartar los resultados que sean muy diferentes de los obtenidos a lo largo de las mediciones, ya que estos no proporcionan información real de las condiciones de operación de los equipos.

### **2.1.3 Capacidad térmica de los equipos**

Algunos de los equipos usados en una planta están marcados con información referente a la demanda de vapor y calor que debe de suministrárseles para realizar su tarea. Estas especificaciones de diseño pueden ser tanto beneficiosas como engañosas. Usualmente las especificaciones involucran el aumento en la temperatura de cierta cantidad de aire, agua o cualquier otro fluido, utilizando vapor a determinada presión.

Estas especificaciones toman en consideración una razonable tendencia a la formación de incrustaciones en la superficie de transferencia de calor del intercambiador.

Debe de quedar claro que cualquier cambio de los factores involucrados en el proceso alterará la capacidad térmica esperada así como el consumo de vapor. Si el fluido secundario está más frío que lo especificado por el equipo se incrementará la demanda de vapor, mientras que un suministro menor de la cantidad de vapor reducirá la tasa neta de transferencia de calor.

La medición de la presión y de la temperatura puede realizarse fácilmente para hacer correcciones en las mismas. Sin embargo, la medición del flujo de un fluido no resulta ser tan fácil.

Deslizamientos indetectables de las fajas que mueven las poleas de ventiladores o de los impulsores de una bomba pueden llevar a que la resistencia esperada al movimiento sea menor de la esperada, repercutiendo en un aumento en la velocidad de flujo. Esto llevará a que la transferencia de calor no sea la esperada según las especificaciones de diseño.

Una fuente bastante común de errores se encuentra en hacer la suposición de que las especificaciones dadas por el fabricante serán las encontradas al momento de poner a funcionar los equipos a cierta carga. Un intercambiador puede llegar a trabajar con mayor o menor carga de la especificada para su diseño, pero la carga real que debe de manejar siempre tendrá que ser menor a la máxima. Claramente resulta de uso el tener información disponible sobre las capacidades térmicas de los equipos con que cuenta una instalación, pero el mayor cuidado que debe de tenerse es el aplicar esta información a la carga de trabajo que maneje el dispositivo.

Si tanto la carga de calentamiento (en kW) y la presión manométrica de operación del equipo se conocen (en bar g), la tasa de flujo del vapor necesaria para la operación puede determinarse a partir de la ecuación (2-8).

$$m_s = \frac{3600 Q}{h_{fg@P}} \quad (2-8)$$

donde:

$m_s$  : tasa de flujo del vapor (kg/h)

$Q$  : carga de calentamiento (kW)

$h_{fg@P}$ : entalpía de evaporación a la presión de operación del equipo (kJ/kg)

La figura 37 muestra una placa que identifica a un intercambiador de calor. Obsérvese que en ésta se presentan las presiones a las cuales deben de trabajar tanto la carcasa como los tubos. También se incluye la carga de calentamiento que el equipo puede manejar.

**Figura 37. Placa de identificación de un intercambiador de calor**

<b>XYZ Heat Exchanger Company</b>			
<b>Serial Number</b>		HX12345	
<b>Type and Size</b>		AB12345	
<b>Pressures</b>		Design	Test
	Shell	10.0 bar g	15.0 bar g
	Tube	17.0 bar g	25.5 bar g
	NWP	14.0 bar g	
<b>Main shell thickness</b>		5 mm	
<b>Date of hydraulic test</b>		1985	
<b>Design code - shell</b>		BS 853	
<b>Design code - tubes</b>		BS 853	
<b>Design rating</b>		250 kW	

Fuente: Spirax Sarco, *Steam engineering principles and heat transfer- thermal rating.*

## 2.2 Consumo de energía en tanques y tinas

El calentamiento de líquidos en tanques es un factor importante en procesos industriales, tales como los encontrados en plantas procesadoras de lácteos, tratamientos térmicos de metales e industrias textiles. El agua necesita ser calentada en aplicaciones de calefacción o en servicios; de manera similar, un líquido debe de ser calentado como parte del proceso en sí mismo, sea o no involucrada una reacción química. Los tanques comúnmente usados en el calentamiento de líquidos incluyen: tanques de alimentación de agua para calderas, evaporadores, ollas de cocimiento, calandrias y recalentadores.

Los tanques de calentamiento se clasifican de la siguiente manera:

- **Tanques totalmente cerrados:** como los usados para el almacenamiento de aceite combustible, y donde los cálculos de la carga de calentamiento son directos (ya que el contenido siempre estará en el interior del tanque). Este sería un sistema donde no hay flujo del fluido contenido en el recipiente, hasta que haya alcanzado una temperatura adecuada y sea bombeado.
- **Tanques abiertos en su parte superior:** donde los cálculos de la carga de calentamiento se dificultan por la introducción de artículos y materiales, o por las pérdidas debidas a la evaporación. A estos tanques se les conoce como tinas.

### 2.2.1 Tipos de tanques abiertos y cerrados usados en procesos

- **Tanque de alimentación de agua para calderas:** sirve como un recolector tanto del condensado recuperado como del agua tratada, para alimentar a la caldera. La razón por la cual se calienta el agua de alimentación es para reducir la cantidad de oxígeno que pueda ingresar a la caldera. Teóricamente, a 100°C habrá 0 ppm de oxígeno. Normalmente, estos tanques son operados a temperaturas de 80°C a 90 °C.
- **Tanques de agua caliente:** el agua caliente es necesaria en numerosos procesos industriales. El rango de temperaturas de operación está entre 40°C y 85°C, dependiendo de la naturaleza de la operación.
- **Tanques de desengrasado:** desengrasado es el proceso de eliminación de depósitos de grasa y aceite refrigerante de una superficie metálica, después de un proceso de maquinado y antes del proceso final de ensamble. En un proceso de esta naturaleza, el material es sumergido en una solución, la cual es calentada por medio de serpentines a una temperatura entre 90°C y 95°C.
- **Tanque de tratamiento de metales:** estos tanques, que en ocasiones son llamados tinajas, son usados en numerosas aplicaciones, tales como: remoción de incrustaciones y herrumbre, y aplicación de un revestimiento metálico a superficies. El rango de temperaturas comúnmente usadas para el tratamiento se encuentra entre 70°C y 85°C.



- **Tanques de almacenamiento de aceite:** estos tanques son usados para retener aceites que no pueden ser bombeados a temperatura ambiente, como los aceites combustibles pesados para calderas (*bunker*). A temperatura ambiente, los aceites pesados son muy espesos y deberá de incrementarse su temperatura en el rango de 30°C a 40°C para reducir su viscosidad y de esta manera lograr su bombeado.
- **Tanques de calentamiento usados en procesos industriales:** la tabla X presenta ciertos procesos que hacen uso de tanques de calentamiento, conjuntamente con las temperaturas a las cuales trabajan.

**Tabla X. Procesos industriales que utilizan tanques de calentamiento**

Industria	Proceso	Temperaturas típicas (°C)
Azúcar	Calentamiento del jugo de caña	80 a 85
Lácteos	Generación de agua caliente	80
Blindaje	Deposición de metales	70 a 85
Metal / acero	Eliminación de herrumbre e incrustaciones	90 a 95
Farmacéutica	Tanques de lavado	70
Hule	Calentamiento de aceites cáusticos	140

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- energy consumption of tanks and vats*. Página 3

### **2.2.2 Pérdidas y ganancias de calor**

Cuando se determina los requerimientos de calor de un tanque o tina empleado en un proceso de flujo, las demandas totales de calor consistirán de uno o todos de los factores que a continuación se menciona:

- El calor necesario para aumentar la temperatura del fluido desde una baja hasta su valor de operación.
- El calor requerido para aumentar la temperatura del recipiente desde una baja hasta su valor de operación.
- La pérdida de calor desde la superficie sólida del recipiente hacia la atmósfera.
- La pérdida de calor desde la superficie del líquido expuesto a la atmósfera.
- El calor absorbido por cualquier objeto frío sumergido o depositado en el fluido del proceso.

En muchas aplicaciones solamente algunas de las anteriormente mencionadas serán significativas. Por ejemplo, en el caso de un tanque de almacenamiento de aceite bien aislado, los requerimientos totales de calor consistirán únicamente del calor necesario para aumentar la temperatura del fluido.

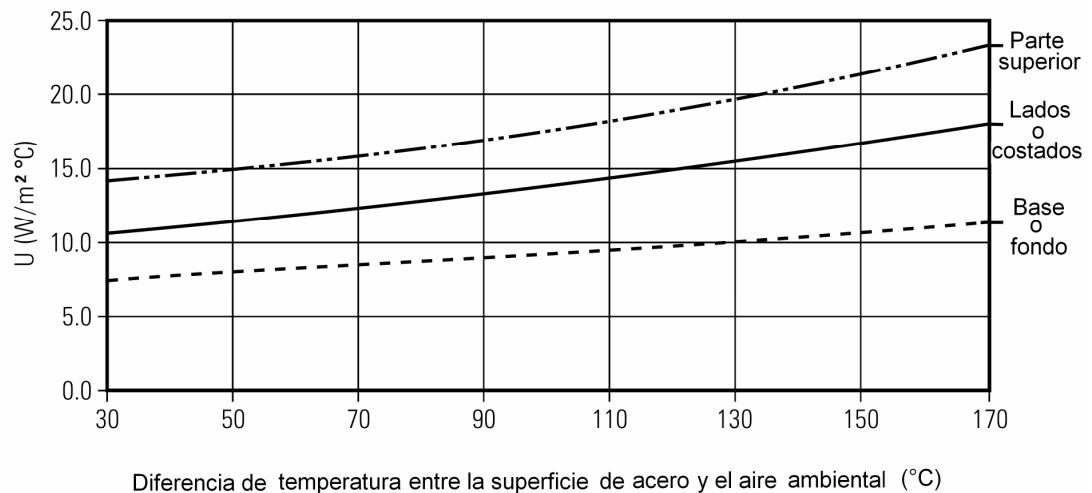
La energía requerida para aumentar la temperatura tanto del líquido como la del recipiente, así como la absorbida por cualquier objeto frío sumergido en el fluido, podrá calcularse a partir de la ecuación (2-2). El cálculo de los requerimientos de calor usando esta ecuación será bastante preciso.

La pérdida de calor desde el recipiente y desde las superficies del líquido podrá determinarse usando la ecuación (1-16). Sin embargo, el cálculo real de las pérdidas de calor resultará ser más complejo, y en ocasiones deberá de hacerse uso de datos empíricos, o por medio de tablas que hacen varias suposiciones. De lo anterior se sigue que los cálculos de la pérdida de calor serán menos exactos.

#### **2.2.2.1 Pérdidas de calor desde las superficies sólidas del recipiente hacia la atmósfera**

El calor se transmitirá siempre y cuando exista una diferencia de temperatura entre las superficies y el aire que las rodea. La figura 38 proporciona los coeficientes totales de transferencia de calor 'U' típicos para láminas de acero lisas expuestas al aire ambiental.

**Figura 38. Coeficientes típicos de transferencia de calor para láminas de acero lisas**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- energy consumption of tanks and vats.* Página 4

Si el fondo del tanque no está expuesto al aire ambiental, pero está colocado en el suelo, es usual considerar la pérdida de calor desde esta superficie como despreciable, y puede ignorarse en los cálculos.

Es necesario hacer una corrección para los valores del coeficiente total de transferencia de calor cuando se utilizan diversos espesores de material aislante. Los factores multiplicativos son:

- Para una capa de aislante de 25 mm de espesor, el valor de 'U' deberá de multiplicarse por un factor de 0.2.
- Si el espesor es de 50 mm, el valor de 'U' se debe multiplicar por 0.1.

Los datos proporcionados por la figura 38 son aplicables únicamente cuando el aire presenta condiciones de quietud (baja velocidad). La tabla XI presenta los factores multiplicadores que deben de aplicarse a los valores de 'U' si se considera la velocidad del aire que circula sobre las superficies metálicas. Sin embargo, si la superficie se encuentra bien aislada, el aire no tendrá ningún efecto que incremente la pérdida de calor por un valor no mayor al 10%.

**Tabla XI. Efecto de la transferencia de calor con el movimiento del aire**

Velocidad (m/s)	0	0.5	1.0	2.0	3.0
Factor multiplicador	1.0	1.3	1.7	2.4	3.1

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- energy consumption of tanks and vats.* Página 4

Para tanques de almacenamiento de aceite combustible, los valores dados por la tabla XII podrán usarse para realizar los cálculos.

**Tabla XII. Coeficiente total de transferencia de calor para tanques de almacenamiento de aceite**

Posición del tanque	Diferencia de temperatura entre el aceite y el aire	Valores para U (W/m <sup>2</sup> °C)	
		Con revestimiento	Sin revestimiento
No expuesto	hasta 10°C	6.8	1.7
	hasta 27°C	7.4	1.8
	hasta 38°C	8.0	2.0
Expuesto	hasta 10°C	8.0	2.0
	hasta 27°C	8.5	2.1
	hasta 38°C	9.1	2.3
Bajo tierra	cualquier temperatura	6.8	

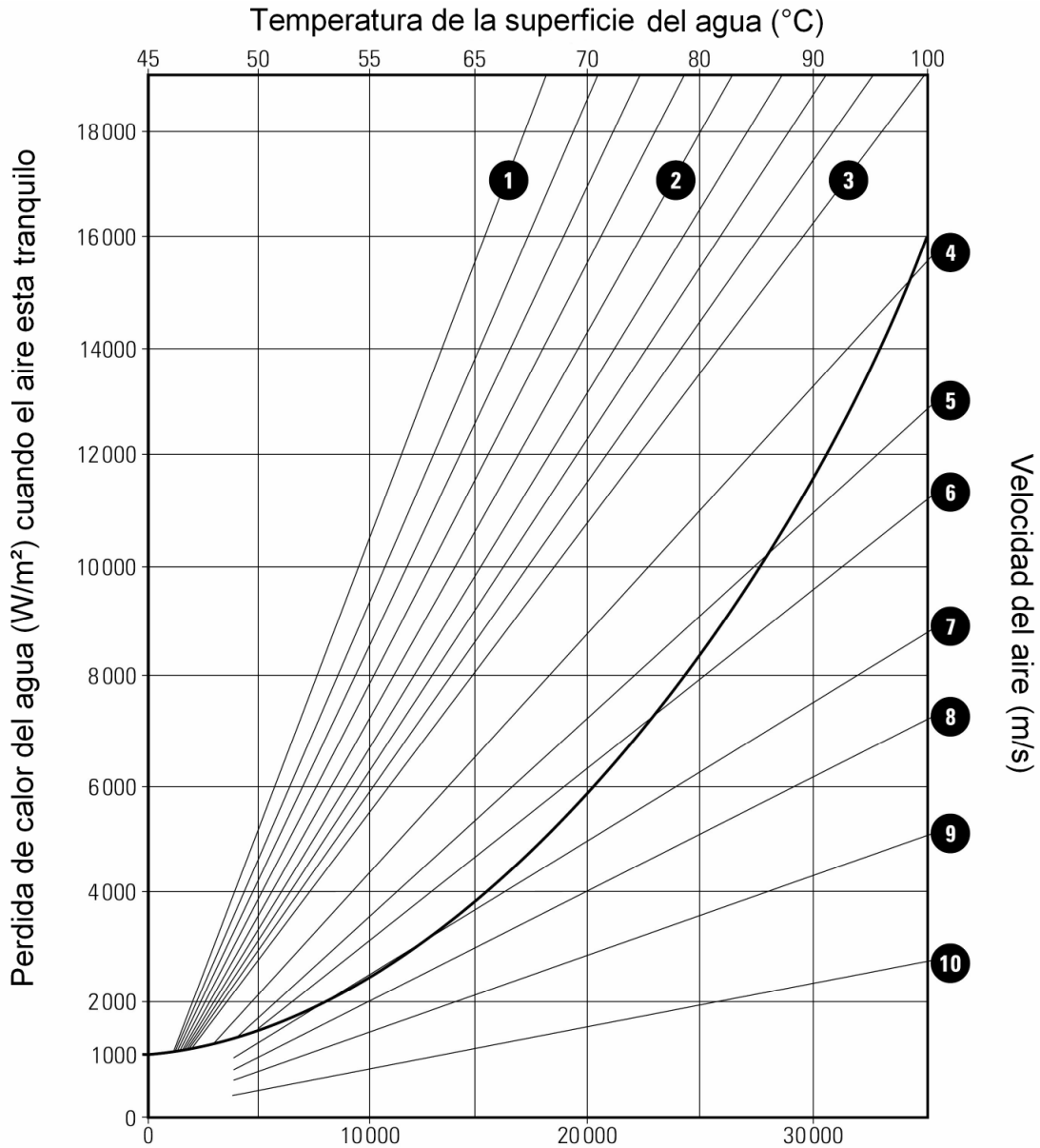
Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- energy consumption of tanks and vats.* Página 4

### **2.2.2.2 Pérdidas de calor desde las superficies del líquido hacia la atmósfera**

La figura 39 muestra la pérdida de calor desde las superficies del agua según la temperatura de éstas y la velocidad del aire que pasa a través de ellas. En la carta, se considera aire tranquilo el que tiene una velocidad de 1 m/s. La carta proporciona la pérdida de calor en  $W/m^2$ . Esto quiere decir que el valor proporcionado por la gráfica se debe de multiplicar por el área de la superficie para obtener la tasa de transferencia de calor. Las pérdidas de calor desde las superficies del agua, como se muestran en la figura 39, no son significativamente afectadas por la humedad del aire.

Para determinar la pérdida de calor según la gráfica, se debe de seleccionar la temperatura de la superficie del agua a partir de la escala superior. Una línea vertical debe de ser proyectada hacia abajo de tal manera que corte a la curva de pérdida de calor (la que aparece más marcada). Para condiciones donde el aire se encuentra tranquilo, una línea deberá de proyectarse horizontalmente desde la intersección entre las vertical y la curva hacia el lado izquierdo de la gráfica. Si se conoce la velocidad del aire, entonces una línea horizontal deberá de proyectarse hacia la izquierda o derecha del punto de intersección hasta que corte a la correspondiente línea de velocidad. Una proyección verticalmente hacia abajo revelará la pérdida de calor en la escala inferior.

**Figura 39. Pérdida de calor desde las superficies del agua**



Perdida de calor del agua ( $W/m^2$ ) cuando el aire esta en movimiento

Fuente: Spirax Sarco, **Steam engineering principles and heat transfer- energy consumption of tanks and vats**. Página 5

En la mayoría de casos, la pérdida de calor desde las superficies del líquido se desea que sea lo más significativo posible. En la práctica, la pérdida de calor queda limitada al recubrir las superficies que rodean al líquido con capas de poliestireno que proporciona una cubierta aislante. La mayoría de ollas encamisadas, tanques y tinas están selladas con tapas.

## **2.3 Calentamiento con serpentines y camisas de vapor**

Existen diferentes maneras para realizar el calentamiento de recipientes que contienen fluido o producto. Una de estas opciones es conocida como método indirecto, el cual incluye las siguientes opciones:

- **Serpentines de vapor sumergidos:** es una opción muy común, la cual se caracteriza por colocar dentro de un recipiente un serpentín metálico que conduce vapor, que a su vez se encuentra rodeado en un fluido de proceso.
- **Camisas de vapor:** el vapor circula en el espacio anular entre la camisa y las paredes del recipiente, y el calor es transmitido a las paredes del recipiente.

### **2.3.1 Serpentines de vapor sumergidos y válvula de control de flujo**

El uso de tanques con serpentines es particularmente común en aplicaciones de barcos cargueros, como es el caso de buques petroleros y barcos que transportan aceites comestibles, grasas y melazas. Estos calientan su contenido en recipientes de gran profundidad. Muchos de éstos líquidos son difíciles de manejar a temperatura ambiente debido a su viscosidad.



Los serpentines son usados para incrementar la temperatura, disminuyendo su viscosidad y así lograr una facilidad para su posterior bombeo.

También es común usarlos en el proceso como electrodeposición o galvanoplastia y tratamiento de metales. La electrodeposición consiste en depositar capas sólidas metálicas mediante electrólisis (descomposición de un cuerpo haciendo pasar por su masa una corriente eléctrica.) Uno de los primeros pasos en este proceso es conocido como descapaje (*pickling*), donde materiales como el acero y el cobre son sumergidos en tanques de ácido o soluciones cáusticas para remover incrustaciones u óxidos que se hayan formado durante su procesamiento.

### **2.3.1.1 Dimensionado de los serpentines**

Determinado el requerimiento de energía térmica para un proceso, según se menciona en la sección anterior, y con el conocimiento de la presión y temperatura que mantendrá el serpentín, el área de transferencia de calor puede determinarse haciendo uso de la ecuación (1-16).

El área de transferencia de calor calculada es equivalente al área del serpentín, y se estará en capacidad de dimensionar apropiadamente el tamaño del mismo.

### **2.3.1.2 Determinación de los valores de 'U'**

Para calcular el área de transferencia de calor, se deberá de escoger un valor del coeficiente total de transferencia de calor 'U'. Éste variará considerablemente con las propiedades térmicas y de transporte tanto del fluido primario, como del secundario, así como por otras consideraciones.

En las superficie exterior del serpentín existirá una frontera térmica donde hay un gradiente de temperatura entre esta y el volumen de fluido. Si la diferencia de temperatura es relativamente grande, la convección natural será significativa y el coeficiente de transferencia de calor será alto.

Una circulación asistida (como una agitación) inducirá una convección forzada, que resultará en coeficientes más altos. Ya que la convección depende parcialmente del movimiento de la masa de fluido contenida en el recipiente, la viscosidad (que varía con la temperatura) cambiará con este movimiento.

Variaciones adicionales también pueden ocurrir en el lado del vapor del serpentín, especialmente en longitudes grandes de tubería. A la entrada del serpentín, el vapor deberá de ser suministrado a alta velocidad y relativamente libre de humedad. Sin embargo, conforme el vapor recorre la longitud del serpentín, la velocidad irá disminuyendo, y el contenido del serpentín será parcialmente condensado.

En serpentines muy largos, una caída significativa en la presión ocurrirá a lo largo de éste. Para alcanzar la temperatura de funcionamiento del serpentín, se deberá incrementar la presión media de entrada en un 75%. En ciertos casos la presión puede aumentarse en un 40%.

Otra variable que se debe de tomar en cuenta para determinar los valores de 'U' es el material del que está fabricado el serpentín. La conductividad térmica del material puede variar significativamente. Sin embargo, la transferencia total de calor es gobernada en gran parte por la resistencia térmica de las capas que se forman, como se mencionó en la sección 1.11.3, y la conductividad térmica del material del serpentín no es tan significativa como si lo es el efecto combinado de las capas resistivas.

**Tabla XIII. Coeficientes totales de transferencia de calor para serpentines sumergidos en agua**

<b>Coeficiente total de transferencia de calor</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup> °C)</b>
Diferencia de temperatura entre el vapor y el agua alrededor de 30°C	550 - 1300
Diferencia de temperatura entre el vapor y el agua alrededor de 60°C	1000 - 1700
Diferencia de temperatura entre el vapor y el agua alrededor de 110°C	1300 - 2700
<b>Tasas recomendadas</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup> °C)</b>
Serpentines de baja presión (< 2 bar g) con circulación natural del agua	550
Serpentines de alta presión (> 6 bar g) con circulación natural del agua	1100
Serpentines de baja presión (< 2 bar g) con circulación forzada del agua	1100
Serpentines de alta presión (> 6 bar g) con circulación forzada del agua	1700

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- heating with coils and jackets.* Página 3

La tabla XIII provee coeficientes totales de transferencia de calor típicos para varias disposiciones de serpentines de vapor sumergidos. Los valores de 'U' entre 2 bar g y 6 bar g se pueden determinar por medio de interpolación.

Usualmente, los valores proporcionados por la tabla XIII aplicarán en instalaciones donde el vapor es suministrado con un alto grado de pureza (que incluye secado y limpieza), los serpentines son pequeños y existe un buen sistema de drenado de condensado. Por otra parte, los valores más pequeños se presentarán en situaciones en donde el vapor es de baja calidad, los serpentines son largos y el sistema de drenado de condensados es deficiente.

Los coeficientes recomendados serán aplicables a situaciones y condiciones de operación típicas. Las tasas recomendadas se han determinado de manera empírica, y permitirán la aplicación de márgenes de seguridad para el dimensionado de los serpentines.

En el caso de fluidos diferentes al vapor de agua, el coeficiente de transferencia de calor variará de manera más pronunciada debido a la manera como la viscosidad se ve afectada por la temperatura. Sin embargo, los valores presentados en la tabla XIV servirán como una guía para sustancias comúnmente encontradas, mientras que la tabla XV proporciona áreas superficiales típicas de tuberías por metro de longitud.

**Tabla XIV. Valores de 'U' para serpentines sumergidos en varios tipos de líquidos**

<b>Presiones medianas del vapor (2 - 6 bar g) convección natural del líquido</b>		<b>U (W/m<sup>2</sup> °C)</b>
Aceites ligeros		170
Aceites pesados		80 - 110
* Grasas		30 - 60
<b>Presiones medianas del vapor (2 - 6 bar g) convección forzada del líquido</b>		<b>U (W/m<sup>2</sup> °C)</b>
Aceites ligeros	(200 sec Redwood a 38°C)	550
Aceites de peso mediano	(1000 sec Redwood a 38°C)	340
Aceites pesados	(3500 sec Redwood a 38°C)	170
** Sebos	(10000 sec Redwood a 38°C)	85
* Grasas	(50000 sec Redwood a 38°C)	55

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- heating with coils and jackets.* Página 3

\* Algunos materiales como la melaza y la margarina son sólidas a temperatura ambiente pero poseen fluidez al fundirse.

\*\* Sebos comerciales frecuentemente contienen agua y su viscosidad es pequeña.

**Tabla XV. Áreas superficiales nominales de tubería de acero por metro longitudinal**

Tamaño del agujero (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100
Área superficial (m <sup>2</sup> /m)	0.067	0.085	0.106	0.134	0.152	0.189	0.239	0.279	0.358

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- heating with coils and jackets.* Página 3

### 2.3.1.3 Disposiciones de serpentines

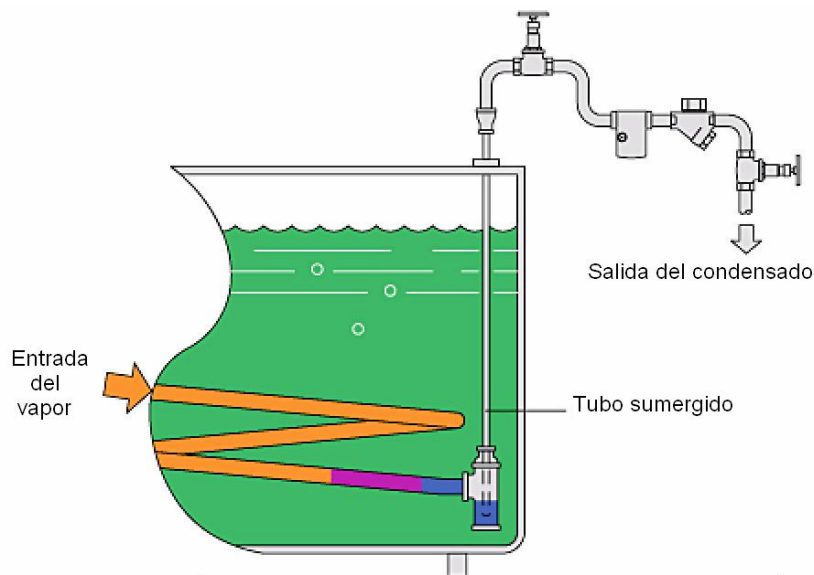
El diseño y la disposición del serpentín de vapor dependerá del fluido secundario a ser calentado. Cuando éste es una solución corrosiva, es normalmente recomendado que las conexiones a la entrada y salida sean en los bordes del tanque. No es recomendable realizar perforaciones a través de los revestimientos protectores contra la corrosión del tanque. Esto asegurará que no habrá puntos débiles en los forros protectores del tanque, donde existe el riesgo de goteo de líquidos corrosivos. En estas situaciones el serpentín en sí mismo deberá de ser fabricado de materiales resistentes a la corrosión como acero con recubrimientos metálicos tales como estaño y zinc (galvanizado). También es común usar serpentines hechos de cobre y cuando se necesita alta resistencia a agentes muy corrosivos (como el caso del ácido sulfúrico) se emplean aleaciones de titanio.

Sin embargo, donde no haya peligro de corrosión, se deberá de evitar colocar la entrada y salida del serpentín desde la parte alta del tanque. En estos casos, tanto la entrada como la salida del serpentín se debe de hacer a través del cuerpo del tanque. La presencia de cualquier elevación en el recorrido del serpentín resultará en una inundación parcial del serpentín, y posiblemente se tengan problemas de golpe de ariete, ruido y goteo desde la línea principal.

Los serpentines de vapor generalmente deberán de tener una caída gradual desde la entrada hasta la salida para asegurar que el condensado será descargado por la salida del serpentín y que no se acumulará en el fondo del mismo.

Cuando no es posible evitar un levantamiento a la salida (o entrada) del serpentín, es necesario incluir en el diseño un sello en el fondo de la elevación así como un pequeño tubo sumergido, como muestra la figura 40.

**Figura 40. Tanque con un tubo de descarga en alto**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- heating with coils and jackets*. Página 8

El arreglo permite que una pequeña cantidad de condensado recolectado actúe como un sello de agua, y previene el bloqueo por vapor. Sin este sello, el vapor pasará sobre cualquier condensado recolectado el fondo del tubo, y cerrará la trampa que se encuentre en la parte superior, como muestra la figura 40.

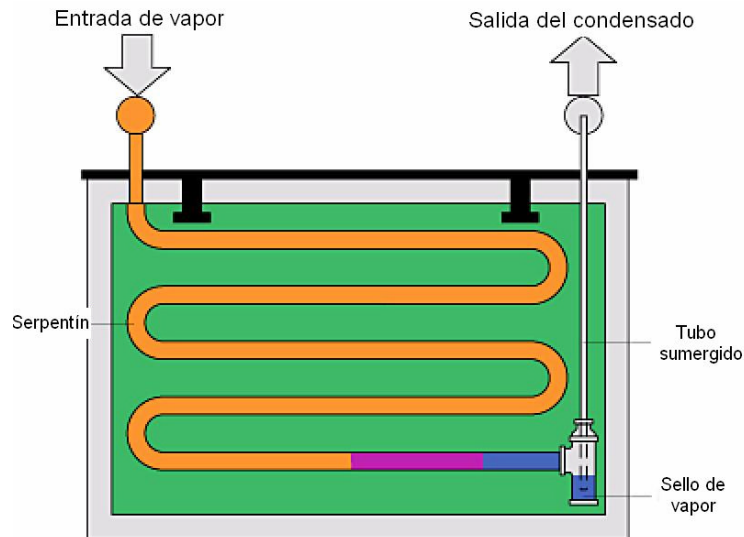
El nivel de condensado subirá y formará un sello de agua temporal, impidiendo que el vapor entre en el fondo del serpentín y la trampa. La trampa permanecerá cerrada hasta que el vapor bloqueado se condense, tiempo durante el cual el serpentín irá inundándose continuamente. Cuando el vapor se ha condensado y la trampa se abre, una corriente de agua es descargada. Tan pronto como el sello de agua se rompe, el vapor entrará por el tubo sumergido y cerrará la trampa, y la columna de agua caerá hacia el fondo del serpentín.

El pequeño tubo ascendente permitirá que un pequeño volumen de vapor sea bloqueado durante su ascenso. Permitirá que la columna de agua se mantenga en su posición sin la necesidad de la ayuda de burbujas de vapor, asegurando que el condensado fluya continua y seguramente hacia fuera del sistema.

Si el proceso incluye sumergir artículos dentro de un líquido, no es conveniente instalar el serpentín en el fondo del tanque, ya que puede ser dañado por los objetos que son sumergidos en la solución. Además, durante algunos procesos, se depositarán residuos pesados en el fondo del tanque y rápidamente cubrirán la superficie exterior del serpentín, inhibiendo la transferencia de calor.

Por esta razón, siempre se hace uso de serpentines suspendidos en industrias como la del galvanizado. En estos casos, el arreglo de los serpentines es como muestra la figura 41. Este arreglo deberá de ser acompañado de un sello de agua y un pequeño tubo sumergido. La situación mostrada tiene las ventajas de ser tanto fácil de instalar como de remover, para que se pueda realizar limpiezas periódicas, de ser necesarias.

**Figura 41. Serpentín suspendido**



Fuente: Spirax Sarco, *Steam engineering principles and heat transfer- heating with coils and jackets*. Página 9

Si se depositará en el fondo del tanque artículos, no será posible hacer uso de ninguna clase de agitación para inducir la convección y prevenir la formación de gradientes de temperatura en el tanque. Ya sea que se utilicen serpentines en el fondo del tanque o en suspensión, es esencial que estén adecuadamente recubiertos para que el calor sea distribuido lo más uniformemente posible.

Para una buena distribución del serpentín es necesario tener en consideración tanto la longitud como el diámetro de éste. Una longitud muy corta o cuando el diámetro es demasiado grande no se tendrá una adecuada distribución de la temperatura. Sin embargo, una longitud continua grande dará como resultado la presencia de gradientes de temperatura debido a la caída en la presión del vapor, repercutiendo en el calentamiento del líquido secundario.



#### **2.3.1.4 Disposición de las válvulas de control**

El arreglo para el control del flujo del vapor deberá de ser de una o dos válvulas conectadas en paralelo. Una sola válvula de control, que pueda manejar grandes flujos de vapor presentes al momento de poner en operación un equipo, no será capaz de controlar el flujo cuando éste decaiga al momento de mayor demanda. Esto causará que el control de la temperatura sea errático. Una alternativa a esto es instalar dos válvulas de control de temperatura en paralelo con las siguientes características:

- Una válvula (de operación) dimensionada para controlar las tasas bajas de flujo.
- Una válvula secundaria (de arranque) cuya capacidad se encuentre entre la de la primera válvula y la máxima tasa de flujo esperada.

La válvula de arranque estará calibrada (*set point*) ligeramente por debajo de la de operación para que así se cierre primero, dejando que la válvula de operación controle al sistema a bajas cargas.

#### **2.3.1.5 Dimensionado de la válvula de control**

El serpentín ha sido dimensionado a partir de los valores del coeficiente de transferencia de calor. Sin embargo, será mejor dimensionar la válvula de control de tal manera que suministre la máxima carga de vapor, esto es, el flujo de vapor presente en el momento del arranque del equipo. Con serpentines largos contenidos en tanques, esto ayudará a mantener cierta presión a lo largo de la longitud del mismo cuando se suministra el vapor, contribuyendo también a empujar el condensado hacia el sistema de trapeo.

Si el dimensionado de la válvula se hiciera de la misma forma como al dimensionar la superficie del serpentín, la presión del vapor al momento de poner en operación un equipo será baja y el serpentín quedará inundado.

### **2.3.1.6 Dispositivo para drenado de condensado**

La selección y el dimensionado de este dispositivo, estará influenciado por la contrapresión del sistema. El dispositivo debe de ser dimensionado de tal forma que cumpla con las siguientes condiciones:

- Dejar pasar todo el flujo de vapor que se ha condensado a la presión crítica ( $P_2 = 0.58P_1 = P_{cr}$ , donde  $P_1$  es la presión a la entrada del dispositivo y  $P_2$  es la presión a la salida del mismo) bajo condiciones de carga total. Es decir, el flujo máximo que una válvula de control de flujo dejará pasar cuando la caída en la presión es crítica.
- Dejar pasar toda la carga de condensado cuando la presión del vapor en el serpentín se iguala a la contrapresión impuesta por la trampa de vapor. Esto se conoce como la carga de condensado de atascamiento (*stall load*).

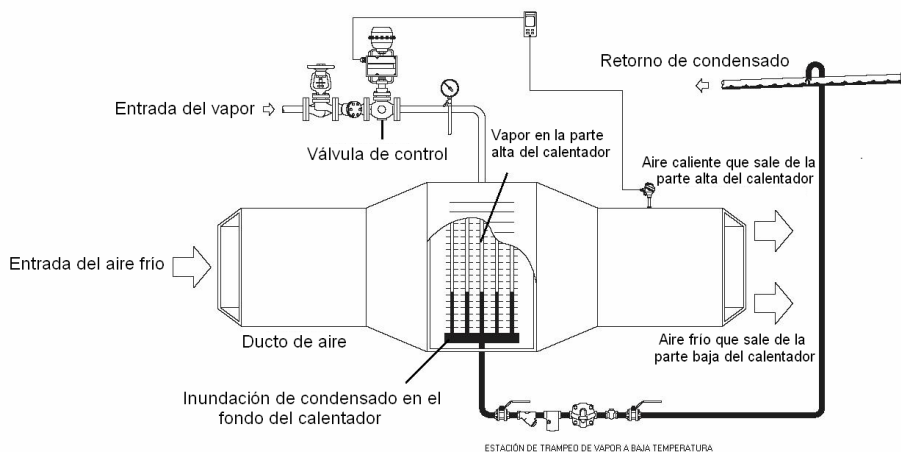
#### **2.3.1.6.1 Stall, anegado por condensado**

Es la reducción o corte del flujo de condensado desde el intercambiador y ocurre cuando la presión en éste es menor o igual que la contrapresión impuesta por la trampa de vapor. Una presión menor a la esperada en el intercambiador de calor se debe como resultado de alguna de las siguientes circunstancias:

- Incremento de la temperatura del fluido secundario a la entrada como resultado de una caída en la carga de calentamiento.
- Caída en la tasa de flujo del fluido secundario como resultado de una caída en la carga de calentamiento.
- Caída en la temperatura del fluido secundario a la salida del intercambiador debido a una disminución del valor programado en el sistema de control.

Ya que la válvula de control reduce la presión del vapor para lograr una caída en la carga de calentamiento, la falta de una presión diferencial a través de la trampa de vapor causará que el condensado inunde parte de la cámara que debería de estar llena con vapor, como se muestra en la figura 42.

Figura 42. Batería de calentamiento de aire que sufre los efectos del atascamiento por condensado



Fuente: *Spirax Sarco, Heat exchangers and stall*. Página 3

Los síntomas y efectos que se presentan cuando el atascamiento por condensado tiene lugar son:

- La trampa de vapor trabajará a una baja temperatura, en comparación con la temperatura del vapor a la entrada del intercambiador.
- La válvula de control estará continuamente censando la temperatura, lo cual resultará que ésta trabaje continuamente entre su posición abierta y cerrada, incrementando el desgaste de las partes internas.
- Fluctuaciones en la temperatura del fluido secundario a la salida del intercambiador.
- Estratificación de la temperatura a lo largo de la extensión del intercambiador.
- Presencia de golpe de ariete. El intercambiador tendrá ruidos de crujido, golpeteos o impactos continua o intermitentemente. Esto provocará daño físico al intercambiador y a cualquier equipo acoplado al mismo. El vapor caliente en condensación en el condensado que inunda parte del intercambiador causará el golpe de ariete y resultará en un ruido, especialmente cuando el nivel de la inundación varía con los cambios en la carga del intercambiador.
- Disminución en la capacidad de calentamiento del intercambiador.
- Reducción en la calidad del producto procesado por la planta.

- Corrosión de las superficies de transferencia del intercambiador debido a una disminución en la temperatura, incrementando la solubilidad de gases como oxígeno y dióxido de carbono; los cuales aceleran la velocidad de corrosión de los metales.
- Disminución en la resistencia mecánica del intercambiador. El vapor caliente en la parte alta del intercambiador causará una expansión de las superficies metálicas, mientras que el condensado frío en el fondo producirá el efecto contrario. Esta expansión y contracción causará la presencia de esfuerzos a la estructura del intercambiador, principalmente en las uniones soldadas, remachadas, roscadas y en las juntas de expansión.
- Fugas de vapor desde el intercambiador. Como resultado de los esfuerzos térmicos inducidos por los cambios en la temperatura del vapor y del condensado.

El efecto final del atascamiento por condensado es un incremento del mantenimiento y una reducción en la vida de servicio del intercambiador. Esto se verá reflejado en un incremento de los costos de operación.

Para evitar la presencia del atascamiento por condensado (*stall*) siempre deberá de existir una suficiente presión positiva antes de la trampa. Como una regla general, mineras la temperatura del vapor a la salida de la válvula de control se encuentre por encima de los 100°C, y mientras más estable sea la carga de operación, (especialmente si se encuentra próxima a la salida máxima del intercambiador), menor será la probabilidad que ocurra éste fenómeno. Sin embargo, toda aplicación es única y requerirá de consideraciones individuales.

### **2.3.1.6.2 Eliminación de condensado en aplicaciones donde no hay flujo, tanques de almacenamiento**

Si la trampa de vapor es dimensionada usando únicamente el criterio de dejar pasar el condensado a la presión crítica de la válvula de control, el efecto *stall* no será muy serio desde el punto de vista térmico, ya que el contenido del tanque casi estará a la temperatura requerida, y tendrá una fuente continua de calentamiento.

Sin embargo, el condensado se regresará al serpentín y el golpe de ariete tendrá lugar, conjuntamente con sus síntomas y esfuerzos térmicos. En tanques circulares de gran tamaño los serpentines deben de ser de una construcción robusta para soportar estos esfuerzos.

Debido a que los tanques rectangulares suelen ser pequeños, problemas de vibraciones, producidas por la energía disipada por el golpe de ariete, en el serpentín repercutirán en la estructura de éste; estas vibraciones serán determinantes para la vida del serpentín, el tanque y la trampa de vapor.

### **2.3.1.6.3 Eliminación de condensado en aplicaciones donde hay flujo, intercambiadores**

En estos casos cuando se dimensiona la trampa omitiendo la presencia del efecto *stall* se tendrán serias implicaciones.

Para intercambiadores de calor, cualquier reducción indeseable en el área de transferencia de calor, como la que se da cuando el condensado se regresa a la cámara ocupada por el vapor, disminuirá la tasa de transferencia.

Esto causará que el sistema de control trabaje de manera errática e inestable, y los procesos de planta que requieran un control estable tendrán un pobre desempeño.

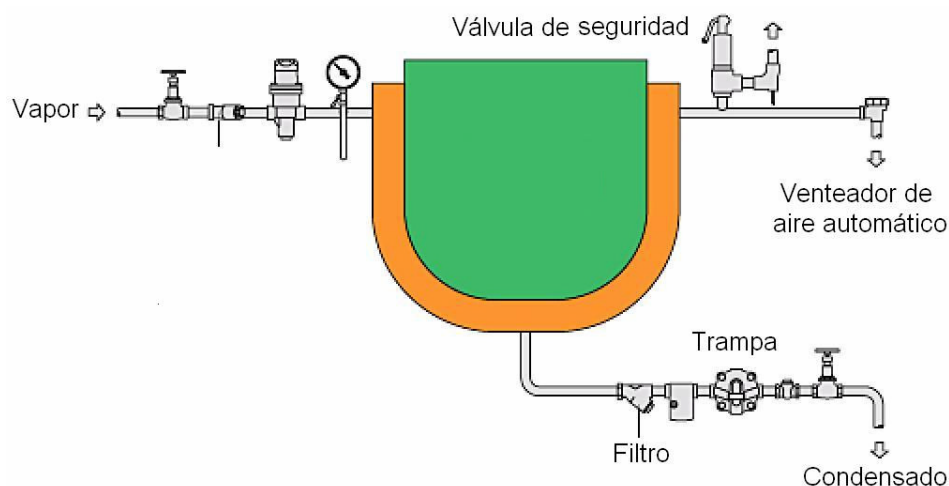
Si el intercambiador de calor es sobredimensionado, suficiente área de transferencia quedará disponible cuando el condensado regrese a la cámara de vapor, y la reducción en eficiencia térmica no siempre tendrá lugar. Sin embargo, para intercambiadores que no han sido diseñados para trabajar con el efecto de inundación por condensado, esto conllevará a una corrosión de la superficie de calentamiento, inevitablemente reduciendo la vida del aparato.

### **2.3.2 Camisas de vapor**

El tipo más común de camisa de vapor usado consiste en un cilindro exterior rodeando a un recipiente, como se muestra en la figura 43.

El vapor circula por la camisa exterior, y se condensa en las paredes del recipiente. La parte de la camisa que no está en contacto con el cilindro interno puede estar cubierta por un revestimiento aislante, o contener un espacio interno de aire. Esto se hace para asegurar que la menor cantidad posible de vapor se condense en las paredes de la camisa, y que el calor se transfiera en su totalidad al recipiente interno.

**Figura 43. Recipiente rodeado por una camisa de vapor**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- heating with coils and jackets.* Página 12

El área de transferencia de calor (la pared exterior del recipiente) puede calcularse de la misma manera que para el caso de los serpentines de vapor sumergidos usando la ecuación (1-16) y haciendo uso de la tabla XVI, la cual proporciona el coeficiente total de transferencia de calor. Sin embargo, las camisas de vapor serán un poco menos eficientes en comparación con los serpentines sumergidos, debido a las pérdidas de calor por radiación hacia los alrededores.

Comúnmente las paredes del recipiente están hechas de acero inoxidable o de acero al carbono con un forro de vidrio. El forro de vidrio servirá como una capa protectora contra la corrosión. El tamaño de la camisa de vapor dependerá del tamaño del recipiente, pero el ancho típicamente está comprendido entre 50 mm y 300 mm.



**Tabla XVI. Coeficientes totales de transferencia de calor par camisas de vapor**

<b>Fluido de proceso o producto</b>	<b>Material de la pared</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup> °C)</b>
Agua	Acero inoxidable	850 - 1700
	Acero al carbono con forro de vidrio	400 - 570
Soluciones acuosas	Acero inoxidable	450 -1140
	Acero al carbono con forro de vidrio	285 - 480
Líquidos orgánicos	Acero inoxidable	285 - 850
	Acero al carbono con forro de vidrio	170 - 400
Aceites ligeros	Acero inoxidable	340 - 910
	Acero al carbono con forro de vidrio	230 - 425
Aceites pesados	Acero inoxidable	57 – 285
	Acero al carbono con forro de vidrio	57 – 230

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- heating with coils and jackets*. Página 12

## **2.4 Calentamiento de tanques y tinas por inyección de vapor**

### **2.4.1 Inyección de vapor**

La inyección directa de vapor involucra la descarga de burbujas de vapor en un líquido que esté a una menor temperatura. Las burbujas de vapor se condensan y ceden su calor al líquido de los alrededores.

El calor es transmitido por el contacto directo entre el vapor y el líquido, consecuentemente este método únicamente se utiliza cuando la dilución y un aumento en la masa del líquido es aceptable.

Por lo tanto, el líquido comúnmente calentado es agua. La inyección directa de vapor es raramente utilizado para el calentamiento de soluciones en donde reacciones químicas tienen lugar, ya que una disminución en la concentración de la solución reducirá la tasa de reacción.

La inyección de vapor es más ampliamente usada para el calentamiento del agua de alimentación de calderas empleadas en la industria. El método es usado por su simplicidad. No se requiere de un área para la transferencia de calor ni un sistema para el trapeo del vapor, y por lo tanto no se necesita el sistema de retorno de condensado.

#### 2.4.1.1 Cálculo del consumo de vapor

Durante la inyección directa de vapor, el calor se transfiere de una manera diferente a como se hace en un intercambiador de calor. Ya que el calor no se transmite a través de una superficie, y como el vapor se mezcla libremente con el fluido que es calentado, generalmente agua, la cantidad de calor disponible en el vapor se calcula por medio de la ecuación (2-9).

$$m_s = \frac{Q}{h_g - TC_p} \quad (2-9)$$

donde:

$m_s$  : flujo másico del vapor (kg/s)

$Q$  : tasa de flujo de calor (kW)

$h_g$  : entalpía específica del vapor a la presión de la válvula de control (kJ/kg)

$T$ : temperatura final del líquido que es calentado, generalmente agua (°C)

$C_p$  : calor específico del líquido calentado, generalmente agua (kJ/kg °C)

La ecuación (2-9) muestra que la inyección de vapor utiliza toda la entalpía de evaporación (o calor latente) y una proporción de la entalpía del agua, la cual dependerá de la temperatura de ésta al final del proceso de inyección.

Una diferencia sustancial entre el calentamiento indirecto (intercambiadores de calor) y la inyección directa de vapor, es el aumento en el volumen, y consecuentemente la masa, del fluido que es calentado, debido a la cantidad de vapor que se inyecta.

Otra diferencia entre los dos métodos de calentamiento se encuentra en el hecho que al calcular la tasa de flujo se debe de considerar la caída en la presión a lo largo del serpentín de calentamiento, para el caso del método indirecto. Mientras que con la inyección de vapor únicamente se considera la presión a la cual el vapor debe de ser inyectado para lograr la mezcla.

#### **2.4.1.2 Factores que influyen en la tasa de transferencia de calor**

En la ecuación (2-9) la tasa de consumo de vapor está directamente relacionada con los requerimientos de calor. A no ser que el sistema de inyección sea diseñado para producir una máxima tasa de transferencia de calor, las burbujas de vapor simplemente se romperán en la superficie del líquido a calentar y escaparán a la atmósfera con la consecuente pérdida de calor; y la tasa de transferencia de calor será menor que la esperada.

Durante la inyección directa de vapor, se esperaría que la máxima tasa de transferencia de calor durante el período inicial de calentamiento dependiera de la máxima tasa de flujo de vapor a través de la válvula de control, a través de la tubería o a través del inyector. Sin embargo, otros factores también intervendrán en el proceso, tales como:

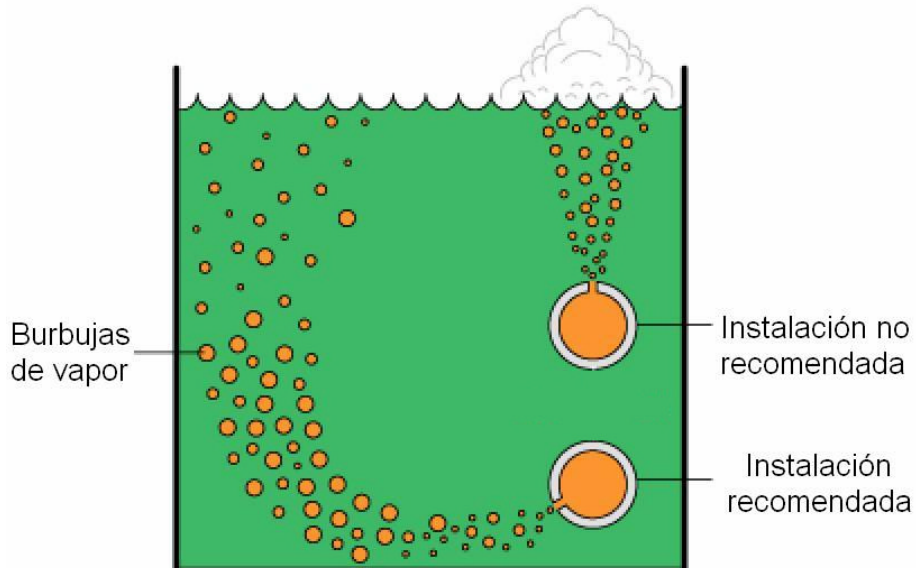
- **Tamaño de las burbujas de vapor:** la condensación de una burbuja de vapor dependerá de la transferencia de calor a través de la superficie de ésta. Para asegurar que la burbuja se condense completamente, la relación entre el área de la superficie al volumen debe de ser la mayor posible. Burbujas pequeñas poseen una alta relación área superficial a volumen en comparación con las grandes, por lo tanto es deseable la producción de burbujas muy pequeñas. La presión diferencial (entre la tubería que transporta el vapor y el punto en que es descargado al agua) a medida que la burbuja emerge también afectará el tamaño de la burbuja. El volumen específico de la burbuja se incrementará a medida que la presión disminuya, por lo cual una caída en la presión incrementará el tamaño de la burbuja a medida que escapa del líquido. Inclusive si la burbuja es producida por un agujero muy pequeño, la burbuja incrementará significativamente su tamaño si la presión es elevada. Consecuentemente, una baja presión en la tubería será mejor.
- **Cabeza de líquido por encima del punto de inyección:** esto creará una contrapresión de tal manera que la presión diferencial será menor que la presión del vapor. Si la cabeza de líquido es muy grande y la presión del vapor en la tubería de distribución es pequeña, únicamente habrá un pequeño cambio en la presión, lo cual repercutirá en un tamaño pequeño de las burbujas.

- **Velocidad de las burbujas:** la velocidad de las burbujas en el punto de inyección dependerá de la diferencia entre la presión del vapor y la presión de la cabeza de líquido. Es deseable mantener esta diferencia presión lo bastante baja posible, de tal manera que la velocidad de las burbujas también sea lo más baja posible y se les pueda dar el mayor tiempo posible para que puedan condensarse, y ceder su calor, antes de que alcancen la superficie del líquido.
- **Temperatura del líquido:** la tasa a la cual el vapor se condensará es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre el vapor y el líquido a ser calentado. Siempre es aconsejable garantizar que la temperatura del líquido estará correctamente controlada y que se mantendrá en el mínimo requerido para la aplicación, y así mantener la transferencia máxima de calor y que no exista ningún desperdicio de energía.

#### 2.4.2 Tubos rociadores

Este es simplemente un tubo montado dentro del tanque, con agujeros perforados en posiciones regulares (típicamente se hacen en referencia a un reloj de agujas, en la posición que marque las cuatro u ocho en punto) cuando se observan desde el final, igualmente espaciados en toda la longitud del tubo. El vapor abandona el tubo a través de los agujeros como pequeñas burbujas, las cuales se condensarán mientras suben por el líquido hasta llegar a la superficie. Ver figura 44.

**Figura 44. Orientación de tubos rociadores**

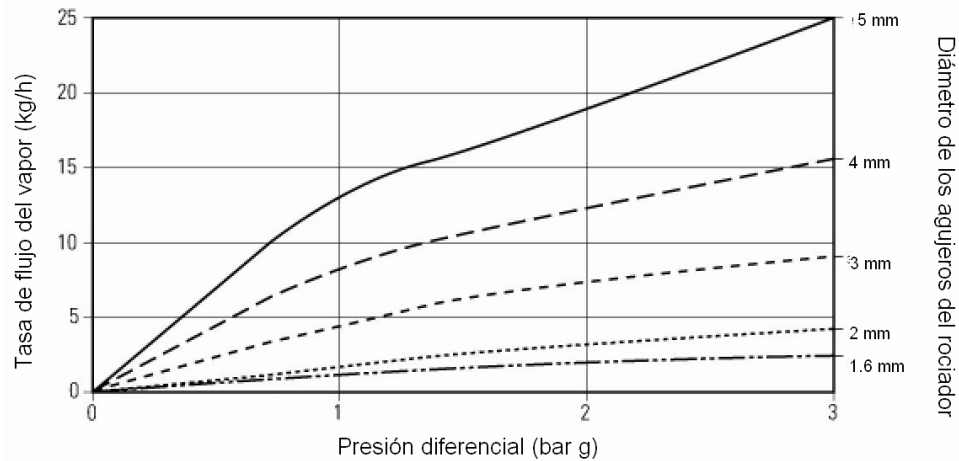


Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- heating vats and tanks by steam injection.* Página 13

Los tubos rociadores no son costosos en su fabricación y son fáciles de instalar, además pueden usarse satisfactoriamente a bajas presiones de vapor. Sin embargo, a altas presiones, las vibraciones y el ruido pueden convertirse en un problema. Es recomendable el uso de los tubos rociadores cuando la presión en el vapor no es mayor a 2 bar g.

La figura 45 muestra la cantidad de vapor que puede inyectarse haciendo uso de tubos rociadores para un rango de presiones diferenciales.

**Figura 45. Capacidades de tubos rociadores de vapor**



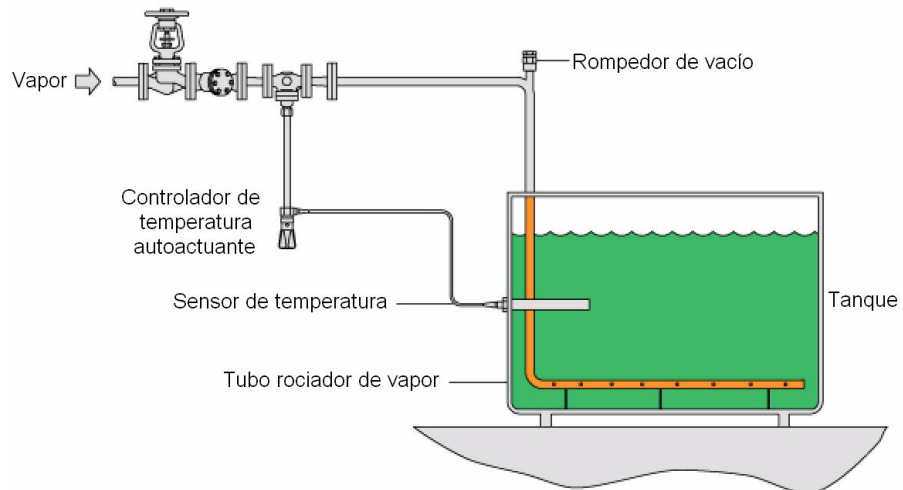
Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- heating vats and tanks by steam injection*. Página 4

Es imprudente orientar los agujeros hacia el fondo o a los lados del tanque (a menos que estos estén separados por 0.3 m entre sí), ya que no se garantizará que la velocidad de las burbujas de vapor sea atenuada.

Si los agujeros están orientados inmediatamente por debajo de la línea horizontal central, como muestra la figura 44, la velocidad de las burbujas se atenuará en las profundidades del líquido. Esta orientación proveerá del máximo tiempo para la condensación de las burbujas antes de que alcancen la superficie del líquido.

Los tubos rociadores deberán de ser instalados horizontalmente, como muestra la figura 46.

**Figura 46. Instalación típica de tubos rociadores de vapor**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- heating vats and tanks by steam injection.* Página 4

#### **2.4.2.1 Diseño, longitud y disposición de tubos rociadores**

El diámetro interno de un tubo rociador (calibre) restringirá la velocidad del vapor a través de éste, así como también reducirá las vibraciones y ruidos producidos por el flujo del vapor. En general, tubos rociadores menores a 1 m longitud deberán de ser dimensionados para una velocidad de flujo de 15 m/s, los de mayor longitud pueden ser diseñados con velocidades de hasta 25 m/s.

El calibre del tubo rociador y el volumen específico del vapor (el cual dependerá de la presión del vapor) determinarán la velocidad a la cual el vapor deberá de fluir por el tubo. La presión en el rociador puede estimarse al multiplicar la presión de suministro del vapor (en unidades de presión absoluta) por 0.58, que representa el factor de caída crítica en la presión que se espera en la válvula de control de flujo.



Al conocer esta presión, se podrá determinar el volumen específico del vapor haciendo uso de las tablas correspondientes. El calibre del tubo (en mm) a usar puede determinarse haciendo uso de la ecuación (2-10).

$$d_i = 33.33 \sqrt{\frac{m_s v}{u \pi}} \quad (2-10)$$

donde:

$m_s$  : flujo de vapor (kg/h)

$d_i$  : calibre (diámetro interno) del tubo rociador (mm)

$v$  : volumen específico del vapor a la presión del rociador (m<sup>3</sup>/kg)

$u$  : velocidad del vapor en el tubo rociador (m/s)

En la medida de lo posible, el tubo rociador deberá de ser ingresado al tanque por la parte superior de éste, como muestra la figura 46. Esto evitará la perforación de un agujero en la parte baja del tanque y los problemas asociados con fugas y corrosión localizada.

Se recomienda que la razón entre la longitud del tanque y la longitud del tubo rociador sea de 1.2. (longitud tanque / longitud rociador = 1.2). Por ejemplo, si un tanque que contiene agua posee una longitud de 3.0 m, la longitud correspondiente del tubo rociador será de 2.5 m (2500 mm).

Para evitar que las burbujas de vapor choquen con el fondo del tanque, es adecuado colocar el rociador a una altura de 0.33 m (33 cm) por encima del fondo.

#### **2.4.2.2 Efecto de la cabeza de líquido por encima de los tubos rociadores**

Para determinar la diferencia de presiones entre el interior y la salida del tubo rociador se debe de considerar la altura de agua que está por encima del tubo. Por ejemplo, si un tanque que contiene agua tiene una altura de ésta desde su superficie libre hasta el fondo de 1.33 m, y el rociador se colocó a 0.33 m desde el fondo, la altura de agua que estará por encima del rociador será de 1.00 m. Una columna de agua de 1 m de altura es equivalente a una presión hidrostática de 0.1 bar g (para otros líquidos, este valor deberá de ser multiplicado por la gravedad específica del líquido).

Si la presión del vapor en el tubo rociador es de 2.1 bar a, la cual es aproximadamente a 1.1 bar g, la diferencia de presiones entre el interior y el exterior del rociador será como sigue;  $1.1\text{bar g} - 0.1\text{bar g} = 1.0\text{ bar g}$ .

#### **2.4.2.3 Tamaño de los agujeros**

Generalmente, es importante que las burbujas de vapor expulsadas por un tubo rociador pierdan su calor tan rápido como sea posible, y la presencia de burbujas pequeñas ayuda a que esto sea posible. En la práctica, sin embargo, mientras más pequeños sean los agujeros, más serán necesarios, y menor la broca a usar para hacer los barrenados. Usualmente, un compromiso razonable entre una buena distribución de los agujeros y el número de perforaciones es seleccionar un tamaño de 4 mm para los agujeros.

La capacidad de tubos rociadores puede ser estimada haciendo uso de la figura 45. Se puede ver que para un diámetro de 4 mm de los agujeros con una presión diferencial de 1 bar se tendrá un flujo de aproximadamente 8 kg/h.

#### 2.4.2.4 Número de agujeros

Para un tubo rociador que debe dejar pasar una determinada cantidad de vapor que tendrá agujeros de un diámetro particular, la cantidad de agujeros queda estipulada por la ecuación (2-11)

$$N = \frac{m_s}{m_s @ \phi} \quad (2-11)$$

donde:

$N$  : número de agujeros

$m_s$  : flujo de vapor que el rociador debe dejar pasar (kg/h)

$m_s @ \phi$  : flujo de vapor que puede pasar por el rociador a un diámetro determinado según la gráfica 54 (kg/h)

La distribución de los agujeros a los dos lados del tubo rociador queda determinada por medio de la ecuación (2-12).

$$D_A = \frac{N}{2} \quad (2-12)$$

donde  $D_A$  es la distribución de agujeros por lado y el número dos (2) es el número de lados del tubo.

La separación entre centros se determina con la ecuación (2-13).

$$S_{cen} = \frac{L_{tr}}{D_A} \quad (2-13)$$

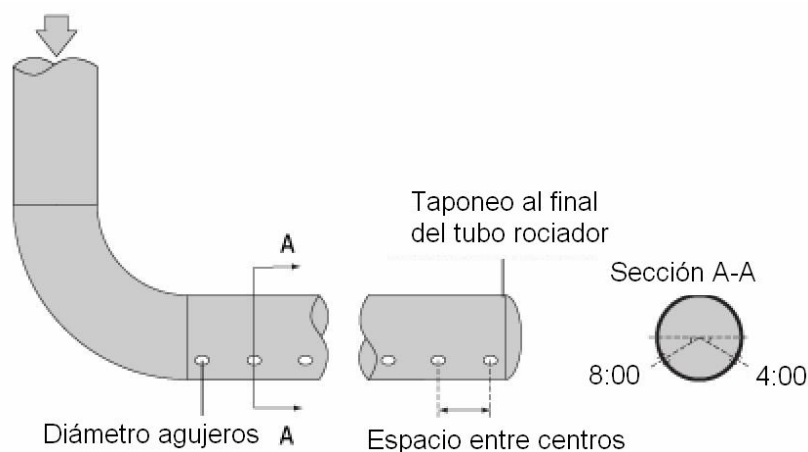
donde:

$S_{cen}$  : separación entre centros (mm)

$L_{tr}$  : longitud del rociador (mm)

La figura 47 muestra el dimensionado típico de un tubo rociador de vapor que incluye el diámetro de agujeros, la separación entre éstos y la posición regulares (cuatro y ocho en punto)

**Figura 47. Dimensionado de un tubo rociador**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- heating vats and tanks by steam injection.* Página 8

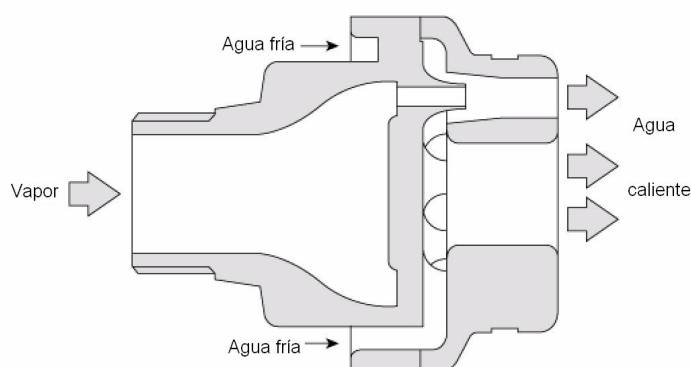
Es importante recordar que cuando se hace uso de la inyección de vapor la masa al final del proceso es igual a la suma de las masas del líquido frío más la masa del vapor suministrado para el calentamiento. Por lo anterior el tanque necesitará tener espacio suficiente por encima del nivel original del agua antes de su calentamiento para permitir el incremento de éste. Para esta tarea el tanque debe de diseñarse con una altura de sus paredes que pueda manejar el sobrenivel.

Alternativamente, si al final del proceso de calentamiento se desea terminar con una cantidad estipulada de masa en el tanque, antes del calentamiento se debe de calcular la cantidad de agua que éste debe de contener para cumplir con esto.

### 2.4.3 Inyectores de vapor

Una manera alternativa más efectiva al uso de tubos rociadores es por medio de inyectores de vapor, como el mostrado en la figura 48. El inyector arrastra a su interior agua fría y la mezcla con vapor en su interior.

**Figura 48. Inyector de vapor**



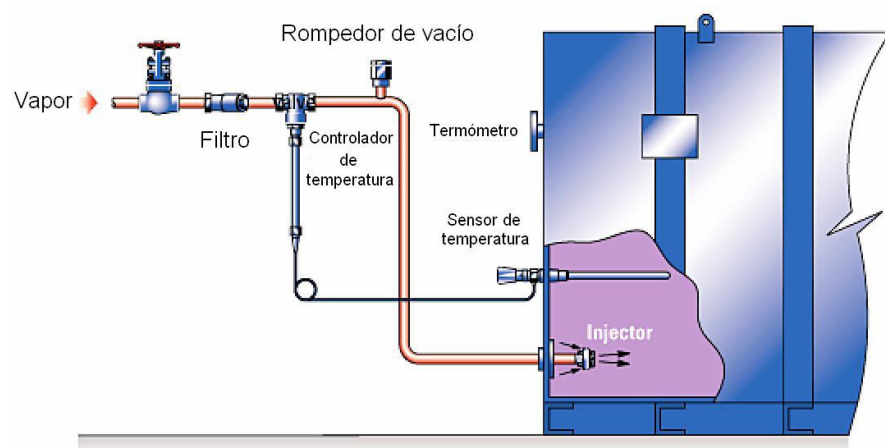
Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- heating vats and tanks by steam injection.* Página 9

El diseño del cuerpo del inyector es más sofisticado que el de un tubo rociador, y permite el uso de vapor a mayores presiones. Una zona de turbulencia es creada en el cuerpo del inyector, que asegura una completa mezcla entre el vapor y el agua, inclusive a presiones relativamente altas. El inyector tiene el efecto de continua circulación y agitación, lo cual garantiza que la temperatura de la mezcla será constante.

Los inyectores son más compactos que los tubos rociadores, consecuentemente cualquier interferencia con objetos que estén sumergidos en tanques no ejercerá ningún efecto en la transferencia de calor. Son de construcción más robusta y generalmente más efectivos que los tubos rociadores, sin embargo, problemas con el ruido estarán presentes si no se instalan adecuadamente.

La figura 49 muestra la instalación típica de un inyector de vapor en el fondo de un tanque de almacenamiento de agua.

**Figura 49. Instalación típica de un inyector de vapor**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- heating vats and tanks by steam injection.* Página 10

### 2.4.3.1 Ruidos producidos por los inyectores

Cuando se utilizan inyectores de alta presión de vapor tres niveles de sonido se producen bajo las siguientes condiciones:

- **Operación normal:** cuando la presión del vapor a la entrada del inyector es cercana a 2 bar g, el ruido producido en operación normal puede describirse como un bajo estruendo. El ruido es producido por la condensación del vapor en el tubo de descarga, cuando se mezcla el agua recirculada que pasa a través del cuerpo del inyector. Bajo condiciones normales la descarga desde el inyector es aproximadamente 10°C por encima del agua que ingresa. Este ruido se incrementa con la presión del vapor, la temperatura del agua y por el número de inyectores, pero es inconveniente cuando la presión del vapor es inferior a los 8 bar g. Por lo tanto, una fuerte circulación dentro del tanque tendrá lugar cuando la presión es cercana a los 8 bar g, también se experimentarán pequeñas vibraciones.
- **Condensación incompleta:** esto se caracteriza por ruidos de choques suaves y en ocasiones es acompañado por altas vibraciones. Ocurre cuando la temperatura del líquido es demasiado alta (usualmente por encima de los 90°C). Cuando esto sucede la eficiencia del inyector disminuye y una proporción del vapor escapará por el tubo de descarga. A una alta presión del vapor, la condensación del vapor ocasionará vibraciones, por lo cual no es recomendable para usarse en tanques abiertos a la atmósfera. Sin embargo, en tanques cilíndricos presurizados de construcción robusta esto no será ningún problema.

- **Razones bajas de flujo:** cuando la presión del vapor a la entrada del inyector cae por debajo de 1.5 bar g, un crujido distintivo será escuchado. Bajo estas condiciones el vapor no es capaz de ceder su entalpía de vaporización antes de abandonar el tubo del inyector. A bajas tasas de flujo el vapor viaja a bajas velocidades, y las burbujas de vapor colapsarán en el cuerpo del inyector y en la tubería de conexión, induciendo cavitación. Este sonido siempre es indeseable y se presentará cuando el inyector sea sobredimensionado. El sonido también será producto de una mala instalación del inyector. Si se conecta el inyector en la parte media de un tanque fabricado de paneles flexibles se inducirán vibraciones y sonidos. La mejor manera de colocarlo en un tanque fabricado de esta manera es en una de las esquinas donde la estructura es más firme.

La tabla XVII muestra las capacidades típicas para inyectores de vapor

**Tabla XVII. Capacidades típicas para inyectores de vapor**

Tipo de inyector	IN15	IN25M	IN40M
Presión del vapor a la entrada del inyector (bar g)	Capacidades (kg/h) para vapor saturado		
1	20	135	400
2	48	175	580
3	66	280	805
4	84	350	970
5	102	410	1 125
6	120	500	1 295
7	138	580	1 445
8	156	640	1 620
9	174	700	1 820
10	192	765	1 950
11	210	830	2 250
12	228	900	2 370
13	246	975	2 595
14	264	1 045	2 710
15	282	1 095	2 815
16	300	1 170	3 065
17	318	1 225	3 200

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- heating vats and tanks by steam injection.* Página 11



#### 2.4.4 Método alternativo para el cálculo de la carga de vapor, balance de calor

Anteriormente se hizo uso de la ecuación (2-9) para calcular el flujo de vapor necesario para el calentamiento por medio de inyección de vapor, la cual requiere que primero se calcule la carga de calentamiento necesaria para el proceso.

Sin embargo, siempre y cuando se conozca la tasa de transferencia de calor, otro método puede usarse para calcular la tasa de flujo de vapor requerida para el calentamiento. Este método hace uso de un balance de calor y se describe a continuación.

El balance de calor establece que el contenido calorífico del agua antes del calentamiento más la adición de calor al agua por medio del vapor es igual al contenido calórico al final del proceso. Esto queda representado por medio de la ecuación (2-14).

$$m_a h_{a1} + m_s h_g = (m_a + m_s) h_{a2} \quad (2-14)$$

donde:

$m_a$ : masa inicial de agua en el tanque (kg)

$m_s$ : masa del vapor a ser inyectada (kg)

$h_{a1}$ : entalpía del agua antes del calentamiento (kJ/kg)

$h_{a2}$ : entalpía del agua al final del calentamiento (kJ/kg)

$h_g$ : entalpía del vapor a la presión de la válvula de control (kJ/kg)

## **2.5 Consumo de vapor en tuberías y en calentadores de aire**

### **2.5.1 Tuberías principales**

En cualquier sistema de vapor, la condensación del vapor que ocurre a lo largo de la tubería de distribución debe de ser tomada en consideración. La tasa de condensación será máxima durante el período de calentamiento, y esta es la que gobernará al momento de dimensionar las trampas de vapor que drenarán las líneas principales.

Cuando se distribuye el vapor desde la caldera hasta los servicios siempre existirá una continua pero constante pérdida de calor hacia los alrededores, a pesar del aislante de la tubería. Esta pérdida conlleva a la formación de condensado, el cual se calcula para dos situaciones; la primera es durante el período de calentamiento, la segunda cuando los equipos operan bajo sus condiciones de diseño.

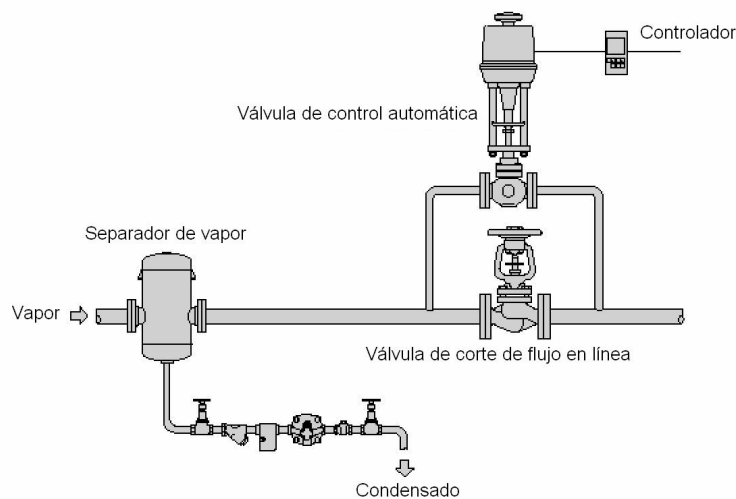
Para el caso de tuberías principales de distribución de vapor y en calentadores de aire la cantidad de vapor necesaria para el proceso será igual a la cantidad de condensado que se forme.

#### **2.5.1.1 Carga de calentamiento**

Inicialmente se requerirá de calor para llevar la tubería de distribución de vapor hasta su temperatura normal de operación. Es una buena práctica hacer esto suavemente por razones de seguridad, la tubería se beneficia por la reducción en los esfuerzos mecánicos y térmicos inducidos por un calentamiento paulatino. Esto dará como resultado menores escapes de vapor, reducción en los costos de mantenimiento y mayor vida para la tubería.

Un calentamiento progresivo se logrará al instalar en paralelo una pequeña válvula automática conjuntamente con la válvula principal de corte. Ver figura 50. Esta válvula puede dimensionarse en función del tiempo de calentamiento requerido. El hecho de que sea automática, para que abra lentamente en tuberías largas, brinda seguridad.

**Figura 50. Válvula automática para calentamiento de tubería principal**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam Consumption of pipes and air heaters.* Página 2

Una sola válvula puede usarse satisfactoriamente, pero, ya que estará dimensionada para dejar pasar los requerimientos de flujo según el diseño de la tubería, estará sobredimensionada durante el período de calentamiento y consecuentemente operará cercanamente a su máxima capacidad. Un separador de vapor instalado antes de la válvula asegurará que éste salga seco, protegiendo las partes internas de la válvula de cualquier erosión causada por la humedad contenida en el vapor.

El tiempo necesario para el calentamiento de cualquier tubería principal de distribución debe de ser el mayor posible bajo límites aceptables para minimizar los esfuerzos térmicos inducidos y optimizar la seguridad. Por ejemplo, si el tiempo para el calentamiento puede ser de 10 minutos en lugar de 5 minutos, el flujo inicial de vapor se reducirá a la mitad. Un tiempo de 20 minutos para el calentamiento disminuirá aún más la tasa de flujo.

El flujo de vapor requerido para llevar la tubería de distribución a su temperatura de operación es función de la masa y del calor específico del material de la misma, del incremento en la temperatura, de la entalpía de evaporación del vapor usado, y del tiempo disponible para el calentamiento. Todo lo anterior queda expresado en la ecuación (2-15).

$$m_{sc} = \frac{60W(T_s - T_{amb})C_p}{h_{fg}t} \quad (2-15)$$

donde:

$m_{sc}$  : tasa de flujo de vapor necesaria para el calentamiento (kg/h)

$W$ : masa total de la tubería más accesorios y conexiones (kg)

$T_s$  : temperatura del vapor (°C)

$T_{amb}$  : temperatura ambiente (°C)

$C_p$  : calor específico del material de la tubería (kJ/kg °C)

$h_{fg}$  : entalpía de evaporación a la presión de operación (kJ/kg)

$t$ : tiempo para el calentamiento (min)

Nota: en la ecuación (2-15) la constante 60 y el tiempo en minutos darán el flujo en kg/h. Si se desea el kg/s se debe de omitir la constante 60 y el tiempo deberá de estar en segundos.

La tabla XVIII muestra los calores específicos típicos de tubería metálica para vapor.

**Tabla XVIII. Calores específicos de tubería metálica para vapor**

<b>Material de la tubería</b>	<b>Calor específico a 300°C (kJ/kg °C)</b>
Cobre	0.385
Acero al carbono	0.490
Acero al cromo	0.443
Acero inoxidable AISI 302	0.480
Acero inoxidable AISI 304	0.477
Acero inoxidable AISI 316	0.468
Acero inoxidable AISI 347	0.480

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam Consumption of pipes and air heaters.* Página 3

La tabla XIX presenta las masas típicas de tuberías de acero, juntas tipo brida y válvulas de control.

**Tabla XIX. Masas típicas para tubería de acero, juntas tipo brida y válvulas de control**

Diámetro tubería (mm)	Tubería cédula 40 (kg/m)	Masa de juntas tipo brida por par (kg)			Válvula tipo brida PN 40 (kg)
		PN40	ANSI 150	ANSI 300	
<b>15</b>	1.3	1.7	1.8	2	4
<b>20</b>	1.7	2.3	2.2	3	5
<b>25</b>	2.5	2.6	2.4	4	6
<b>32</b>	3.4	4.0	3.0	6	8
<b>40</b>	4.1	5.0	4.0	8	11
<b>50</b>	5.4	6.0	6.0	9	14
<b>65</b>	8.6	9.0	8.0	12	19
<b>80</b>	11.3	11.0	11.0	15	26
<b>100</b>	16.1	16.0	16.0	23	44
<b>150</b>	28.2	28.0	26.0	32	88

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam Consumption of pipes and air heaters.* Página 4

### 2.5.1.2 Carga en operación normal

Debido a que el vapor se condensará por las pérdidas de calor desde la tubería de distribución hacia los alrededores, la tasa a la cual se formará depende de la diferencia de temperatura entre el vapor y el ambiente, así como la eficiencia de la capa aislante que recubre a la tubería. La tabla XX da las tasas de emisión por unidad de longitud (W/m) para tuberías de acero sin aislamiento expuestas al aire ambiental a 20°C.  $\Delta T$  representa la diferencia de temperatura entre el vapor y el aire.

**Tabla XX. Tasas de emisión por unidad de longitud (W/m) para tuberías sin aislamiento expuestas al aire a 20°C**

$\Delta T$	Diámetro de la tubería (mm)									
°C	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150
50	56	68	82	100	113	136	168	191	241	332
60	69	85	102	125	140	170	208	238	298	412
70	84	102	124	152	170	206	252	289	360	500
80	100	122	148	180	202	245	299	343	428	594
100	135	164	199	243	272	330	403	464	577	804
120	173	210	256	313	351	426	522	600	746	1042
140	216	262	319	391	439	533	653	751	936	1308
160	263	319	389	476	535	651	799	918	1145	1603
180	313	381	464	569	640	780	958	1100	1374	1925
200	368	448	546	670	754	919	1131	1297	1623	2276
220	427	520	634	778	877	1069	1318	1510	1892	2655

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam Consumption of pipes and air heaters.* Página 5

Las tuberías principales de distribución normalmente estarán aisladas, y obviamente resulta una ventaja si las conexiones y accesorios de la tubería también lo están.

La tasa de pérdida de calor se incrementa cuando la velocidad del aire a través de las paredes exteriores de la tubería aumenta. En términos generales, velocidades del aire hasta de 4 a 5 m/s representan una brisa ligera, entre 5 y 10 m/s se consideran una brisa fuerte. La tabla XXI muestra el factor multiplicativo para la pérdida de calor en tuberías no aisladas en función de la velocidad del aire. Este factor debe de multiplicarse por la pérdida (en W/m) dada en la tabla XX.

**Tabla XXI. Factor multiplicativo para la pérdida de calor en tuberías de distribución no aisladas**

Velocidad del aire (m/s)	Factor de emisión
0.00	1.0
0.50	1.0
1.00	1.3
1.50	1.5
2.00	1.7
2.50	1.8
3.00	2.0
4.00	2.3
6.00	2.9
8.00	3.5
10.00	4.0

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam Consumption of pipes and air heaters.* Página 5

Otros factores que intervienen en la emisividad de la superficie de la tubería son las características de su superficie. Por ejemplo, si se encuentra pintada, esta tendrá una alta emisividad, si presenta oxidación será media, y si está pulida la emisividad será baja.

La reducción en la pérdida de calor dependerá del tipo de aislante usado y su espesor, así como la condición general en que se encuentre. La tabla XXII presenta el factor de aislamiento que reducirá las pérdidas de calor dependiendo del espesor del mismo.



**Tabla XXII. Factor de aislamiento**

Diámetro de la tubería mm	Presión del vapor			
	1 bar g	5 bar g	15 bar g	20 bar g
	Aislante	de	50 mm	Espesor
15	0.16	0.14	0.13	0.12
20	0.15	0.13	0.12	0.11
25	0.14	0.12	0.11	0.10
32	0.13	0.11	0.10	0.10
40	0.12	0.11	0.10	0.09
50	0.12	0.10	0.09	0.08
65	0.11	0.10	0.09	0.08
80	0.10	0.10	0.08	0.07
100	0.10	0.09	0.08	0.07
150	0.10	0.09	0.07	0.07
	Aislante	de	75 mm	Espesor
15	0.16	0.13	0.12	0.11
20	0.13	0.11	0.11	0.10
25	0.13	0.11	0.10	0.09
32	0.11	0.10	0.09	0.08
40	0.10	0.09	0.09	0.08
50	0.10	0.09	0.08	0.07
65	0.10	0.08	0.08	0.07
80	0.09	0.80	0.07	0.07
100	0.80	0.08	0.07	0.06
150	0.08	0.07	0.07	0.06
	Aislante	de	100 mm	Espesor
15	0.16	0.11	0.10	0.08
20	0.11	0.10	0.09	0.70
25	0.10	0.09	0.08	0.07
32	0.10	0.08	0.08	0.01
40	0.10	0.08	0.08	0.06
50	0.08	0.08	0.07	0.06
65	0.08	0.07	0.06	0.50
80	0.07	0.07	0.06	0.50
100	0.07	0.07	0.06	0.50
150	0.07	0.06	0.05	0.04

Fuente: Spirax Sarco, *Steam engineering principles and heat transfer- steam Consumption of pipes and air heaters*. Página 5

Estos son valores nominales y para cálculos específicos deberá de hacerse uso de las tablas proporcionadas por los fabricantes. El flujo de vapor necesario para mantener una operación continua (después del calentamiento inicial) de las tuberías de distribución de vapor se calcula haciendo uso de la ecuación (2-16).

$$m_{sn} = \frac{3.6 q f_a L}{h_{fg}} \quad (2-16)$$

donde:

$m_{sn}$  : flujo de vapor en operación normal después del calentamiento (kg/h)

$q$  : tasa de emisión de calor obtenida de la tabla XX (W/m)

$L$ : longitud efectiva de la tubería que incluye accesorios y conexiones (m)

$h_{fg}$  : entalpía específica del vapor a la presión de operación (kJ/kg)

$f_a$  : factor de aislamiento tomado de la tabla XXII, es igual a uno si la tubería no está aislada.

El factor 3.6 en la ecuación dará el flujo de vapor en kg/h. Si se desea en kg/s se deberá de eliminar y la tasa de emisión tendrá que estar en KW/m.

Es importante hacer la aclaración de que al calcular la carga de calentamiento necesaria para llevar a la tubería de distribución a su temperatura de operación ésta se considera sin aislamiento, tal como lo especifica la ecuación (2-16).

## 2.5.2 Calentamiento de aire

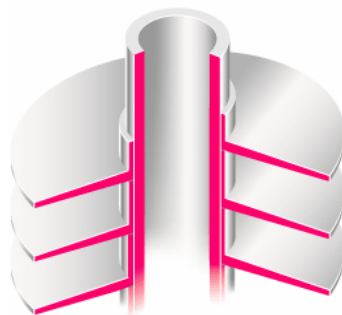
### 2.5.2.1 Tubería para el calentamiento de aire

Aire caliente es requerido para muchas aplicaciones, por ejemplo:

- Calentamiento de espacios
- Ventilación
- Aplicaciones de procesos

El equipo requerido siempre consiste de una matriz de tubos llenos con vapor, instalados perpendicularmente al flujo del aire. Al pasar el aire por los tubos, el calor se transmite desde el vapor hacia éste. Teniendo como objetivo el minimizar el tamaño y el peso del equipo, y para permitir que éste pueda ser instalado en espacios confinados pequeños, la tasa de transferencia de calor se incrementa al incluir aletas a la superficie exterior de los tubos. Estas aletas tienen el efecto de incrementar el área de la superficie de transferencia de calor disponible, y reducen la cantidad de tubería requerida. La figura 51 presenta un ejemplo de una tubería con aletas.

**Figura 51. Tubería con aletas**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam Consumption of pipes and air heaters.* Página 8

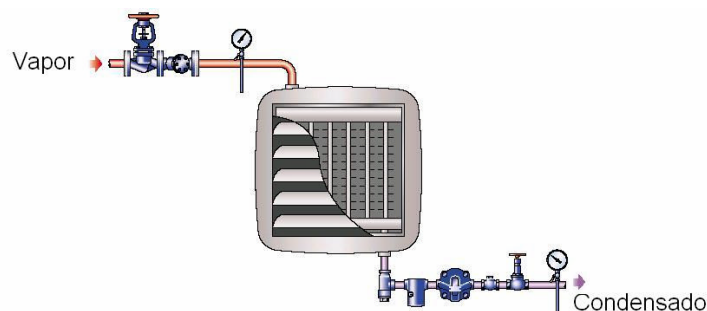
Los calentadores de aire se dividen en dos categorías:

- Unidades individuales de calentamiento
- Baterías de calentamiento

### 2.5.2.2 Unidades individuales de calentamiento

Estas unidades constan de un calentador de aire y un ventilador encerrados en una caja metálica compacta, como muestra la figura 52. El vapor se condensa al pasar por los tubos, y el aire es soplado a través de los serpentines y descargado en el espacio a calentar. Las unidades de calentamiento pueden ser diseñadas para que se les suministre aire fresco a través de un ducto, pero la mayoría operan con aire recirculado.

**Figura 52. Unidad individual de calentamiento**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam Consumption of pipes and air heaters.* Página 8

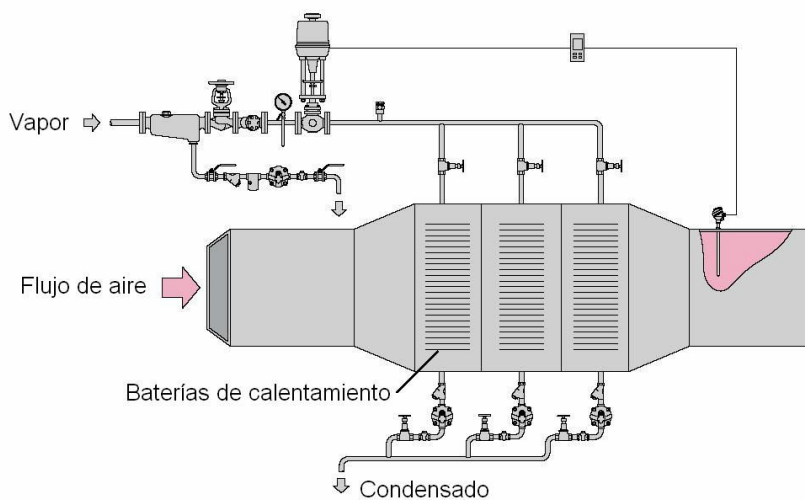
El aire calentado puede descargarse horizontal o verticalmente. La presión del vapor necesaria para el calentamiento, la altura requerida para la instalación de la unidad, el tipo de descarga y la temperatura del aire a la salida están interrelacionadas y deberá de consultarse la información técnica proporcionada por el fabricante antes de seleccionar la unidad.

La mayoría de unidades se encuentran disponibles con ventiladores cuyas velocidades pueden ser lentas, medias o altas; las cuales afectarán la tasa de flujo de aire a la salida, y nuevamente se deberá de consultar la información proporcionada por el fabricante, debido a que el nivel de sonido producido puede llegar a ser inaceptable.

### 2.5.2.3 Baterías de calentamiento

Estas son versiones largas y sofisticadas de las unidades individuales de calentamiento, como se muestra en la figura 53. Se encuentran disponibles en varias configuraciones que incluyen las que son montadas en los techos, o las de tipo horizontal. Usualmente se encuentran integradas en sistemas de aire tipo ductos.

**Figura 53. Ducto de aire con una batería de calentamiento**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam Consumption of pipes and air heaters.* Página 9

Los fabricantes de unidades y baterías de calentamiento usualmente expresan la salida de sus equipos en kW a una presión de trabajo. El flujo de vapor necesario puede calcularse al dividir la salida de calor entre la entalpía de evaporación del vapor a la presión de operación del calentador. El resultado de lo anterior proporcionará la tasa de flujo en kg/s; si se desea en kg/h se debe de multiplicar por un factor de 3600, que son los segundos contenidos en una hora. Lo anterior queda expresado en la ecuación (2-17).

$$m_s = \frac{Q}{h_{fg@P}} \quad (2-17)$$

donde:

$m_s$  : flujo de vapor requerido para la unidad de calentamiento (kg/s)

$Q$  : salida de calor del equipo de calentamiento de aire (kW)

$h_{fg@P}$  : entalpía de evaporación del vapor a la presión de operación de la unidad (kJ/kg)

Si la tasa de flujo de calor de la unidad no se conoce, pero se cuenta con información referente a la tasa de flujo volumétrico del aire que es calentado, el incremento de la temperatura del aire calentado y la presión del vapor requerida para la unidad, se puede hacer una estimación de la tasa de flujo de vapor requerida a partir de la ecuación (2-18).

$$m_s = \frac{3600 \dot{V} C_p \Delta T}{h_{fg}} \quad (2-18)$$

donde:

$m_s$  : flujo de vapor requerido para la unidad de calentamiento (kg/h)

$\dot{V}$  : flujo volumétrico del aire que es calentado ( $m^3/s$ )

$C_p$  : calor específico del aire a presión constante ( $1.3 \text{ kJ/m}^3 \text{ }^\circ\text{C}$ )

$\Delta T$  : incremento en la temperatura del aire ( $^\circ\text{C}$ )

$h_{fg@P}$  : entalpía de evaporación del vapor a la presión de operación (kJ/kg)

La constante 3600 da el flujo de vapor en kg/h en lugar de kg/s.

Los ensambles de tuberías realizados horizontalmente con hileras diversas colocadas una encima de la otra, y confiando que se dará la convección natural, se tendrá un arreglo poco efectivo ya que se ha incrementado el número de tubos. Al calcular la tasa de emisión por unidad de longitud ( $W/m$ ) requerida para estas configuraciones, los valores proporcionados por la tabla XX deberán de ser multiplicados por los factores de emisión según la tabla XXIII.

**Tabla XXIII. Reducción aproximada en la emisión para bancos de tubos horizontales**

Numero de tubos	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Factor de emisión	1.00	0.96	0.91	0.86	0.82	0.78	0.74	0.70	0.67	0.63

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam Consumption of pipes and air heaters.* Página 10

La instalación vertical de los tubos de calentamiento resultan menos efectivos que al instalarlos horizontalmente. La tasa de emisión por unidad de longitud (W/m) se determina al multiplicar los valores dados por la tabla XX por el factor de emisión según la tabla XXVII.

**Tabla XXIV. Reducción aproximada en la emisión para bancos de tubos verticales**

<b>Diámetro de tubería (mm)</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>25</b>	<b>32</b>	<b>40</b>	<b>50</b>	<b>65</b>	<b>80</b>	<b>100</b>	<b>150</b>
<b>Factor de emisión</b>	0.76	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.91	0.93	0.95	1.00

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam Consumption of pipes and air heaters.* Página 10

**Efecto de la tasa de flujo del aire:** cuando un ventilador es utilizado para incrementar el flujo de aire a través de los serpentines, la tasa de flujo de vapor necesaria aumentará. Los valores de la tasa de emisión por unidad de longitud (W/m) dados por la tabla XX pueden ser utilizados al ser multiplicados por los factores presentados en las tablas XXI, XXIII y XXIV según sea el caso. Si se emplean tubos con altas, se deberá de hacer referencia a las tablas de los fabricantes para encontrar las tasas de emisión por unidad de longitud.



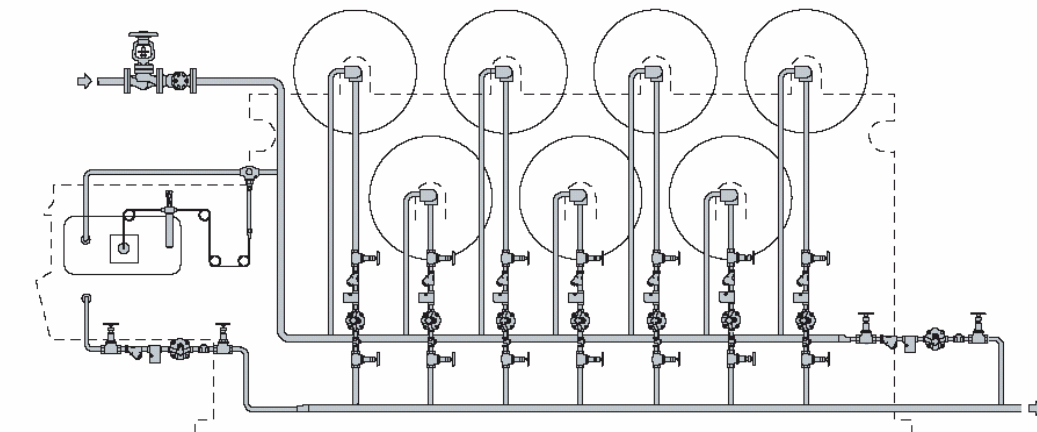
## 2.6 Consumo de vapor en otros componentes de planta

### 2.6.1 Cilindros secadores

Los cilindros secadores varían significativamente en cuanto a su disposición y aplicación, y consecuentemente en el consumo de vapor.

Debido a que la demanda de vapor en los cilindros rotatorios puede ser poca así como significativamente grande (debido al tamaño del cilindro), el flujo de vapor solamente podrán ser correctamente estimadas por mediciones. Sin embargo, se ha llegado a formular ciertas ecuaciones, las cuales darán el consumo de vapor bajo ciertos límites razonables. La figura 54 presenta una secadora de cilindros múltiples.

**Figura 54. Secadora de cilindros múltiples**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam consumption of other plant item.* Página 5

En el caso de máquinas secadoras textiles, para determinar el área de transferencia de calor se deberá de contar el número de cilindros y medir la circunferencia de los mismos. Las dos tapas circulares de los cilindros deben de ser incluidas así como un área superficial de 0.75 m<sup>2</sup> por cilindro excepto cuando se hace uso de trampeo individual. El flujo de vapor que se desperdiciará como consecuencia de la radiación quedará establecido al multiplicar el área total de transferencia de calor por un factor de 2.44.

La carga de operación se determina al multiplicar el área total por un factor de 8.3 (en unidades del sistema inglés el área se medirá en pies cuadrados, ft<sup>2</sup> y los factores correspondientes serán 0.5 y 1.7, respectivamente). Estos cálculos se basan en una máquina secadora cuya velocidad lineal de los cilindros sea entre 64 y 73 m/min (70 a 80 yardas por minuto), pero pueden usarse para otras máquinas que trabajen bajo otras condiciones.

Cuando la cantidad de humedad a remover del producto a ser secado se conoce, el consumo de vapor puede determinarse haciendo uso de la ecuación empírica (2-19), asumiendo que los pesos del material húmedo y seco son conocidos.

$$m_s = \frac{1.5[2550(W_w - W_d) + 1.26W_d(T_2 - T)_1]}{h_{fg}} \quad (2-19)$$

donde:

$m_s$  : flujo de vapor (kg/h)

$W_w$  : razón de material húmedo a la entrada (kg/h)

$W_d$  : razón de material seco a la salida (kg/h)

$T_1$ : temperatura del material al ingresar a la máquina (°C)

$T_2$ : temperatura del material al salir de la máquina (°C)

$h_{fg}$ : entalpía de evaporación del vapor en los cilindros (kJ/kg)

Los factores numéricos en la ecuación anterior son empíricamente derivados y tienen el siguiente significado:

- 1.5 = factor aplicado a los secadores de cilindros.
- 2550 = entalpía promedio del agua más entalpía de evaporación requerida para evaporar la humedad del producto (kJ/kg).
- 1.26 = calor específico promedio del material a secar (kJ/kg °C)

Los cilindros secadores tendrán una alta carga de vapor al momento de iniciar la operación debido al gran volumen que debe de ser llenado en el interior de ellos así como a la gran masa de metal que debe de ser calentada, y un factor de tres (3) deberá de ser aplicado a la carga de operación para dimensionar la correspondiente trampa. Debe de recordarse que la presencia de aire ocasionará dificultades especiales, como un tiempo prolongado de calentamiento así como no obtener una temperatura adecuada en las superficies metálicas de los cilindros. Por lo anterior se deberá de prestar atención al aire encerrado en el cilindro y ventearlo correctamente.

## 2.6.2 Prensas

Las prensas, así como los cilindros secadores, vienen diseñadas en un rango variado de tamaños, presiones de operación y dimensiones físicas.



Cuando estos equipos se encuentran abiertos existirá una pérdida de calor por radiación hacia los alrededores. Cuando están cerrados, el calor será absorbido en parte por el producto que esté entre las dos planchas. El resultado de los dos casos anteriores dará como resultado el mismo consumo de vapor, sin embargo existirán fluctuaciones durante el abierto y cerrado de la prensa.

En ocasiones el consumo de vapor puede determinarse haciendo uso de la ecuación (1-16),  $\dot{Q} = UA\Delta T$ .

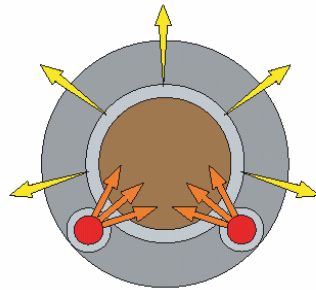
Los valores de 'U' necesarios para la ecuación (1-16) se pueden obtener de la figura 38 (coeficientes típicos de transferencia de calor para láminas de acero lisas), y la ecuación mencionada dará resultados razonables en el caso de prensas de planchas largas, no así en el caso de planchas pequeñas.

Una característica especial de estos equipos es el pequeño espacio donde se contiene el vapor, y la relativamente alta carga de vapor necesaria para el calentamiento al momento de ponerlos en funcionamiento. Para contrarrestar lo anterior así como las fluctuaciones, las trampas de vapor que drenan estos equipos se dimensionarán con un factor de dos en relación con la carga de operación.

### **2.6.3 Líneas de traseo, venas de vapor**

Líneas de tuberías que transportan líquidos viscosos son frecuentemente mantenidas a altas temperaturas por medio de tuberías más diminutas en el interior de ésta. Todo el arreglo se encuentra recubierto por materiales aislantes para evitar las pérdidas de calor hacia los alrededores. La figura 56 muestra la sección transversal de una línea de traseo.

**Figura 56. Línea de traseo de vapor**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam consumption of other plant item.* Página 7

El cálculo exacto del consumo de vapor resulta complicado, ya que dependerá de:

- El grado de contacto que existe entre las líneas.
- La temperatura del producto.
- Longitud, temperatura y caída de presión a través de la línea de traseo.
- La temperatura ambiente.
- La velocidad del viento que circula en el exterior de la línea.
- La emisividad del revestimiento metálico de la tubería.

En la práctica, es común asumir que las pérdidas por radiación de la línea de traseo se dan en la parte de la línea que lleva el producto calentado; y la carga de vapor necesaria para el calentamiento será igual a esta pérdida.

La tabla XXV proporciona las pérdidas de calor para tubería aislada con espesor del aislante de 50 ó 100 mm.

**Tabla XXV. Pérdidas de calor típicas para tuberías asiladas (W/m) con una velocidad del aire circundante de 10m/s**

Diámetro de tubería exterior	Espesor del aislante	Diferencia de temperatura entre el producto y el ambiente (°C)						
		25	75	100	125	150	175	200
DN 100	50	14	43	58	71	86	100	115
	100	9	26	36	45	54	62	71
DN 150	50	20	59	77	97	116	136	155
	100	12	35	46	58	69	81	92
DN 200	50	24	72	97	120	144	168	192
	100	14	41	55	70	84	98	112
DN 250	50	29	87	116	145	174	202	231
	100	16	49	66	82	99	115	131
DN 300	50	33	101	135	168	201	235	268
	100	18	56	75	94	113	131	151
DN 400	50	41	123	164	206	246	288	329
	100	23	68	91	113	136	158	181
DN 500	50	51	151	201	252	31	352	403
	100	28	82	109	136	163	191	217

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam consumption of other plant item.* Página 9

Cuando la pérdida de calor se ha determinado, el consumo de vapor puede determinarse usando la ecuación (2-20).

$$m_s = \frac{3.6qL}{h_{fg}} \quad (2-20)$$

donde:

$m_s$  : demanda de vapor (kg/h)

$q$  : pérdida de calor determinada de la tabla XXV (W/m)

$L$ : longitud de la línea de trazo que lleva el producto (m)

$h_{fg}$ : entalpía de evaporación del vapor a la presión de operación (kJ/kg)

El factor 3.6 dará el flujo en kg/h.

Para tubería encamisada, la pérdida de calor debe de asumirse como la que tendría una tubería principal de distribución que tiene un diámetro igual al del encamisado; tomando en cuenta cualquier aislamiento.

### **2.6.3.1 Número de líneas de trazo de vapor**

En la práctica, el número de líneas de trazo no será determinado a partir de las pérdidas de calor desde la tubería que transporta el líquido calentado.

El diámetro de las líneas de trazo de vapor que se colocarán en el interior de la tubería que transporta el líquido calentado se encuentra normalizado a 15 mm y 20 mm.

Los valores de la pérdida de calor dados por la tabla XXV son los máximos que pueden ser proporcionados por las líneas de calentamiento. Para determinar el número de líneas internas se debe de hacer uso de la cantidad de calor real suministrado por la línea de trazo según el material de la tubería.

La tabla XXVI presenta el calor suministrado por líneas de trazo de vapor de diámetros de 15 mm y 20 mm para acero y cobre. Conjuntamente se muestran las temperaturas del líquido calentado.



**Tabla XXVI. Calor suministrado por líneas de trazo de acero y cobre (W/m)**

Presión del vapor	Acero (NB)								Cobre (OD)								
	3 bar g		5 bar g		7 bar g		9 bar g		3 bar g		5 bar g		7 bar g		9 bar g		
Diámetro línea trazo (mm)	15	20	15	20	15	20	15	20	15	20	15	20	15	20	15	20	
Temperatura del producto calentado	10°C	113	145	125	161	135	174	143	184	80	197	89	119	96	129	102	135
	25°C	16	20	29	37	38	49	46	59	11	20	29	37	38	49	46	59
	50°C	79	101	92	118	101	130	109	141	56	75	65	87	72	97	78	104
	75°C	58	74	71	91	80	103	88	114	41	55	50	67	57	77	63	84
	100°C	37	47	50	64	59	76	67	86	26	35	35	47	42	56	48	64
	125°C	16	20	29	37	38	49	46	59	11	20	29	37	38	49	46	59
	150°C	-	-	8	10	17	22	25	32	-	-	5	7	12	16	18	24

Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam consumption of other plant item.* Página 10

El número de líneas de trazo se determina por medio de la ecuación (2-21).

$$N_{TL} = \frac{q_{LP}}{H_{TL}} \quad (2-21)$$

donde:

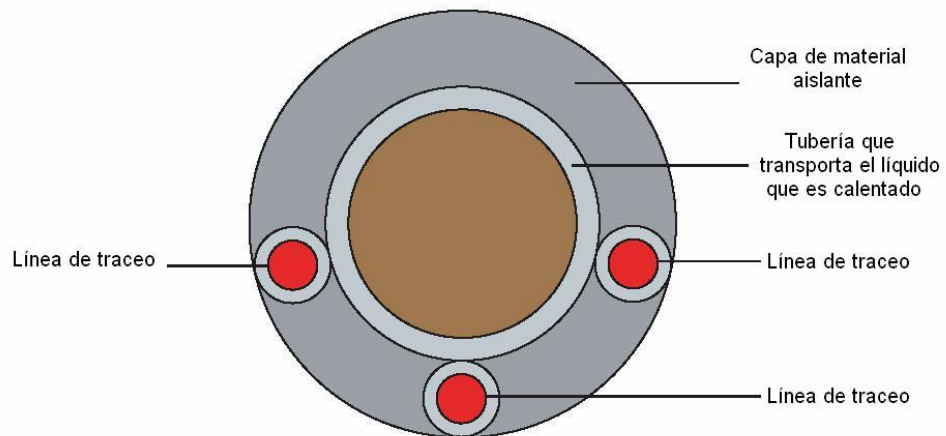
$N_{TL}$  : número de líneas de trazo

$q_{LP}$  : tasa de pérdida de calor desde la línea de proceso en (W/m), según tabla XXV

$H_{TL}$  : tasa de calor suministrado desde la línea de trazo según tabla XXVI (W/m)

La figura 57 muestra la sección transversal de una tubería calentada con tres líneas de trazo y su correspondiente capa de aislamiento.

**Figura 57. Tubería que transporta un líquido calentado por tres líneas de trazo de trazo**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam engineering principles and heat transfer- steam consumption of other plant item.* Página 10



### **3. TIPOS DE TRAMPAS DE VAPOR, SELECCIÓN Y FACTOR DE SEGURIDAD**

Las trampas de vapor son parte esencial de cualquier sistema de vapor. Son un enlace importante entre el manejo adecuado del vapor y el condensado, reteniendo el vapor en el proceso para aprovechar al máximo su capacidad calorífica, a la vez purgando el condensado y los gases no condensables en el momento adecuado.

Sin embargo, es común considerar a las trampas de vapor como elementos aislados y no como parte de un todo que afecta el funcionamiento del sistema. En todo sistema que hace uso del calor contenido en el vapor los siguientes aspectos resultan de importancia:

- Rapidez con la que los equipos alcanzan su temperatura normal de operación y como se afecta la eficiencia del sistema bajo estas circunstancias.
- Ausencia de problemas en el sistema durante su operación, es decir, si se ha seleccionado adecuadamente la trampa de tal manera que no se presente el golpe de ariete, corrosión, goteo en las conexiones o costos considerables en el mantenimiento del mismo.
- Efecto negativo que pueda tener el diseño del sistema en la vida y eficiencia de las trampas.

La cantidad de condensado con la cual una trampa de vapor debe de trabajar variará considerablemente. Puede ser que esta lo descargue a la temperatura del vapor, tan pronto como se forme, o a una temperatura inferior a la del vapor, cediendo parte de su calor sensible durante el proceso.

La presión de operación de las trampas puede ser cualquiera desde el vacío hasta cientos de bar. Para operar bajo estas distintas condiciones existen diferentes tipos, cada una teniendo sus ventajas y desventajas. La experiencia demuestra que las trampas operan mejor cuando sus características de funcionamiento son adecuadas para el proceso en cuestión.

Es imperativo que la trampa correcta sea seleccionada para desempeñar su función bajo ciertas condiciones dadas, como por ejemplo variaciones en la presión de operación del sistema, variaciones en la carga de calentamiento o variaciones en la presión de condensación. Las trampas de vapor pueden estar expuestas a extremos de temperatura o inclusive al golpe de ariete. Necesitan ser resistentes a la corrosión y/o suciedad.

Cualesquiera que sean las condiciones, una correcta selección es necesaria para la eficiencia del sistema. Claramente se ve que un tipo particular de trampa no será adecuado para todas las aplicaciones.

### **3.1 Definición**

Una trampa de vapor se puede definir como una válvula automática que realiza las siguientes tres funciones:

- Evacuación del condensado que se forma cuando el vapor proporciona su calor latente a un proceso en un sistema o por las pérdidas asociadas por la radiación en las tuberías de distribución.
- Evitar el paso de vapor hacia las tuberías de retorno de condensado o sistemas de drenaje, asegurando así que se aproveche su calor latente en el proceso.
- Remover el aire y otros gases no condensables, como el oxígeno molecular,  $O_2$ , y el bióxido de carbono,  $CO_2$ , del sistema de vapor para mantener una adecuada temperatura durante el proceso de transferencia de calor y reducir la corrosión asociada con estos gases.

### 3.1.1 Eliminación de lo indeseado

**Condensado:** en general, una ineficiente remoción del condensado de un sistema de vapor incrementará los costos por concepto de energía, por las razones siguientes:

- La presencia de condensado enfría el vapor disminuyendo el calor sensible del mismo lo que se traduce en una reducción en el aprovechamiento del contenido energético del vapor.
- El condensado en una tubería reduce el área de transferencia de calor, traduciéndose en una reducción del calor aprovechable.

La no remoción del condensado de una línea de vapor puede dañar accesorios tales como válvulas de control de flujo, codos, bridas, etc., debido al golpe de ariete que es causado cuando una porción del condensado queda atrapado entre una corriente de vapor que lo empuja a gran velocidad, impactando cualquier accesorio o equipo que se encuentre en la línea, dañándolo o inclusive destruyéndolo.

**Gases no condensables:** un sistema de vapor puede tener la presencia de gases como aire, oxígeno molecular y dióxido de carbono, los cuales no condensarán. Como se mencionó en las secciones 1.9.1, 1.9.2 y 1.9.3, la presencia de aire en el vapor reducirá la temperatura de éste repercutiendo en su capacidad para la transferencia de calor. El oxígeno y el bióxido de carbono corroerán las líneas de retorno de condensado. El oxígeno agrietará las superficies de las líneas de retorno liberando óxido, el cual contaminará el agua de alimentación de la caldera. Por otra parte, el bióxido de carbono disuelto en el agua formará ácido carbónico, altamente corrosivo.

### **3.1.2 Características deseadas de una trampa de vapor**

**Pérdida mínima de vapor:** fugas de vapor sin reparar resultarán en un incremento de los costos de generación.

**Larga vida y servicio seguro:** el desgaste rápido de sus partes resulta en una trampa que no ofrece servicio seguro. Una trampa eficiente ofrecerá ahorro de dinero al minimizar la necesidad de pruebas, reparaciones, limpieza, interrupción de servicio o cualquier otro requerimiento.

**Resistencia a la corrosión:** las partes importantes de una trampa deben de ser resistentes a la corrosión para que no sufran los efectos dañinos de los condensados cargados con ácidos u oxígeno.

**Venteo del aire:** el aire puede mezclarse con el vapor en cualquier momento, y en especial al arranque del equipo. El aire debe de ser evacuado para tener una transferencia de calor eficiente y para prevenir bloqueos en el sistema.

**Venteo del  $CO_2$ :** al eliminarlo a la temperatura del vapor se evita la formación de ácido carbónico. Por lo tanto la trampa de vapor debe de operar a una temperatura igual, o bastante cercana, a la del vapor, ya que el  $CO_2$  se disuelve en el condensado que se ha enfriado a temperatura menor que la del vapor.

**Funcionamiento con contrapresión:** la presurización de las líneas de retorno puede ocurrir por diseño o por mal funcionamiento. Una trampa de vapor debe ser capaz de funcionar aún cuando exista contrapresión en su tubería de retorno al sistema.

**Libre de problemas por suciedad:** suciedad y basura siempre serán algo que se encuentra en las trampas debido a que se instalan en los niveles bajos del sistema de vapor. El condensado recoge la suciedad y el sarro en las tuberías, y también partículas sólidas pueden ser acarreadas desde la caldera. Aún las partículas que se cuelan por los filtros son erosivas y por lo tanto la trampa de vapor debe de ser capaz de funcionar ante la presencia de suciedad.

Una trampa que ofrezca menos características que las anteriores, resultará en una eficiencia menor en el sistema y en un incremento en costos.



Cuando una trampa ofrece todas las características enlistadas, el sistema puede lograr:

- Un calentamiento rápido de las unidades de transferencia de calor.
- Temperaturas máximas en las unidades para una mejor transferencia de calor.
- Funcionamiento a capacidad máxima.
- Máximo ahorro energético.
- Reducción de la mano de obra por unidad.
- Una vida en servicio larga, sin problemas y de mínimo mantenimiento.

En algunos casos especiales se necesita una trampa sin algunas de las características mencionadas, pero en la gran mayoría de las aplicaciones la trampa que sea capaz de satisfacer todas las necesidades anteriores será la que proporcione mejores resultados.

### **3.2 Tipos de trampas de vapor**

Según el modo de operación de las trampas de vapor, estas se han clasificado en tres grupos generales (ISO 6704: 1982, *Classification of automatic steam traps*):

- Mecánicas: las cuales operan por cambios en la densidad del fluido.
- Termostáticas: que operan según los cambios en la temperatura del fluido
- Termodinámicas: operan según los cambios en la dinámica de los fluidos, es decir, cambios en la velocidad de flujo.

En esta sección se presentan trece tipos de trampas que se consideran las más comunes, divididas en los tres grupos anteriormente mencionados, como se muestra a continuación:

- Grupo mecánico
  - Flotador libre
  - Flotador y palanca
  - Flotador y termostato
  - Balde
    - Abierto
    - Invertido
- Grupo termostático
  - Presión balanceada (fuelle)
  - Bimetálica
  - Expansión de líquidos
  - Expansión metálica

- Grupo termodinámico
  - Disco
  - Pistón o impulso
  - Laberinto
  - Orificio

### **3.2.1 Grupo mecánico, accionadas por densidad**

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

Estos aparatos responden a cambios de nivel, independientemente de la presión o temperatura del condensado. Las trampas mecánicas responden rápidamente a condiciones cambiantes. La temperatura de descarga del condensado sigue muy de cerca la curva de saturación del vapor teniendo un tipo de descarga modulante, lo que las hace energéticamente eficientes.

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

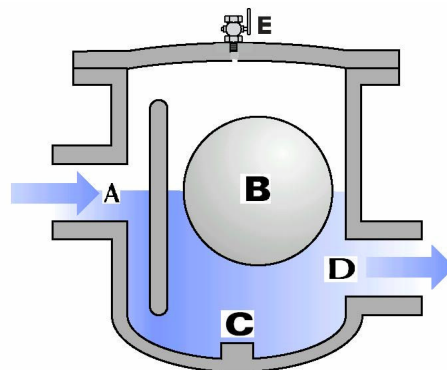
Un orificio grande es bueno para descargar aire, pero resulta malo en términos de pérdida de vapor; lo contrario ocurre con un orificio pequeño. Estas trampas descargan condensado a temperatura que sigue la línea de saturación.

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

### 3.2.1.1 Flotador libre

En la figura 58, cuando el condensado entra a través de “A” el nivel del agua aumenta y el flotador “B” es levantado de su punto de reposo “C”. Esto permite al condensado pasar libremente a través del orificio “D”. Si el flujo de condensado disminuye, también lo hace el nivel de agua en la trampa y el flotador empieza a tapar la salida “D”. Cuando se ha descargado todo el condensado, el flotador cierra completamente el orificio, evitando cualquier pérdida de vapor. La acción del flotador permite una escala continua en función de la cantidad de condensado que llega a la trampa.

**Figura 58. Trampa de flotador libre**



Fuente: Spirax Sarco, *Design of fluid systems-steam utilization*. Página 34

**Ventajas:**

- Este tipo de trampa necesita de poco mantenimiento ya que son pocas las partes móviles que pueden sufrir daño.
- El sello de agua que se forma debido a la diferencia de niveles entre la entrada “A” y la salida “D” impide la salida de vapor. Ver figura 58.

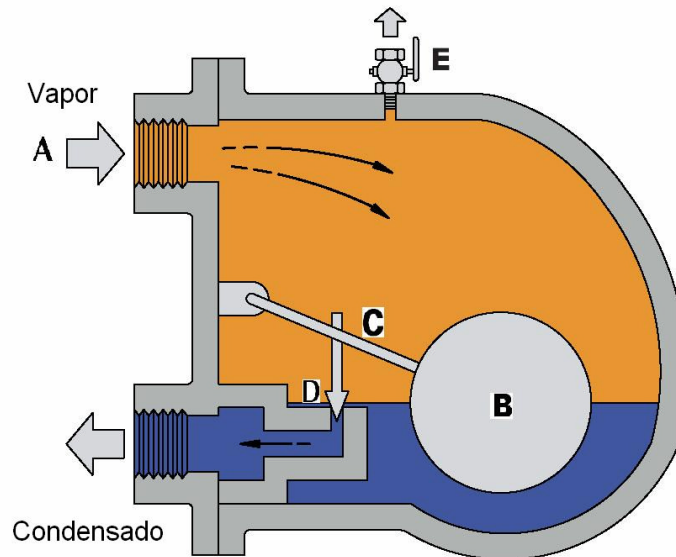
**Desventajas:**

- El sello de agua que forma la diferencia de alturas entre la entrada y la salida impide el escape de aire del sistema. Por esta razón, se debe de instalar una válvula manual para la purga del aire, mostrada en la figura 58 con la letra “E”.
- El flotador produce un asiento deficiente en el pequeño orificio de salida.

**3.2.1.2 Flotador y palanca**

La figura 59, muestra una trampa para vapor de flotador y palanca. El vapor entra al cuerpo de la trampa a través de la entrada “A” y el flotador “B” sube a medida que el nivel de condensado aumenta. La palanca “C” une el flotador a la válvula de salida “D”, la cual abre gradualmente a medida que el flotador sube.

**Figura 59. Trampa de flotador y palanca**



Fuente: Spirax Sarco, **Steam trapping-mechanical steam traps**. Página 2

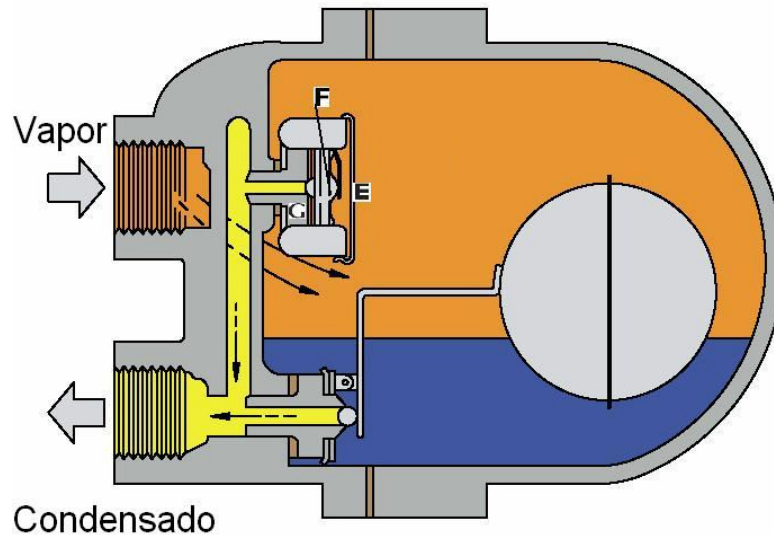
La posición de la válvula varía de acuerdo con el nivel del agua en el cuerpo de la trampa, dando una descarga continua de condensado para cualquier caudal que no sea superior a la capacidad máxima de la trampa. Si la carga de condensado disminuye y el vapor llega a la trampa, el flotador bajará hasta su posición inferior. La válvula se apoya firmemente en su asiento impidiendo la salida de vapor. El mayor inconveniente de estas trampas, es que el aire no puede salir a través de la válvula principal en el momento del arranque. A menos que se instale un medio para su eliminación el condensado no podrá llegar a la trampa con el consecuente bloque de ésta. En ocasiones se instala una válvula manual para la purga del aire, mostrado por la letra "E" en la figura 59, en la parte superior de la trampa. Esta solución tiene la desventaja de requerir su operación manual cada vez que deja de llegar vapor a la trampa.

### 3.2.1.3 Flotador y termostato

Un mejor diseño de la trampa anterior incluye un elemento automático que eliminará el aire el cual es termostático, como se muestra en la figura 60. Este elemento permite el paso del aire acumulado al momento de iniciar la operación de un equipo. El venteador automático de aire utiliza la misma cápsula de presión balanceada que una trampa termostática, y se localiza en el espacio ocupado por el vapor por encima del nivel de condensado. Después de liberar el aire que se acumula al momento de iniciar la operación, el venteador se cerrará hasta que aire o cualquier otro gas no condensable se acumule durante la operación normal y se abra debido a una reducción en la temperatura de la mezcla de vapor-aire. El venteador de aire termostático ofrece el beneficio adicional de incrementar la capacidad de pasar condensado cuando el sistema comienza a operar a temperaturas inferiores a la normal.

En la figura 60, la válvula “F” está totalmente abierta cuando la trampa está fría con lo que el aire descarga perfectamente en el arranque. Tan pronto como el aire llega a la trampa el elemento “E” se expande y empuja la válvula “F” contra su asiento “G” con lo cual el vapor no puede escapar. Si durante la operación entra aire en la trampa, quedará acumulado en la parte superior. Su efecto de enfriamiento provocará que el elemento termostático se contraiga, permitiendo la descarga de aire. Aunque la llegada de condensado sea muy importante, el agua nunca puede llegar a descargar a través del elemento termostático. Si esto ocurre, significa que la trampa está mal dimensionada para la carga de condensado a eliminar. Algunas trampas del tipo flotador incorporan una válvula de salida directa de vapor en lugar del elemento termostático. Se trata simplemente de una válvula de aguja que actúa como *by pass* de la válvula principal y permite la salida de vapor que podría bloquear la trampa impidiendo la llegada de condensado.

**Figura 60. Trampa de flotador con ventilador termostático de aire**



Fuente: Spirax Sarco, *Steam trapping-mechanical steam traps*. Página 2

En el pasado, el ventilador termostático de aire era un punto débil si existía la presencia del golpe de ariete en el sistema. Inclusive el flotador podía dañarse si el golpe era severo. Sin embargo, en trampas de flotador modernas el ventilador de aire es compacto, bastante robusto, la cápsula que lo contiene es de acero inoxidable, y las técnicas modernas de soldadura usadas para la manufactura del flotador hacen de la trampa en su conjunto resistente al golpe de ariete.

La trampa de flotador y termostato resulta ser lo más cercana posible a una ideal. Ésta descargará el condensado tan pronto como se forme, sin importar los cambios en la presión del vapor.



### **Ventajas:**

- Descarga condensado continuamente a la temperatura del vapor sin dejar que éste se acumule en la tubería de entrada a la trampa. Esto hace que sea la primera opción para aplicaciones donde la tasa de transferencia de calor es alta para el área de calentamiento disponible.
- Puede descargar cantidades grandes o pequeñas de condensado con la misma efectividad y no es afectada por variaciones súbitas en la presión o tasas de flujo.
- Descarga aire y gases libremente.
- Posee una alta capacidad para su tamaño.
- Los modelos que incorporan el sistema antibloqueo mediante válvulas de aguja resultan en la única opción utilizable cuando este fenómeno es susceptible de aparecer.
- Funciona aún con alta presión en la descarga (sistema de retorno de condensados).
- Construcción sencilla.
- Son resistentes al golpe de ariete.

**Desventajas:**

- Este tipo de trampas puede ser dañado por heladas y su cuerpo debe de ser aislado si está a la intemperie en temperaturas por debajo de cero Celsius.
- Como ocurre con todas las trampas mecánicas, diferentes tamaños del orificio de descarga se requieren para permitir una operación cuando varía la presión. Trampas que operan a altas presiones de vapor tendrán pequeños orificios para balancear la fuerza de flotación del flotador (la fuerza hacia arriba del flotador es contrarrestada por la fuerza hacia abajo que es igual al producto de la presión del vapor por el área de la superficie del orificio de salida). En la práctica, las trampas mecánicas tienen diferentes tamaños de asiento de válvulas para cada gama de presiones.
- Relativamente grande y pesada.
- Difícil de comprobar su operación en el campo.
- Cuando falla normalmente lo hace en su posición cerrada.
- Se puede instalar únicamente en una posición u orientación.

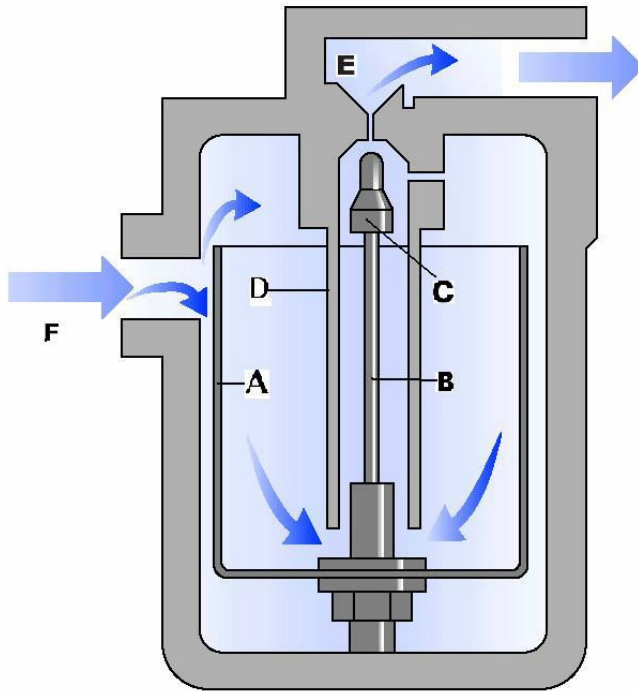
### 3.2.1.4 Balde

#### 3.2.1.4.1 Abierto, cubeta abierta

Un balde abierto por su parte superior puede sustituir al flotador para actuar sobre la válvula. Este balde flotará en el condensado cuando esté vacío, pero caerá por su propio peso cuando esté lleno de condensado.

Una trampa de este tipo se presenta en la figura 61. Unida al fondo del balde "A" va una varilla "B" a la que se ajusta la válvula "C". Varilla y válvula están en el interior de un tubo "D" abierto por su parte inferior. En la parte superior de éste tubo va el asiento de la válvula "E".

**Figura 61. Trampa de balde abierto, o cubeta abierta**



Fuente: Spirax Sarco, *Design of fluid systems-steam utilization*. Página 34

Cuando el condensado entra por “F” en primer lugar llena el cuerpo de la trampa por el exterior del balde. Este flota y la válvula se apoya en su asiento. Si sigue entrando condensado en la trampa, empieza a llenar el interior del balde. Cuando está suficientemente lleno, el peso de éste condensado provoca que el balde baje hasta el fondo de la trampa abriendo la válvula.

La presión del vapor empuja el agua a través del tubo central hasta que el balde pueda volver a flotar y a continuación se repite el ciclo. De la descripción del funcionamiento se deduce que las trampas de este tipo tienen descarga intermitente.

#### **Ventajas:**

- Este tipo de trampas en general son robustas y se pueden usar para altas presiones y vapor sobrecalentado.
- Soportan el golpe de ariete así como condensados corrosivos.
- El mecanismo es sencillo por lo cual resulta difícil que se dañe.

#### **Desventajas:**

- Puesto que el peso del balde determina el área de la válvula para una presión dada, implica que solo se puede descargar condensado para una gama de presiones dadas. Esta limitación mecánica provoca que este tipo de trampa tienda a ser grande y pesada en relación con su capacidad de descarga. Por lo anterior resulta de poco uso.

- No incorpora ningún mecanismo para la eliminación de aire y gases no condensables, por lo que únicamente se puede realizar mediante una válvula manual o un elemento termostático. Se puede practicar un pequeño agujero en la parte alta del tubo de descarga para que el aire pueda escapar libremente, pero si la cantidad de aire es grande se recomienda un sistema complementario.
- Este tipo de trampas se puede dañar por heladas y el cuerpo deteriorarse si queda lleno y a la intemperie.

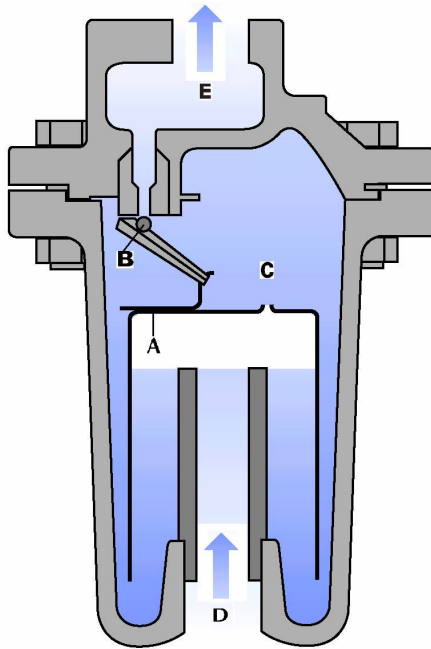
#### **3.2.1.4.2 Invertido, cubeta invertida**

Una trampa utilizada más comúnmente que la de balde abierto es la de balde invertido mostrada en la figura 62. Las partes mostradas en esta figura son: “A” cubeta invertida, “B” válvula, “C” orificio para la descarga de aire, “D” entrada del vapor y “E” salida del condensado.

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

Estas trampas usan una cubeta invertida como flotador y emplean la diferencia de densidad entre el vapor y el condensado como principio de operación. La descarga de este tipo de trapa es intermitente.

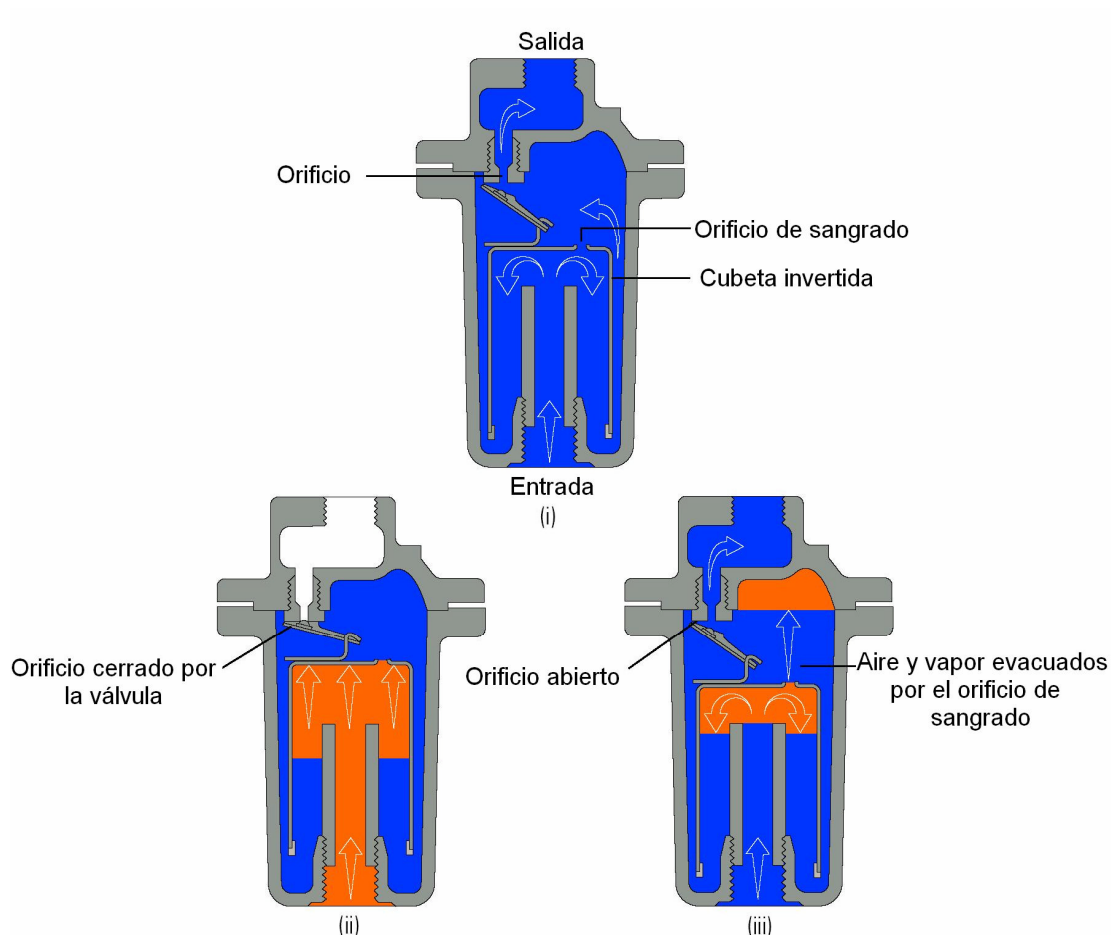
**Figura 62. Trampa de balde invertido**



Fuente: Spirax Sarco, *Design of fluid systems-steam utilization*. Página 29

En la figura 63 se muestra de manera esquemática la operación de este tipo de trampas. En (i) la cubeta se encuentra en la parte más baja posible, moviendo la válvula de su asiento. El condensado fluye desde el fondo de la cubeta llenando el cuerpo y fluyendo hacia fuera por la conexión de salida de la trampa. En (ii) la entrada de vapor causa que la cubeta flote, ésta se eleva y hará que la válvula asiente, cortando el paso de condensado hacia la salida. En (iii) la trampa permanece cerrada hasta que el vapor en la cubeta se condense o escape a través del orificio de venteo en la parte superior de la cubeta. Entonces el balde se sumergirá moviendo nuevamente la válvula de su asiento. El condensado acumulado será soltado y el ciclo se ha completado.

**Figura 63. Operación de una trampa de cubeta invertida**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam trapping-mechanical steam traps*. Página 3

En (ii), el aire que llega a la trampa en el arranque dará flotabilidad al balde y cerrará la trampa. El orificio de venteo en la cubeta es esencial para permitir que el aire escape para una eventual descarga a través de la válvula. El agujero, y la presión diferencial son pequeñas motivo por el cual la trampa resulta relativamente lenta para el venteo del aire. Al mismo tiempo deberá de dejar pasar (y por lo tanto desperdiciar) cierta cantidad de vapor hasta que el aire sea eliminado. Un venteador de aire instalado en paralelo reducirá el tiempo de arranque.

**Ventajas:**

- Se pueden fabricar para resistir altas presiones.
- Puede usarse con vapor sobrecalentado si se coloca una retención en la entrada, es decir, una válvula de cheque.
- Resiste razonablemente condiciones de golpe de ariete y por su construcción mecánica es difícil que se dañe.
- Cuando falla usualmente lo hace en posición abierta, es segura para aplicaciones que requieren de este tipo de falla, por ejemplo en el drenado de turbinas.

**Desventajas:**

- El pequeño tamaño del agujero de venteo practicado en la parte superior del balde implica que se elimine aire muy lentamente. No se puede hacer un orificio excesivamente grande ya que se perdería demasiado vapor durante la operación normal.
- Siempre debe de quedar suficiente agua en la trampa para que actúe como sello alrededor de la parte inferior del balde. Si la trampa pierde este sello de agua, el vapor saldrá directamente al exterior a través de la válvula. Esto puede suceder en aplicaciones en las que se produzca una caída importante de la presión del vapor con lo que el condensado contenido en el cuerpo de la trampa se revaporizará (*flash steam*).



La cubeta perderá su flotabilidad y se hundirá permitiendo que vapor vivo escape por el orificio de la trampa. Esta situación se normalizará hasta que llegue a la trampa una cantidad de condensado superior a la de agua y vapor que escapen a través de la válvula abierta, al ocurrir esto se llena el fondo de la trampa restableciendo el sello.

- Si se debe de utilizar una trampa de balde invertido para una aplicación en la que es de prever fluctuaciones importantes en la presión, es necesario instalar una válvula de retención a la entrada de la trampa. Esta válvula evitará la pérdida de sello. Vapor y agua estarán en libertad de fluir en la dirección indicada, ya que una reversibilidad en el flujo será imposible ya que la válvula de retención será forzada a actuar.
- La alta temperatura del vapor sobrecalentado puede ocasionar la pérdida del sello de agua en una trampa de balde invertido. En este caso una válvula de retención resulta esencial. Algunos fabricantes colocan la retención en la propia trampa como un estándar.
- Las trampas de balde invertido pueden sufrir daño por heladas si se instalan a la intemperie. Como ocurre con otros tipos de trampas mecánicas, un pequeño asilamiento puede ser suficiente para superar este problema si las condiciones no son demasiado severas. Si las condiciones ambientales estarán por debajo de cero Celsius, será prudente considerar un tipo de trampa más robusta. Para el caso del drenado de líneas principales, una trampa termodinámica será la primera opción.

### **3.2.2 Grupo termostático, 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 en el arranque en frío y pueden ser instaladas en varias posiciones. La mayoría funcionan con un elemento bimetálico o un fuelle en forma de cápsula llena de un líquido vaporizable. La instalación de estas trampas requiere de un tubo recolector de condensado, donde se puede enfriar para obtener la diferencia de temperatura mediante la cual funciona el elemento termostático.

Las trampas que operan 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 exactamente la curva de saturación, y el elemento bimetálico está sujeto a corrosión con una reducción en la fuerza de cerrado.

Por otra parte, las trampas accionadas por fuelle, descargan condensado a temperaturas que siguen la curva de saturación. El punto débil es el fuelle en sí ya que puede ser dañado por sobrecalentamiento, golpes 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 de lenta respuesta, sino que la energía calorífica en el condensado dentro de la trampa la que se disipa lentamente, prolongando el tiempo de respuesta. Aislado la trampa, se reducirá más el tiempo de respuesta.

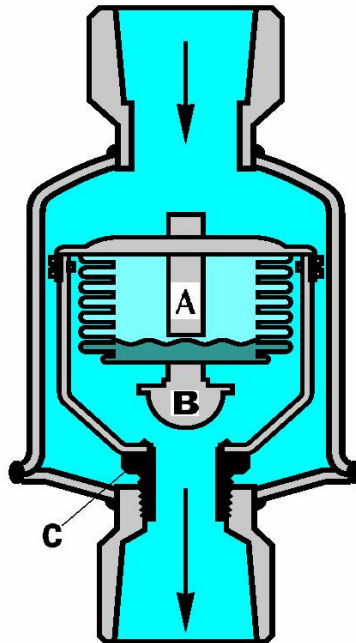
Montándola trampa al final de un ramal frío en donde circule aire mejorará el funcionamiento; esta es una recomendación para su instalación.

### **3.2.2.1 Presión balanceada, o de fuelle**

La figura 64 muestra una trampa para vapor termostática de presión balanceada. El elemento termostático "A" está fabricado a partir de un tubo de metal corrugado que puede expandirse y contraerse.

Una válvula "B" situada en la parte baja del elemento termostático se ajusta contra el asiento "C", si aquel se expande. La parte superior de este elemento está fija, con lo cual todas las expansiones y contracciones significan movimiento de la parte libre "B". El elemento está lleno de un líquido vaporizable, usualmente una mezcla de alcohol, cuyo punto de ebullición es menor a la del agua. Cuando vapor entra al sistema, el aire es expulsado a través de la válvula abierta "B". El condensado frío seguirá al aire y será descargado por el mismo lugar. Conforme el condensado se calienta sucederá una transferencia de calor a la mezcla de alcohol que llena el elemento. Antes de que el condensado alcance la temperatura del vapor, la mezcla alcanzará su punto de ebullición. Tan pronto como empieza a hervir, se producirá vapor de la mezcla, aumentando la presión interna del elemento. Esta presión es superior a la que hay en el cuerpo de la trampa con lo cual el elemento se expande, apoyando la válvula "B" en su asiento "C".

**Figura 64. Trampa termostática de presión balanceada**

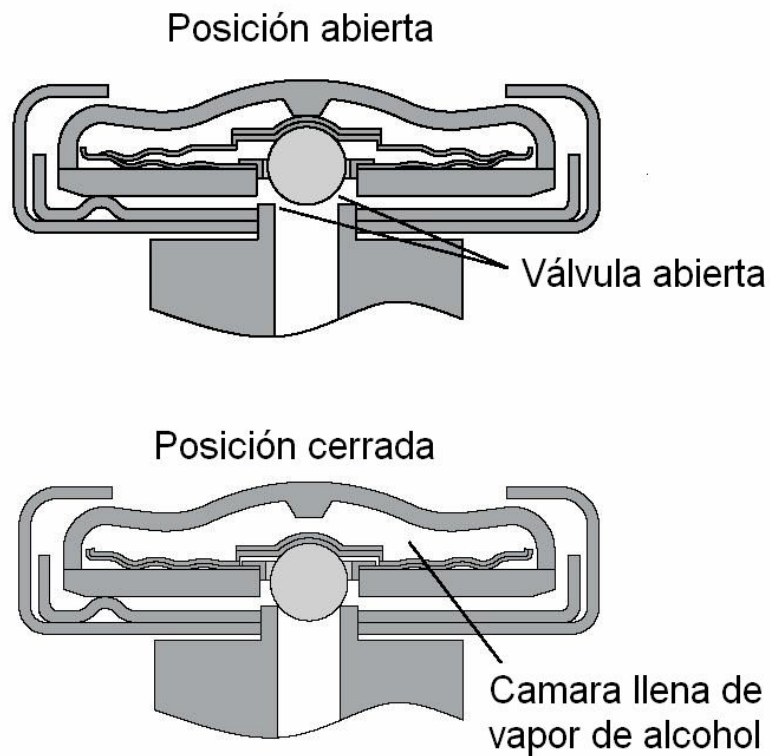


Fuente: *Armstrong*, **Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados**.

Página 14

La trampa ha cerrado, con lo cual el vapor que sigue al condensado no puede escapar. Cuando el condensado que llena el cuerpo se enfría, también enfriará la mezcla alcohólica del interior del elemento haciendo que se condense. Con ello, disminuye la presión que mantiene la válvula cerrada, el elemento se contrae y la válvula abre. El condensado es descargado y se reinicia el ciclo. La figura 65 muestra la operación del elemento termostático de una trampa de presión balanceada.

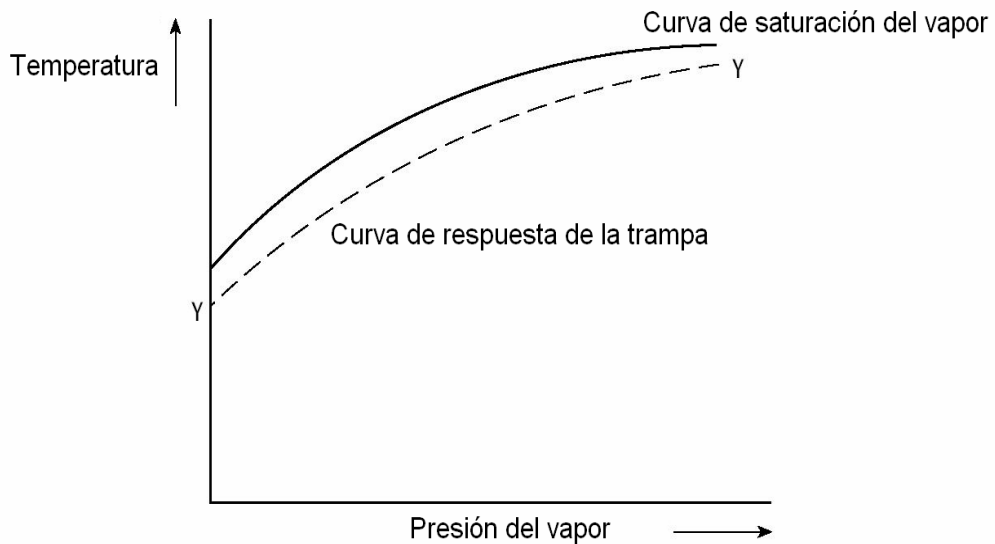
**Figura 65. Operación del elemento termostático de una trampa de presión balanceada**



Fuente: Spirax Sarco, *Steam trapping-thermostatic steam traps*. Página 4

El diferencial de temperatura por debajo de la del vapor a la cual la trampa opera es gobernada por la concentración de la mezcla del líquido contenido en la cápsula. El elemento termostático dará una rápida respuesta a los cambios de presión y temperatura. El resultado será la curva de respuesta ilustrada en la figura 66.

**Figura 66. Curva típica de respuesta de una trampa de presión balanceada**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam trapping-thermostatic steam traps.* Página 5

La presión de vapor no afecta la operación de la trampa. Lo que actúa es la diferencia entre la presión interior y la exterior del elemento la cual es función de la diferencia de temperatura entre el vapor y el condensado. La temperatura del vapor aumenta con la presión, con lo cual la trampa de presión balanceada se ajusta automáticamente a cualquier variación de presión. Cuando mayor es la presión de vapor, mayor es la presión en el elemento que provoca el cierre de la trampa, solo es necesario un asiento para cualquier presión dentro de los límites de trabajo de una trampa de este tipo.

**Ventajas:**

- Son pequeñas, ligeras y poseen una gran capacidad en comparación con su tamaño.
- La válvula está completamente abierta en el arranque, permitiendo la descarga de aire y otros gases no condensables libremente y proporcionando la máxima salida de condensado cuando la carga es grande.
- Este tipo de trampa no es afectada por las heladas cuando trabaja en posiciones expuestas, a menos que exista una elevación posterior del condensado que pueda inundar la trampa cuando no hay vapor.
- Las modernas trampas de presión balanceada se auto ajustan cuando existen variaciones en la presión del vapor dentro de su rango de operación. Será capaz de tolerar hasta 70°C de sobrecalentamiento del vapor.
- El mantenimiento resulta sencillo. Tanto la cápsula como el asiento de la válvula se podrán remover y reemplazar, sin la necesidad de desconectar la trampa de la línea.
- Puede instalarse en varias posiciones.

#### **Desventajas:**

- El elemento extensible en este tipo de trampa se puede dañar por golpes de ariete o condensado corrosivo, aunque los elementos de acero inoxidable, introducidos en los últimos años, soportarán mejor estas condiciones.

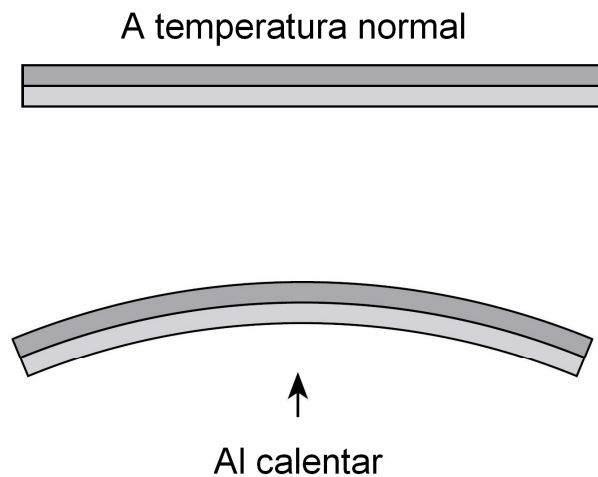
- La mayoría de trampas de presión balanceada no pueden utilizarse con vapor sobrecalentado. El exceso de temperatura crea una presión en el interior del elemento termostático que no es compensada con la presión que la rodea. Como consecuencia, se puede dañar el elemento. Sin embargo, recientemente se ha diseñado un elemento encapsulado que puede resistir vapor sobrecalentado.
- Al igual que todas las trampas termostáticas, la de presión balanceada no abrirá hasta que la temperatura del condensado haya caído por debajo de la temperatura del vapor (la diferencia de temperatura exacta es función de la mezcla que llena la cápsula). Esto es una desventaja si hay que usar la trampa para aplicaciones en las que no se puede tolerar el anegado del espacio destinado al vapor, por ejemplo; drenaje de líneas principales, intercambiadores de calor y líneas de trazo críticas.
- Difícil de comprobar su operación en el campo.

### **3.2.2.2 Bimetálica**

Como el nombre implica, una trampa de este tipo está fabricada usando dos tiras de metales diferentes soladas entre sí para formar un sólo elemento. Las tiras se dilatan en cantidades diferentes cuando se calientan y tomarán una forma curva como muestra la figura 67. El metal que se expande en mayor cantidad ocupa la parte externa de la curva. Cuando se enfría el elemento, se recupera la forma original.



**Figura 67. Elemento bimetálico simple**

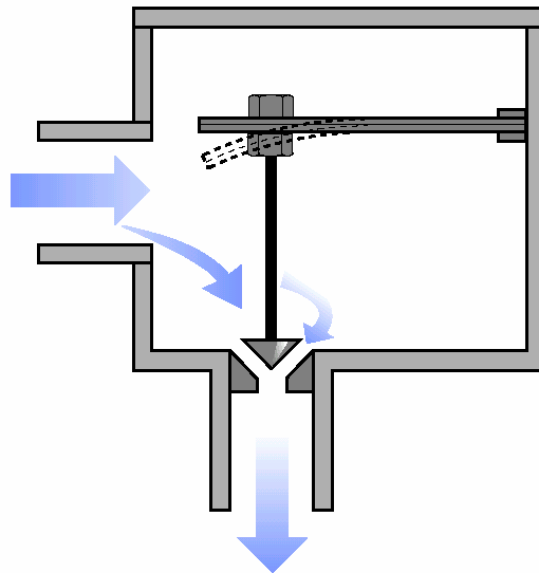


Fuente: *Spirax Sarco, Steam trapping-thermostatic steam traps.* Página 6

Una trampa de vapor que usa un elemento bimetálico logrará que la válvula se mueva por la deflexión de éste, como muestra la figura 68. Un extremo del elemento bimetálico está fijo al cuerpo de la trampa, mientras que el otro está conectado a la válvula. Aire y condensado pasan libremente a través de la válvula abierta hasta que la temperatura se aproxime a la del vapor con la consecuente flexión del elemento, cerrando la válvula.

La trampa permanecerá cerrada hasta que el cuerpo se llene de condensado suficientemente frío para que permita al elemento bimetálico recuperar su posición inicial y abra la válvula.

**Figura 68. Trampa bimetalica de simple asiento**



Fuente: *Spirax Sarco, Design of fluid systems-steam utilization.* Página 35

Cuando la válvula se apoya en su asiento, la presión del vapor en el interior de la trampa actúa para mantenerla cerrada contra la fuerza del bimetálico. Mientras el bimetálico no encuentre ninguna oposición para cerrar la válvula, cuando se expande por calentamiento, tiene mayor dificultad para abrir de nuevo una vez que ha cerrado. Esto significa que el condensado debe enfriarse considerablemente antes de que la válvula pueda abrir con el anegado parcial que esto provoca.

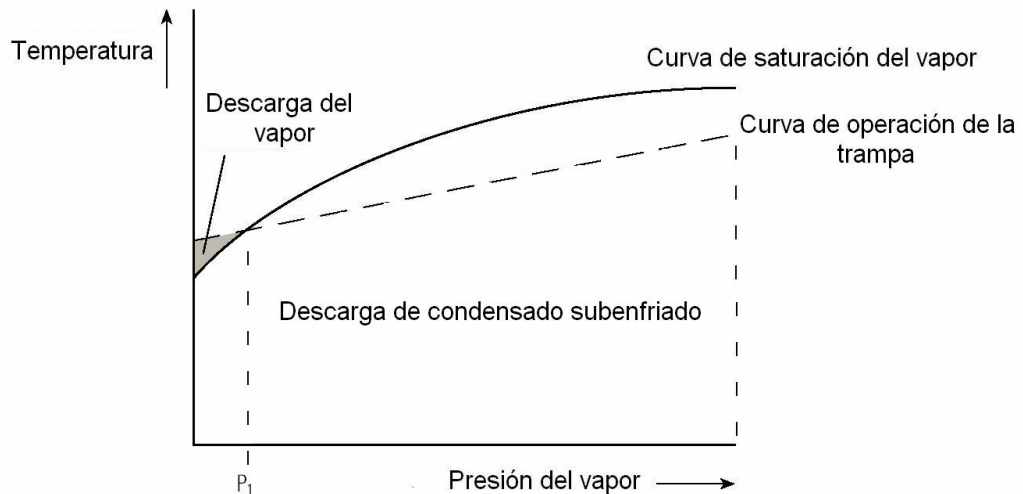
Dos puntos hay que tener en consideración con respecto a este simple elemento:

- El bimetálico se curvará a una temperatura fija, de tal manera que la trampa abra y cierre a una temperatura determinada, que no cumplirá con los requerimientos de un sistema de vapor el cual posiblemente opere a varias presiones y temperaturas. Ver figura 69.
- Debido a que la fuerza que se ejerce por una tira bimetálica es pequeña, un elemento bastante masivo deberá de ser utilizado el cual puede ser lento para reaccionar a los cambios de temperatura en el sistema de vapor tanto para abrir como para cerrar la válvula.

El desempeño de cualquier trampa de vapor puede ser medido por la forma como responde tomando como referencia la curva de saturación del vapor. La respuesta ideal seguirá muy de cerca la curva y estará apenas debajo de ésta. Un elemento bimetálico simple tiende a responder a cambios de temperatura de manera lineal.

La figura 69 muestra la curva lineal característica de operación de un elemento bimetálico simple en relación con la curva de saturación del vapor. Conforme la presión del vapor se incrementa por encima de  $P_1$ , la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor y la temperatura de operación de la trampa se incrementará. El anegado por condensado se incrementará con la presión del sistema, con la consecuente inhabilidad de la trampa a cambios en la presión.

**Figura 69. Respuesta típica de una trampa de vapor con un solo elemento bimetalico**

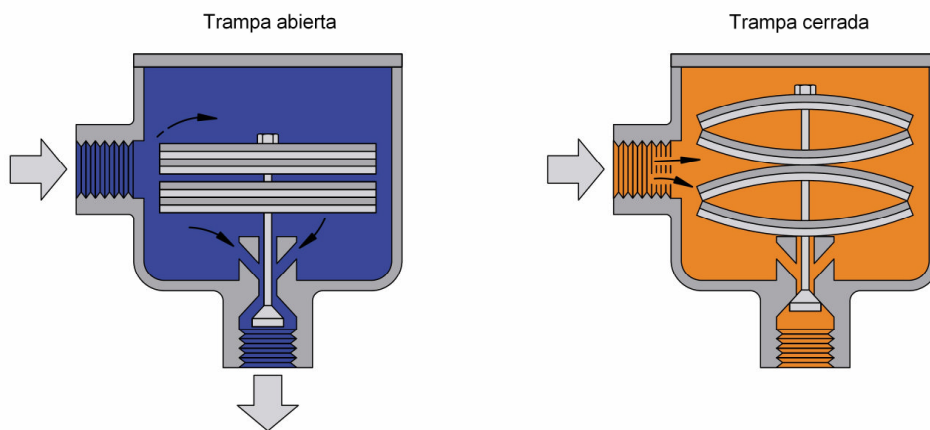


Fuente: Spirax Sarco, **Steam trapping-thermostatic steam traps**. Página 7

Es necesario notar que a presiones por debajo de  $P_1$ , la temperatura de operación de la trampa está por encima de la curva de saturación del vapor. Esto causará que la trampa deje pasar vapor a estas presiones. Es posible asegurar que la trampa estará ajustada durante la manufactura de tal manera que esta porción de la curva de saturación siempre estará por encima de la línea de operación. Sin embargo, debido al comportamiento lineal del elemento, la diferencia entre las dos temperaturas (la de saturación del vapor y la de operación de la trampa) se incrementará aún más con la presión del vapor, aumentando el efecto de anegamiento.

Claramente, esta es una operación insatisfactoria para una trampa, y varias modificaciones se han hecho para salvaguardar estas deficiencias. Una es el uso de una combinación de dos grupos de discos bimetálicos agrupados en un solo arreglo, que operan a diferentes temperaturas. Ver figura 70.

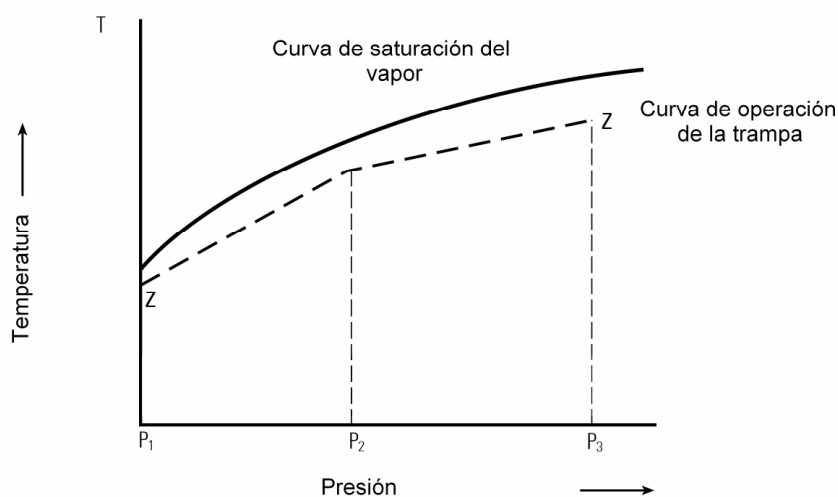
**Figura 70. Operación de una trampa bimetálica con dos grupos de discos**



Fuente: Spirax Sarco, **Steam trapping-thermostatic steam traps**. Página 7

El resultado del arreglo anterior es la curva de respuesta lineal de dos partes mostrada en la figura 71. Esta es una mejora en comparación con la figura 69, pero aún así no sigue exactamente la curva de saturación del vapor. Un grupo de bimetales se deflectará para dar respuesta en el rango de presiones  $P_1$  a  $P_2$ . A altas temperaturas un segundo arreglo de bimetales contribuirán para dar respuesta en el rango de presiones  $P_2$  a  $P_3$ . Claramente, aunque ha habido una mejora a partir del diseño original, este arreglo aún resulta insatisfactorio en términos de seguir la curva de saturación del vapor.

**Figura 71. Respuesta típica de una trampa bimetalica de dos juegos de discos**



Fuente: Spirax Sarco, **Steam trapping-thermostatic steam traps**. Página 8

Tomando como referencia las curvas de respuesta de las trampas bimetalicas mostradas en las figuras 69 y 71 se concluye que una mejor respuesta que se aproxime a la curva de saturación del vapor se obtendrá al utilizar varios arreglos de discos bimetalicos emplazados en el interior de la trampa.

#### **Ventajas:**

- Generalmente son pequeñas en tamaño, sin embargo tienen una gran capacidad para la descarga de condensados.
- La válvula estará completamente abierta cuando la trampa está fría, lo cual da una gran capacidad de drenaje de aire y de condensado al momento del arranque, cuando más es necesario.

- Con un diseño adecuado del cuerpo y con un drenado libre de condensado a la salida, este tipo de trampa no se hiela aún trabajando a la intemperie. Los cuerpos de algunos tipos de trampas bimetálicas se diseñan para no sufrir daño cuando se producen heladas.
- Estas trampas pueden construirse de tal manera que puedan resistir golpes de ariete, condensados corrosivos, presiones elevadas de vapor y vapor sobrecalentado.
- Los elementos bimetálicos pueden trabajar en un amplio margen de presiones de vapor sin necesidad de variar el tamaño del orificio de la válvula, si bien puede ser necesario un ajuste de la posición de ésta.
- Si la válvula está a la salida del orificio del asiento, actuará como retención y evitará el flujo inverso a través de la trampa. Sin embargo, si existe la posibilidad de una inversión en el flujo, una válvula de retención tendrá que ser instalada a la salida de la trampa.
- Como el condensado es descargado a una temperatura por debajo de la de saturación del vapor, parte de la entalpía de saturación del agua se puede transferir al equipo siempre que el anegado de una parte del espacio destinado al vapor se pueda tolerar. Esto extraerá el máximo de energía del condensado antes de que éste sea drenado y desperdiciado, y explica el por qué estas trampas son usadas en líneas de trazo donde el condensado siempre se desperdicia.

- El mantenimiento de este tipo de trampas no presenta ningún problema, puesto que las partes internas se pueden reemplazar sin desconectarla de la línea.
- Puede instalarse en varias posiciones.
- Normalmente la falla se da en posición abierta.

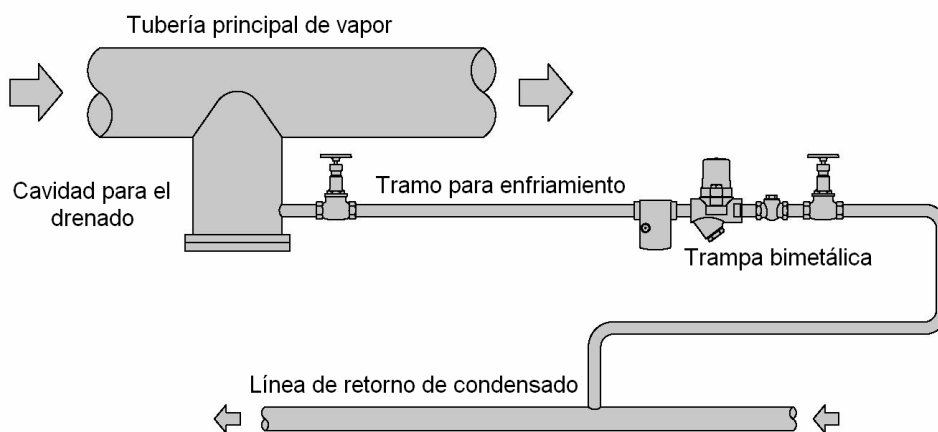
**Desventajas:**

- En general, las trampas bimetálicas no responden con rapidez a los cambios de caudal o de presión puesto que el bimetal tiene una reacción relativamente lenta a las variaciones de temperatura.
- Ya que el condensado es descargado a una temperatura por debajo de la de saturación del vapor habrá anegamiento del espacio destinado al vapor a menos que exista un tramo de tubería de enfriamiento suficientemente largo entre equipo y trampa, típicamente de 1.3 m de tubería sin aislamiento (ver figura 72).
- Las trampas bimetálicas no son adecuadas para procesos donde una inmediata remoción de condensado sea necesaria para alcanzar los máximos rendimientos. Esto es particularmente relevante procesos que controlan su temperatura.
- Algunas trampas bimetálicas son vulnerables a bloquearse por la suciedad que es acarreada en el interior de las tuberías impidiendo el cierre completo de la válvula.



- Si la trampa debe de descargar a una contrapresión significativa, el condensado deberá de enfriarse más de lo normal antes de que la válvula abra. Una contrapresión del 50% causará un incremento en la temperatura de descarga de hasta 50°C. En esta situación será necesario incrementar la longitud de la tubería de enfriamiento. Además una recalibración será necesaria.
- Difícil determinar su operación en el campo.

**Figura 72. Trampa bimetalica con pierna de enfriamiento**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam trapping-thermostatic steam traps*. Página 10

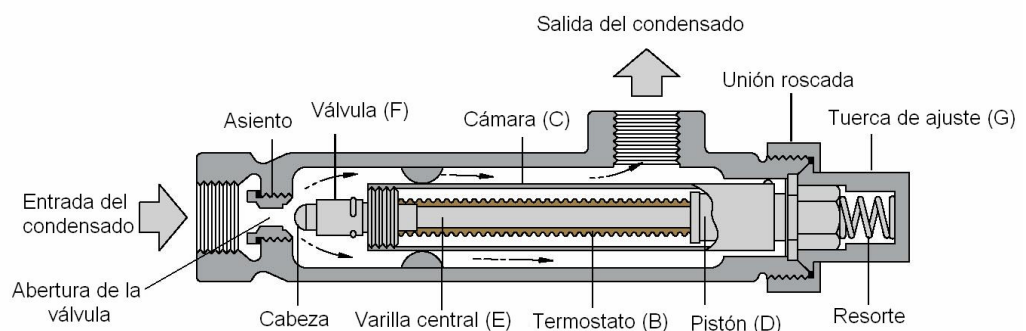
### 3.2.2.3 Expansión de líquidos

La trampa más popular de expansión líquida es la mostrada en la figura 73; opera por la expansión y contracción de un termostato lleno de líquido que responde a la diferencia de temperatura entre el vapor y el condensado. Cuando no hay vapor, el aire y el condensado salen a través de la abertura de la válvula "A".

El termostato “B” está sumergido dentro de una cámara llena de aceite “C” que está en contacto con el pistón de movimiento libre. En un extremo de la varilla central “E” se fija la válvula “F”. Cuando la temperatura del condensado que pasa a través de la trampa aumenta, el calor se transmite al aceite con lo que el elemento termostático se expande.

Esta expansión actúa sobre el pistón “D” y la válvula “F” es empujada lentamente hacia su asiento reduciendo progresivamente el flujo del condensado. La trampa se regula para que cierre completamente antes de que salga vapor.

**Figura 73. Trampa termostática de expansión líquida**



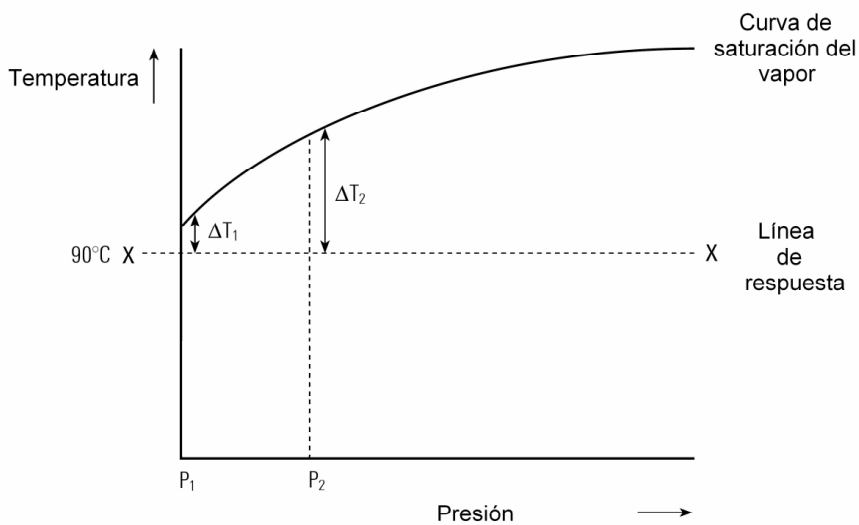
Fuente: *Spirax Sarco, Steam trapping-thermostatic steam traps*. Página 2

Si se forma condensado de un modo continuo y a velocidad constante; la válvula quedará en una posición fija para permitir la salida de éste condensado. Si la cantidad de condensado aumenta llenará la tubería previa a la válvula y la enfriará. Este enfriamiento contraerá el termostato y la válvula retrocederá de su posición, permitiendo salir un volumen mayor de condensado. Viceversa, si llega menos condensado a la trampa, estará a mayor temperatura debido a la proximidad del vapor. Esta mayor temperatura expandirá el termostato y la abertura de la válvula se reducirá.

Estas trampas pueden ajustar la temperatura de descarga entre 60°C y 100°C, mediante la tuerca “G”, acercando o alejando la válvula de su asiento para que cierre a la temperatura deseada (dentro del margen de presiones de la trampa) en función del equipo que debe de ser drenado.

La figura 74 muestra la curva de saturación del vapor, conjuntamente con la línea de respuesta de una trampa de expansión líquida, calibrada para descargar condensado a 90°C.

**Figura 74. Curva de respuesta de una trampa de expansión líquida**



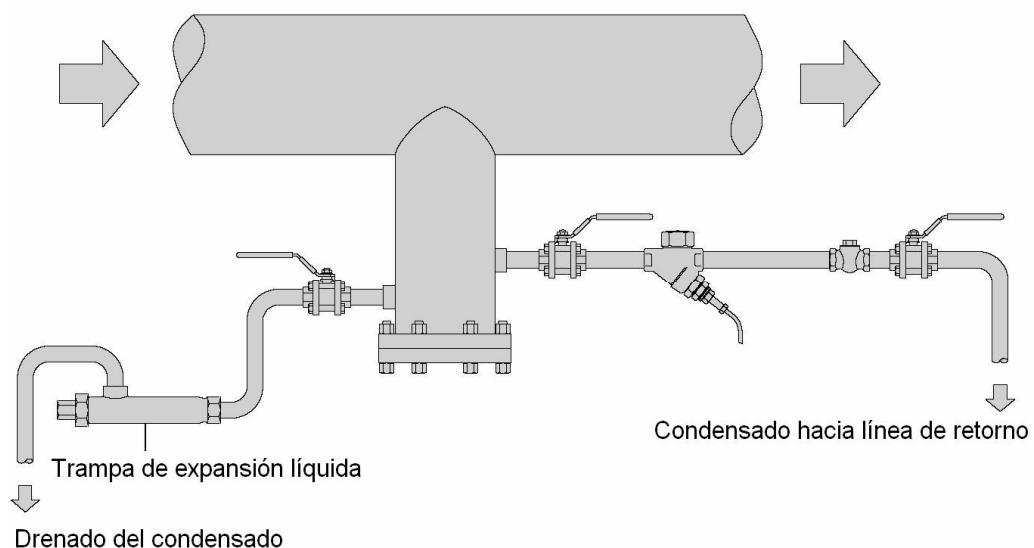
Fuente: Spirax Sarco, **Steam trapping-thermostatic steam traps**. Página 2

Se puede ver según la figura 74 que cuando la presión es  $P_1$ , el condensado deberá de enfriarse en un pequeña cantidad ( $\Delta T_1$ ), y el trampeo será aceptable. Sin embargo, sí si la presión se incrementa a  $P_2$  entonces el condensado tendrá que enfriarse más ( $\Delta T_2$ ) para pasar a través de la trampa.

Este enfriamiento solamente puede tener lugar en una longitud de tubería entre el equipo drenado y la trampa, y si la temperatura de descarga de la trampa permanece constante, el proceso sufrirá de anegación.

Debido a la característica de descarga a temperatura constante, la trampa de expansión de líquidos es usada como un elemento de corte por drenado, en donde su salida siempre debe de estar ubicada en la parte de arriba, como lo ilustra la figura 75, para asegurar una continua inmersión del elemento lleno de aceite. Ya que la trampa únicamente puede descargar condensado en el rango entre 60°C y 100°C normalmente se deberá de abrirse durante el arranque. La instalación debe de ser acompañada de un sistema principal de drenado conectado a un sistema de retorno de condensados.

**Figura 75. Instalación de una trampa de expansión de líquidos**



Fuente: *Spirax Sarco, Steam trapping-thermostatic steam traps.* Página 3

### **Ventajas:**

- Las trampas de expansión líquida se pueden ajustar para descargar a muy bajas temperaturas. Este hecho puede reducir el consumo de vapor en aplicaciones en las que se puede tolerar un cierto anegamiento del espacio destinado al vapor.
- Al igual que la trampa de presión balanceada, la de expansión líquida estará totalmente abierta cuando esté fría, produciendo máximas descargas de aire y condensado en el arranque.
- Puede usarse como un elemento de drenado en líneas principales de vapor sobrecalentado de baja presión durante los períodos de arranque donde se puede garantizar la existencia de un tramo de tubería para el enfriamiento del condensado.
- Puede soportar golpes de ariete y vibraciones.

### **Desventajas**

- El tubo flexible del elemento se puede ver afectado por condensado corrosivo o sobrecalentado.
- Puesto que la trampa de expansión líquida descarga condensado a una temperatura de 100°C o menor, no debe de ser utilizada en aplicaciones que requieran una inmediata eliminación del condensado.

- Si la trampa estará expuesta a condiciones de congelamiento, deberá de ser bien aislada.
- En sí misma, la trampa de expansión de líquidos no es una solución al drenado de condensados. Requiere de la instalación de otra trampa instalada en paralelo para que la operación sea satisfactoria. Sin embargo puede usarse en donde los tiempos de calentamiento no son de importancia crítica para el proceso, como el caso del drenado de tanques pequeños calentados por serpentines.

#### **3.2.2.4 Expansión metálica**

El principio de operación de esta trampa es muy similar al tipo de expansión líquida. La diferencia se encuentra en que el movimiento de la válvula se obtiene por la expansión de una varilla metálica, en lugar de un elemento lleno de aceite.

La cantidad de movimiento obtenible por la variación de un grado de temperatura en una varilla metálica es mucho menor que en el caso del aceite.

Por esta razón, este tipo de trampa no es tan flexible en operación como su contraparte líquida. Con el fin de obtener un movimiento apreciable, la varilla debería de tener una longitud de un metro. El desmesurado tamaño de la trampa ha resultado en su no utilización.

### 3.2.3 Grupo termodinámico, energía cinética

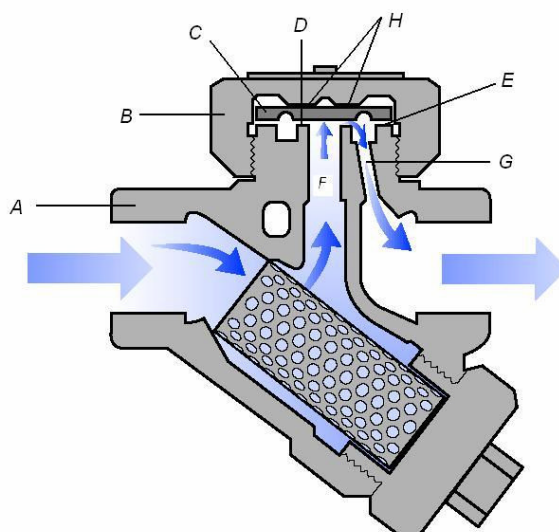
Este grupo trabaja por la diferencia de velocidad entre el vapor y el condensado. Al igual que las trampas mecánicas, las termodinámicas son detectoras de fase; pueden diferenciar entre líquido y gas, pero no entre vapor, aire y gases no condensables.

#### 3.2.3.1 Disco

Este tipo de trampa es extremadamente robusta con un simple modo de operación. La válvula consiste en un disco que cierra con la alta velocidad del revaporizado (*flash steam*) y abre con la baja velocidad del condensado. Su construcción es extremadamente sencilla ya que la única parte móvil es el disco.

En la figura 76 se presentan las partes más representativas de una trampa termodinámica de disco. Esta consiste de un cuerpo "A", una tapa "B" y un disco libre "C", que es la única pieza móvil. En la parte superior del cuerpo, se mecaniza una hendidura anular con resaltes interior "D" y exterior "E", que constituye el asiento del disco. Las caras del asiento y el disco se mecanizan planas, con el fin de que éste asiente sobre el anillo interior y el exterior, al mismo tiempo. Por esta acción, la entrada "F" queda aislada de la salida "G", lo cual es esencial si se desea un cierre perfecto. Los resaltes "H" tienen la función de apoyar el disco "C" cuando la trampa descarga.

**Figura 76. Trampa termodinámica de disco**



Fuente: Spirax Sarco, *Design of fluid systems-steam utilization*. Página 33

La figura 77 describe el funcionamiento de la trampa termodinámica de disco. En el momento del arranque, la presión de entrada eleva el disco, y condensado frío y aire se descargan inmediatamente desde la cámara interna, debajo del disco, y escapan a través de las salidas periféricas, como muestra (i).

Condensado caliente que fluye a través de la entrada de la trampa hacia la cámara que está por debajo del disco sufrirá una caída en la presión y esto hará que se forme vapor *flash* (revaporizado), permitiendo la liberación de éste que se mueve a alta velocidad. Esta alta velocidad crea un área de baja presión por debajo del disco, permitiendo que caiga sobre su asiento. Ver parte (ii) de la figura 77.

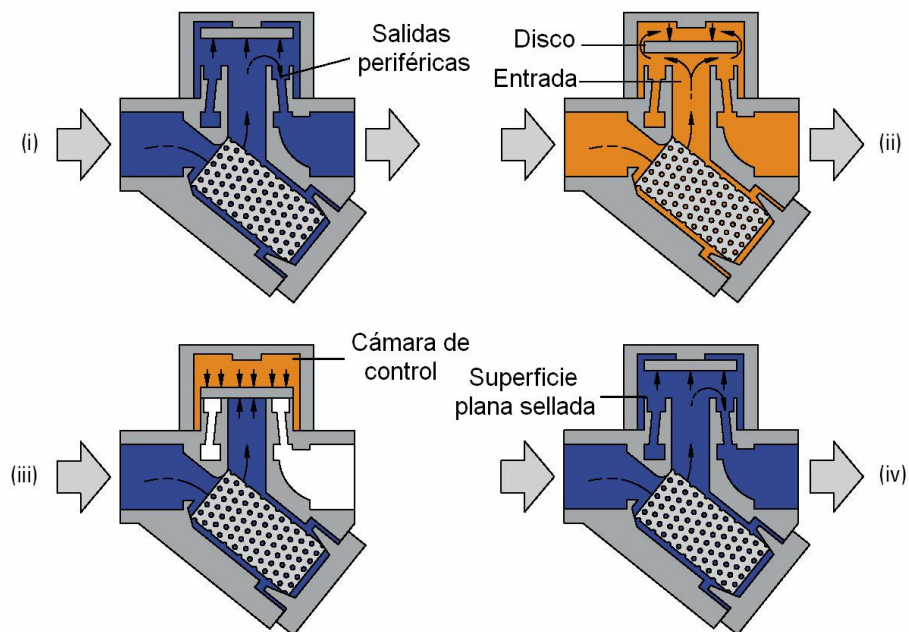
Al mismo tiempo, la presión del revaporizado se eleva en el interior de la cámara que está por encima del disco, forzando a éste a bloquear la entrada del condensado que ingresa.



En este punto el revaporizado es atrapado en la cámara superior, ejerciendo presión sobre la cara superior del disco. Esta presión es igualada por la presión que ejerce el condensado sobre la cara inferior del disco, cuando ingresa. Sin embargo, la parte superior del disco estará sometida a una mayor fuerza que la inferior, ya que posee una mayor área superficial. Ver parte (iii) de la figura 77.

Eventualmente, la presión ejercida en la parte superior de la cámara decaerá a medida de que el revaporizado se condensa. El disco será elevado por el condensado, que tendrá una mayor presión y el ciclo se repetirá. Ver parte (iv) de la figura 77.

**Figura 77. Operación de una trampa termodinámica de disco**



Fuente: Spirax Sarco, *Steam trapping-thermodynamic steam traps*. Página 2

El ciclo de la trampa dependerá de la temperatura del vapor y de las condiciones ambientales. La mayoría de trampas permanecerán cerradas por un período de 20 a 40 segundos. Si la trampa abre con demasiada frecuencia, tal vez por que las condiciones ambientales sean frías, húmedas o el aire sopla muy fuerte, el tiempo que la trampa permanece abierta puede disminuirse al colocar una capa de material aislante en la parte superior de la trampa.

**Ventajas:**

- Las trampas termodinámicas de disco operan dentro de su margen de presiones sin ajuste o cambio del tamaño de la válvula.
- Son compactas, simples, ligeras y tienen una gran capacidad de descarga de condensado en comparación con su tamaño.
- Este tipo de trampas puede ser usadas donde se presenten presiones elevadas y vapor sobrecalentado y no es afectada por golpes de ariete o vibraciones.
- Al estar construidas de acero inoxidable presentan un alto grado de resistencia a los condensados corrosivos.
- No se averían por las heladas y en ningún caso se congelarán si se instalan en un plano vertical y descargando libremente a la atmósfera. Sin embargo la operación en esta posición implica un desgaste del contorno del disco.

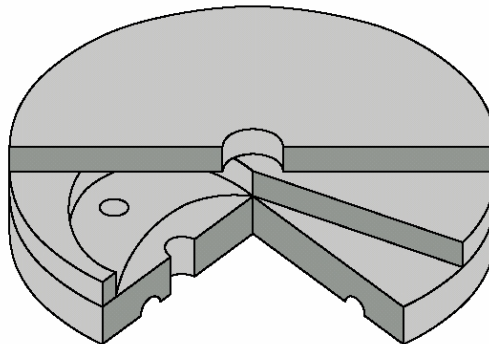
- Puesto que la única parte móvil es el disco, se puede efectuar fácilmente el mantenimiento sin sacar la trampa de la línea. El disco evita el retorno de condensado, con lo cual no es necesaria la instalación de una válvula de retención (*chek*).
- El *clic* audible que ocurre cuando la trampa abre y cierra ayudará en el momento que se desee comprobar el funcionamiento de la trampa.

**Desventajas:**

- Las trampas termodinámicas no trabajarán satisfactoriamente cuando la presión diferencial es muy pequeña, ya que la velocidad del fluido que pasa por la parte baja del disco es insuficiente para que ocurra una caída en la presión. Están sujetas a que la presión en la entrada tenga un valor mínimo, típicamente 0.25 bar g, pero puede someterse a una contrapresión de un 80 % de la presión a la entrada.
- Las trampas termodinámicas de disco pueden descargar una gran cantidad de aire en el arranque si la presión en la entrada aumenta lentamente. Sin embargo, un aumento rápido de la presión provocará que el aire tenga velocidad suficiente para cerrar la trampa de igual manera a como lo hace el vapor. En este caso se deberá de instalar un eliminador termostático de aire en paralelo. Las trampas termodinámicas modernas incluyen un mecanismo anti-bloqueo por aire que previene el aumento de la presión del aire en la parte superior del disco y permite el escape de éste. Ver figura 78.

- La descarga de la trampa puede ser ruidosa lo cual puede impedir su utilización en ciertos lugares. Para eliminar lo anterior, se podrá instalar un difusor a la salida de la trampa.
- Se debe de tener cuidado de no sobredimensionar la trampa ya que esto puede incrementar el ciclaje e inducir desgaste. El drenaje de tuberías de distribución deberá de hacerse utilizando trampas termodinámicas de disco de baja capacidad.

**Figura 78. Mecanismo anti-aire de una trampa termodinámica**

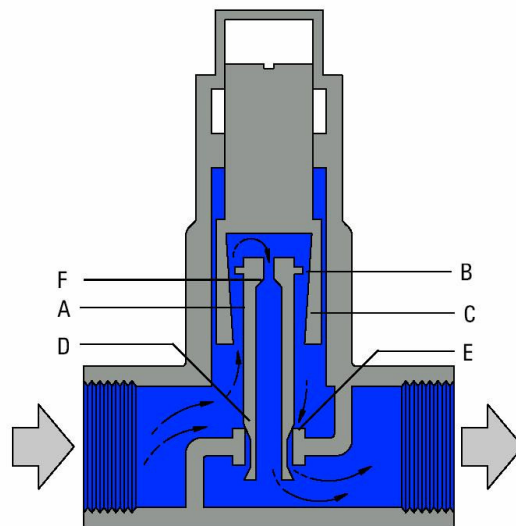


Fuente: *Spirax Sarco, Steam trapping-thermodynamic steam traps*. Página 3

### 3.2.3.2 Pistón o de impulso

Una trampa de este tipo se muestra en la figura 79, la cual consiste en un pistón hueco "A", que incluye un resalte delgado "B". Este elemento trabaja dentro de un cilindro ahusado "C" que actúa como una guía.

**Figura 79. Trampa de impulso**



*Spirax Sarco, Steam trapping-thermodynamic steam traps.* Página 4

En el momento del arranque, la válvula principal “D” descansa sobre el asiento “E”. Primero el aire y después el condensado frío llegan a la trampa y la presión que se ejerce en la parte baja del resalte “B” hace subir la válvula principal y se producirá la descarga. Parte del condensado pasa por el espacio comprendido entre el resalte “B” y el cilindro guía “C”, llegando a la salida a través del orificio “F”.

La presión en la parte superior del pistón disminuye debido al aumento de la velocidad del condensado y la válvula permanecerá abierta. Conforme la temperatura del condensado se acerca a la del vapor, una parte del mismo se revaporizará al pasar por el estrechamiento que hay entre “B” y “C”. Este revaporizado se acumula en la cámara de la parte superior del disco e intenta salir por el orificio “F”.

Como el revaporizado tiene un volumen considerablemente mayor que la masa correspondiente de condensado, tarda en pasar a través de "F" y se generará una sobrepresión en la cámara, forzando el pistón hacia abajo.

El caudal de condensado se reduce debido a la forma cónica de la guía, con lo que la trampa permanece en una posición que permite la descarga del condensado a medida que va llegando.

Cuando el vapor llega a la trampa, aumenta aún más la presión en la parte superior del pistón con lo cual la válvula cierra completamente. La válvula no da un cierre hermético motivo por el cual pasará algo de vapor a través del orificio "F".

**Ventajas:**

- Las trampas de impulso tienen una buena capacidad de descarga de condensado con un tamaño relativamente pequeño.
- Pueden trabajar en una amplia gama de presiones sin necesidad de un cambio en el tamaño de la válvula y puede usarse con altas presiones y vapor sobrecalentado.
- Eliminan el aire con facilidad y no se bloquean por la presencia de éste.

**Desventajas:**

- Las trampas de impulso no siempre cierran totalmente y pueden perder vapor cuando las cargas son pequeñas.

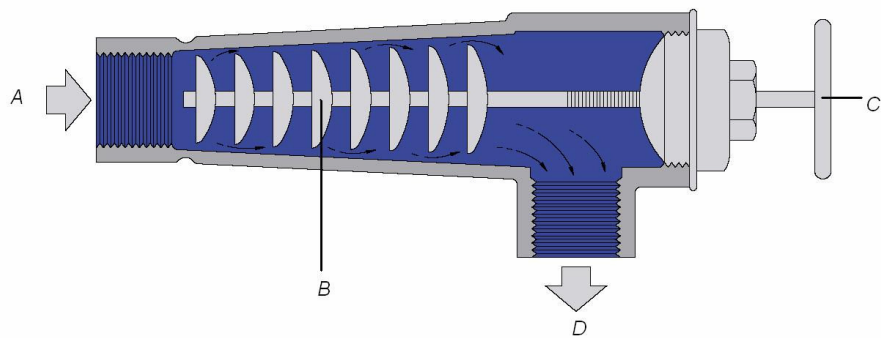
- Las afecta sensiblemente cualquier tipo de suciedad que entre en el cuerpo de la trampa debido a las pequeñas tolerancias existentes entre pistón y cilindro.
- Este tipo de trampa pueden presentar pulsaciones a bajas cargas produciendo ruido, golpes de ariete y daños mecánicos a la válvula
- No pueden trabajar cuando la contrapresión excede de un 40% de la presión de entrada.

### **3.2.3.3 Laberinto**

La figura 80, muestra una trampa sencilla de laberinto. El condensado entra por "A" y a su paso encuentra un número de deflectores ajustables "B" que aumentan de diámetro en el sentido de entrada a salida. El condensado pierde presión gradualmente al pasar por cada una de estas restricciones.

Como consecuencia, parte del condensado revaporiza en cada una de las cámaras formadas por los deflectores, con lo cual el flujo de condensado es frenado, impidiendo la salida de vapor. Las placas deflectoras pueden ser variadas de posición ajustando la rueda de mano "C". Si el espacio que se deja entre los deflectores y el cuerpo de la trampa es grande pasará condensado y vapor. Si, por el contrario, las tolerancias son muy pequeñas, solo descargará condensado frío.

**Figura 80. Trampa de laberinto**



Fuente: Spirax Sarco, *Steam trapping-thermodynamic steam traps*. Página 4

**Ventaja:**

- Esta trampa es pequeña comparada con su capacidad de descarga y no presenta averías mecánicas al no poseer partes automáticas.

**Desventaja:**

- Este tipo de trampas deben de ser ajustadas manualmente cuando hay variaciones importantes de la presión del vapor o de la carga de condensado. Si el ajuste no es el adecuado a las condiciones de operación, se puede producir pérdidas de vapor o anegamiento por condensado.



#### 3.2.3.4 Orificio

Estos son dispositivos que contienen un agujero de un diámetro predeterminado que permite el flujo de una determinada cantidad de condensado bajo a una presión en particular. En la práctica, las cargas de condensado y las presiones del vapor pueden variar considerablemente. Por lo anterior, las cargas en el momento del arranque y en operación normal pueden diferir considerablemente con la presión del vapor la cual variará debido a la acción de los controles de temperatura. Estas condiciones variables darán como resultado la existencia de placas de orificio que retengan condensado durante el proceso o que dejen pasar vapor vivo, afectando el desempeño de los equipos.

Las placas de orificio siempre son dimensionadas tomando como referencia las cargas normales en operación, para que puedan retener una cantidad considerable de condensado sin permitir el paso del vapor. Si este es el caso, en el arranque, las placas no serán capaces de retener el vapor y este tendrá la capacidad de anegar los equipos.

Una alternativa consiste en dimensionarlas de tal manera que no se presente el anegamiento durante el arranque. En este caso el agujero estará efectivamente sobredimensionado durante la operación normal, dejando pasar vapor.

Usualmente, el dimensionado del agujero es un compromiso entre dos condiciones anteriores.

**Corrosión y servicio del equipo:** un anegamiento continuo incrementa el riesgo de corrosión en el espacio destinado para el vapor.

No es inusual encontrarse con este fenómeno después de la instalación de este tipo de trampas, la vida de servicio por parte del equipo será menor a la esperada aún usando el tipo correcto de agujero para la trampa.

**Ventajas:**

- Puede usarse satisfactoriamente cuando tanto la presión como las cargas son constantes.
- No posee partes móviles lo cual hace que estos dispositivos no requieran de mantenimiento.
- Son extremadamente pequeñas en relación con su capacidad de drenaje y prácticamente no presenta ninguna pérdida por radiación.

**Desventajas:**

- La principal desventaja se encuentra en la necesidad de fijar el tamaño del orificio, el cual debe de ser forzosamente pequeño.
- El aire será descargado muy lentamente durante el arranque
- Si el dimensionado se hace a partir de las cargas normales de operación, las trampas de orificio se anegarán durante el arranque, reduciendo el desempeño de los equipos durante este período, incrementando el tiempo de calentamiento para alcanzar la temperatura normal de operación y con un alto riesgo de presencia de corrosión en el espacio destinado para el vapor.

- Si el dimensionado se hace tomado como referencia las cargas al momento del arranque, este tipo de trampas desperdiciarán vapor cuando el equipo trabaje a su carga normal, incrementando considerablemente los costos de operación.
- Estas trampas siempre se bloquearán por la suciedad acarreada con el vapor debido al diminuto tamaño del orificio, aún cuando se instalen filtros.
- El costo involucrado al reemplazar un intercambiador de calor debido a problemas por corrosión serán considerablemente superiores a los que se tendrían si la trampa de orificio es sustituida por otro tipo.
- Si no llega condensado, se tendrá una pérdida constante de vapor a través del orificio.
- La erosión producida por el vapor y las partículas de suciedad aumentarán gradualmente el diámetro del orificio, incrementando las pérdidas de vapor.
- Estas trampas no son recomendadas para el drenado de condensado en aplicaciones susceptibles a condiciones variables de la carga.

### 3.3 Selección de trampas de vapor y factor de seguridad

#### 3.3.1 Consideraciones básicas

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

**Conservación de energía:** este punto se refiere a las pérdidas de vapor vivo que tienen las diferentes trampas. Nuevas, todas las trampas tienen más o menos la misma eficiencia, una pérdida de vapor entre 0.23 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 atascado en un serpentín, por ejemplo, se está reduciendo la capacidad de transmisión de calor de éste y la eficiencia térmica del proceso de calentamiento por medio del mismo.

**Resistencia al desgaste:** la resistencia al desgaste influye directamente en el punto anterior. La trampa termodinámica 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 reduciendo 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.

**Resistencia a la corrosión** todas las trampas son afectadas por la corrosión debido al  $CO_2$  y al  $O_2$  presentes en el sistema, pero algunas, como las bimetálicas y de expansión, con dispositivos más sensibles, son más afectadas por la corrosión.

**Resistencia al golpe de ariete:** los elementos termostáticos y los flotadores cerrados son muy sensibles a este fenómeno y se dañan fácilmente.

**Venteo de aire y  $CO_2$  a la temperatura del vapor:** las trampas de cubeta invertida y de orificio ventean gases a la temperatura del vapor, mientras que las otras los hacen a temperaturas menores, en ocasiones unos pocos grados y a veces hasta 10 grados menos (en caso de trampas bimetálicas). Entre más se enfríe el  $CO_2$ , más corrosivo se vuelve dentro del sistema de condensado.

**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. Las trampas que modulan según la carga y tienen carga continua son casi imposible de probar en el campo sin inspección visual de descarga.

**Habilidad de manejar cargas de aire al arrancar el sistema:** las trampas que dejan pasar mejor el aire al arrancar el sistema son las termodinámicas, 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.

**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 ciclar, se queda abierta dejando pasar vapor vivo cuando la contrapresión llega a un 40% de la presión del vapor.

**Resistencia al daño por congelamiento:** en climas fríos, la resistencia al congelamiento es muy importante. En este caso las trampas que tienen internamente depósitos de agua, como las 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.

**Operación a baja carga:** en general, la respuesta de las trampas a baja carga es bastante buena. Cuando operan a una carga mucho menor que la carga de diseño, la trampa operará con menor eficiencia, dejando pasar más vapor. La trampa de disco a baja carga cicla mucho, causando un aumento en las pérdidas de vapor y mayor desgaste tanto del orificio como del asiento.

**Respuesta al golpe de condensado:** los cambios rápidos ocasionan acumulación repentina de condensado. La respuesta de las trampas mecánicas es inmediata, lo que asegura que se descargue rápidamente todo el condensado. Las trampas termostáticas presentan una respuesta demorada porque esperan el enfriamiento del condensado; algo similar ocurre con las trampas de disco que esperan el enfriamiento del vapor de la vaporización instantánea encima del disco. Esto puede causar acumulación momentánea de condensado en los serpentines o tubos del intercambiador.

**Capacidad para pasar suciedad:** la suciedad siempre está presente en cualquier sistema de vapor: Pedazos de incrustación de tubería, óxido debido a la corrosión en el sistema, etc. Normalmente la mugre está atrapada entre la válvula y el orificio de la trampa, lo que impide el cierre completo de la válvula. Esto causa fuga y erosión del asiento, dañándolo permanentemente. Las trampas con orificio pequeño 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 mugre caen en 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.

**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 tiene que ser grandes por los dispositivos que las conforman; los elementos bimetálicos requieren un tamaño más grande que las otras trampas.

**Falla normal de las trampas (abierta o cerrada):** según el diseño de la trampa, esta puede fallar abierta o cerrada. Sin embargo, en algunas ocasiones una falla abierta es menos dañina que una cerrada. Desde el punto de vista del proceso, es mejor que la trampa falle abierta, así no se afecta el proceso. Una falla crítica de la trampa cerrada, puede cortar la producción, causar corrosión o inclusive golpe de ariete; la pérdida de vapor es aceptable comparado con el paro del proceso. Pero si la trampa está sobredimensionada, la pérdida de vapor será significativa.

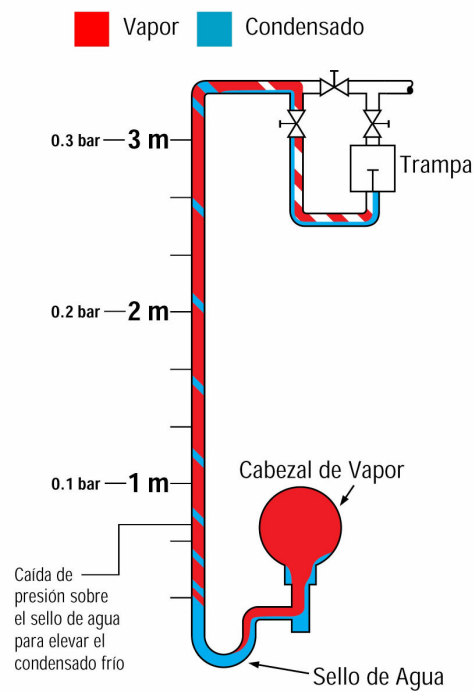
**Vida útil:** esta situación puede estar relacionada con el desgaste físico, su sensibilidad al golpe de ariete, la corrosión, entre otros factores, la experiencia en planta también demuestra que la vida de una trampa se relaciona con la capacidad adecuada de descarga, la contrapresión, el mantenimiento, por mencionar algunos. Si bien es cierto, todas las trampas tienen características similares al instalarlas, no es así después de un año o varios 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, las pérdidas permanecen casi constantes.





- La acción de una válvula de control de flujo o por un regulador de temperatura.
- La acción del drenaje por sifón. El condensado es elevado por sifón desde el punto de drenaje por gravedad hasta la trampa. Por cada metro de elevación entre el punto de drenaje y la trampa se reduce la presión de entrada (y la diferencial) en 0.1 bar. Ver figura 82. Nótese el sello de agua en el nivel bajo y la válvula cheque interna de la trampa para prevenir que se regrese el flujo.

**Figura 82. Drenaje por sifón de una trampa de vapor**

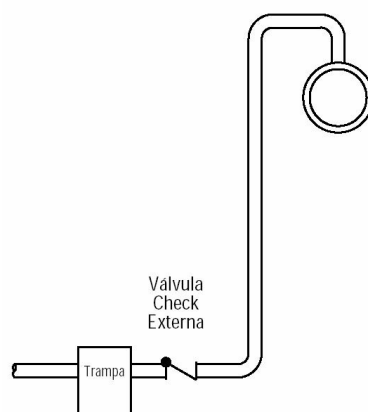


Fuente: *Armstrong*, **Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.**

**Presión de descarga:** esta puede subir por encima de su valor normal debido a:

- Fricción en la tubería.
- Otras trampas descargando en un sistema de retorno de capacidad limitada.
- Elevando el condensado. Por cada metro de elevación se incrementa la presión de descarga (y la diferencial) en 0.1 bar, si la descarga es solamente de condensado. Sin embargo, cuando existe vapor *flash*, la contrapresión adicional puede reducirse hasta cero. Cuando la válvula de la trampa es abierta, la presión del vapor elevará el condensado. Ver figura 83, poniendo atención en la válvula *check* externa.

**Figura 83. Elevación de condensado**



Fuente: *Armstrong*, **Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.**

### 3.3.3 Factor de seguridad aplicado al diseño de trampas de vapor

Es un multiplicador que se afecta al condensado calculado para una aplicación dada y asegurar que la trampa seleccionada tenga la capacidad adecuada de descarga. La necesidad de aplicar un factor de seguridad deriva de:

- Cargas más altas durante el arranque del sistema o equipo. Normalmente, durante el arranque las cargas de condensado serán de tres a cinco veces mayores que las presentes en operación normal debido al periodo de tiempo requerido para llevar un equipo desde una baja temperatura hasta su temperatura normal de operación.
- Cargas variables durante la operación. Esto se debe a que durante un proceso la demanda de vapor puede aumentar, dependiendo de los requerimientos de calor de los equipos para completar su función.
- Necesidad de sobredimensionar la trampa (especialmente en casos de cubeta invertida) para eliminar aire del sistema con rapidez.
- Posibilidad de contrapresión en el sistema de condensado.

Los factores de seguridad comúnmente varían entre 2 y 6; y son diferentes según el fabricante y tipo de trampa. En la tabla XXVII se presentan recomendaciones sobre las trampas que probablemente son las más eficientes para ciertas aplicaciones, según *Armstrong*.

**Tabla XXVII. Factor de seguridad para trampas según la aplicación**

Aplicación	1era Opción	2da Opción	Factor de Seguridad
<b>Cabezal de la Caldera</b> (Sobrecalentado)	IBLV	F&T	1.5
	IBCV - Pulido	Wafer	Carga al Arranque
<b>Tuberías Principales de Vapor &amp; Ramales de las Tuberías</b> (Sin Congelamiento) (Congelamiento)	IB (CV si la presión varía)	F&T	2; 3 si estaría al final de la tubería, antes de la válvula, o en un ramal
	IB	Termostática o Disco	(Mismo que arriba)
<b>Separador de Vapor</b> Calidad del vapor del 90% o menos	IBLV	DC	3
	DC		3
<b>Venas de Vapor</b>	IB	Termostática o Disco	2
<b>Unidades de Calentamiento y de Manejo de Aire</b> (Presión Constante)  (Presión Variable 0 - 1 bar) (Presión Variable 1 - 2 bar) (Presión Variable > 2 bar)	IBLV	F&T	3
	F&T	IBLV	2, a presión diferencial de 0.034 bar
	F&T	IBLV	2, a presión diferencial de 0.14 bar
	F&T	IBLV	3, a la mitad de la máxima presión diferencial
<b>Radiadores Aletados &amp; Tubos Serpentin</b> (Presión Constante)  (Presión Variable)	IB	Termostática	2, normalmente; 3, para calentamiento rápido
	F&T	IB	2, normalmente; 3, para calentamiento rápido
<b>Calentadores de Aire de Proceso</b> (Presión Constante)  (Presión Variable)	IB	F&T	2
	F&T	IBLV	3, a la mitad de la máxima presión diferencial
<b>Máquina de Absorción de Vapor</b> (Enfriador)	F&T	IB, con Venteador Externo	2, a presión diferencial de 0.034 bar
<b>Intercambiadores de Calor de Tubo y Coraza &amp; Serpentes de Tubo y Estampados</b> (Presión Constante)  (Presión Variable)	IB	DC o F&T	2
	F&T	DC o IBT (IBLV, a más de 2 bar)	< 1 bar: 2, a 0.034 bar; 1 - 2 bar: 2, a 0.14 bar > 2 bar: 3, a la mitad de la máxima presión diferencial
<b>Evaporadores de Un Paso y de Pasos Múltiples</b>	DC	IBLV o F&T	2; 3, con cargas de 22,700 kg/hr
<b>Ollas con Camisas de Vapor</b> (Drenado por Gravedad)  (Drenado por Sifón)	IBLV	F&T o Termostática	3
	DC	IBLV	3
<b>Secadoras Rotatorias</b>	DC	IBLV	3, para DC; 8, para IB a presión constante; 10, para IB presión variable
<b>Tanques de Flasheo</b>	IBLV	DC o F&T	3

IBLV = Balde Invertido con Venteador Grande  
 IBCV = Balde Invertido con Válvula Check Interna  
 IBT = Balde Invertido con Venteador Térmico  
 F&T = Flotador y Termostática  
 DC = Controlador Diferencial de Condensado  
 Thermo = Termostática

Use una IB con venteador de aire externo cuando se excedan las limitaciones de presión de la F&T, o si el vapor está sucio. Todos los factores de seguridad son para la presión diferencial de operación, al menos que se indique lo contrario.

Fuente: *Armstrong, Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.*

Los valores para el factor de seguridad recomendados aseguran una operación sin problemas bajo condiciones cambiantes. Es importante ante hacer la aclaración que tanto el tipo de trampa a usar según la aplicación, así como el factor de seguridad representan los resultados de pruebas realizadas por el fabricante. Otros fabricantes darán distintos tipos y factores que se adecuen de mejor manera a la situación en particular.

El uso del factor de seguridad es como sigue: si la capacidad de descarga continua de una trampa es de 1500 kg/h, pero únicamente se manejan 500 kg/h, se dice que la trampa tiene un factor de seguridad (F.S.) de 3, o sea  $3 \times 500 \text{ kg/h} = 1500 \text{ kg/h}$



## **4. DRENADO DE CONDENSADOS E INSTALACIÓN DE TRAMPAS EN SISTEMAS DE VAPOR**

### **4.1 Formas de drenar condensados**

La instalación de trampas se puede dividir en dos categorías:

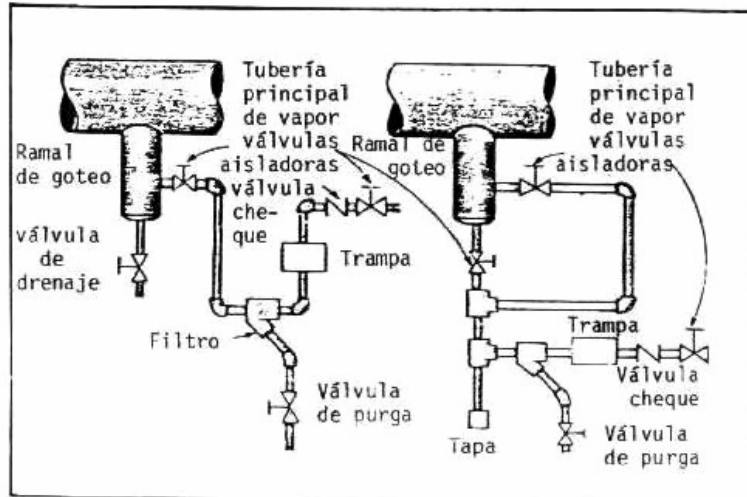
- Drenaje por gravedad
- Drenaje por sifón

#### **4.1.1 Drenaje por gravedad**

Es la forma más común de drenar el condensado de un sistema y es el método que más se recomienda. En la figura 84 se muestra la instalación de una trampa en una línea de distribución de vapor. La parte recolectora debe de ser lo bastante grande para interceptar y acumular tanto condensado como 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.



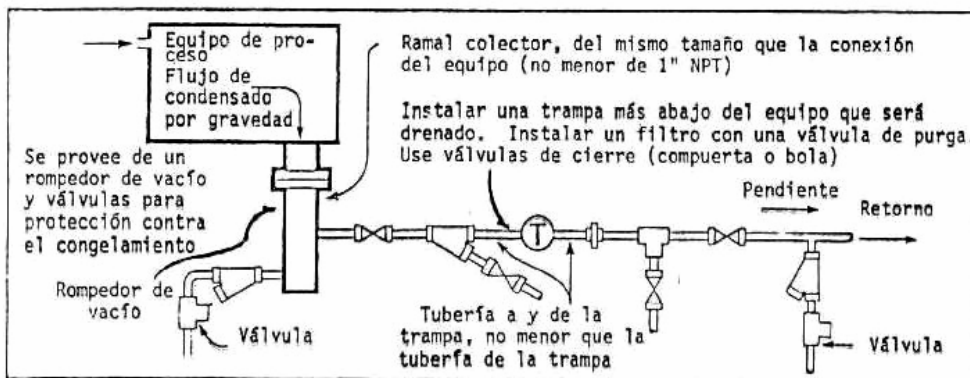
**Figura 84. Drenaje de condensado de línea de vapor**



Fuente: ICAITI. Ahorro de energía en sistemas de vapor. Página 158

El drenaje de condensado de un equipo de proceso se hace de la misma forma, como lo muestra la figura 85. Se recomienda instalar válvulas de aislamiento para poder reparar o reemplazar la trampa sin parar el sistema. También se recomienda instalar un filtro de malla antes de la trampa, excepto en los casos donde se utilicen trampas de cubeta invertida. Los filtros tienen una salida de purga para ser limpiados abriendo la válvula correspondiente.

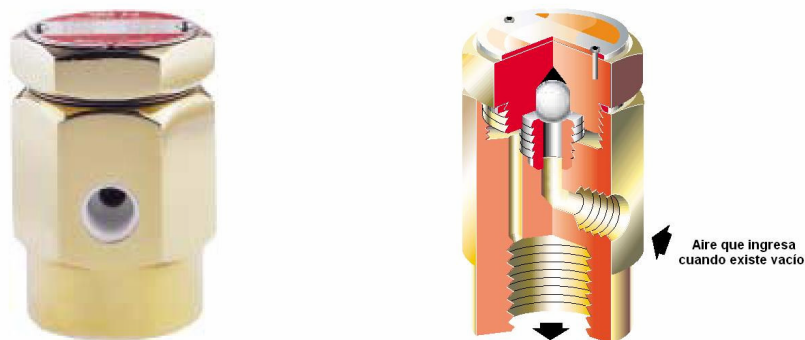
**Figura 85. Drenaje de condensado de un equipo de proceso**



Fuente: ICAITI. Ahorro de energía en sistemas de vapor. Página 159

En todos los sistemas, especialmente en los ambientes fríos, es recomendable la instalación de un rompedor de vacío. Este dispositivo permite la entrada de aire ambiental a un equipo, una vez que se ha cortado el flujo de vapor. Así el equipo no se dañará por el vacío que se forma al condensarse el vapor en un volumen cerrado. La figura 86 ilustra un rompedor de vacío y una vista seccionada del mismo.

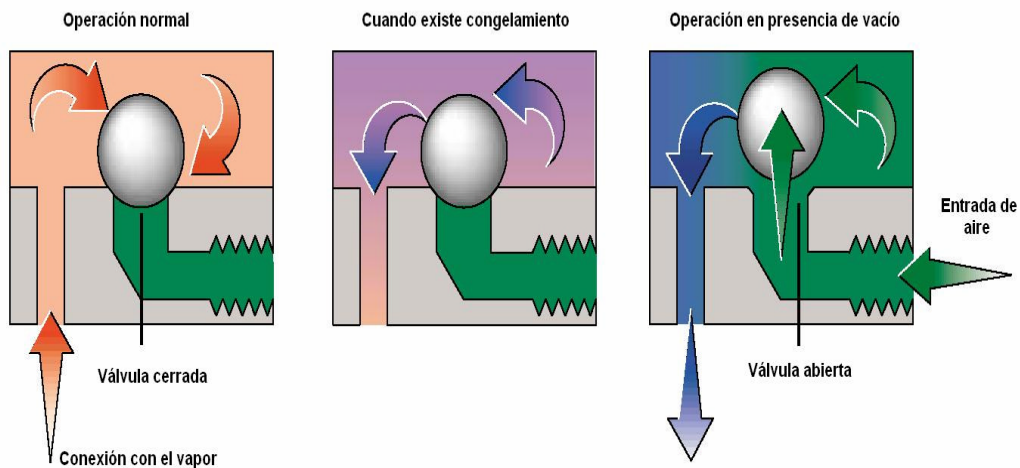
**Figura 86. Rompedor de vacío y corte seccionado del mismo**



Fuente: *Spirax Sarco, Gauges, sight glasses and vacuum breakers*. Página 6

Un rompedor de vacío consiste de una bola esférica de acero inoxidable que descansa sobre un asiento durante condiciones normales de operación. Cuando existe vacío, la válvula es levantada de su asiento permitiendo la entrada de aire al sistema. La figura 87 representa la forma en que opera un rompedor de vacío.

**Figura 87. Operación de un rompedor de vacío**

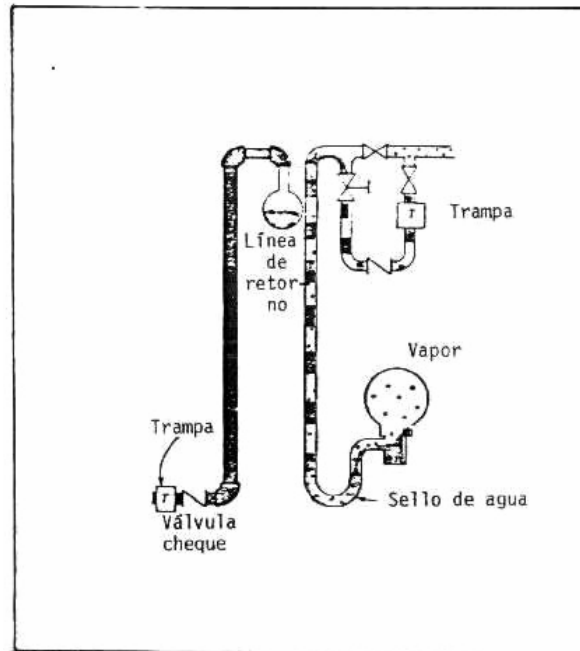


Fuente: *Spirax Sarco, Gauges, sight glasses and vacuum breakers*. Página 7

#### 4.1.2 Drenaje por sifón

Esta forma de drenaje es muy útil en instalaciones donde la línea de regreso del condensado está arriba de la salida del equipo, como muestra la figura 88. En estas instalaciones la trampa debe de colocarse después de la subida de la tubería así como tendrá que asegurarse que exista suficiente presión para elevar el condensado. Otra solución al problema de línea de retorno arriba del equipo que usa vapor es drenar el condensado por gravedad a un depósito y luego bombearlo de regreso.

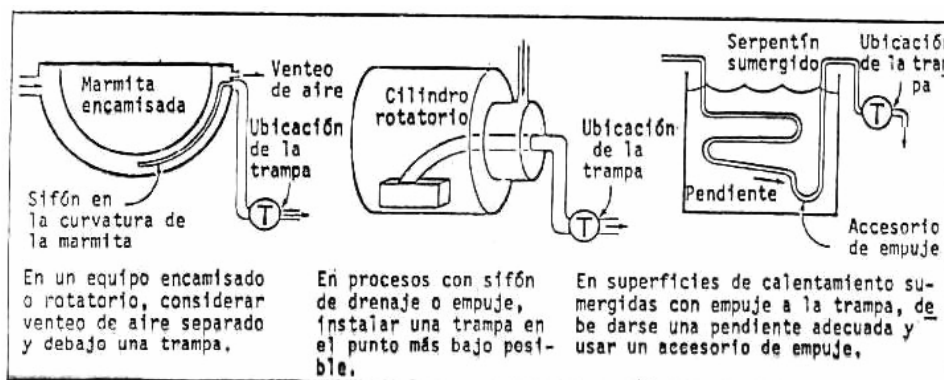
**Figura 88. Drenaje de condensado por sifón en líneas de vapor**



Fuente: ICAITI. Ahorro de energía en sistemas de vapor. Página 160

También se utiliza en instalaciones como la de la figura 89, donde el condensado necesita subir para salir de un tanque u otro volumen.

**Figura 89. Drenaje de condensado por sifón en equipos de proceso**

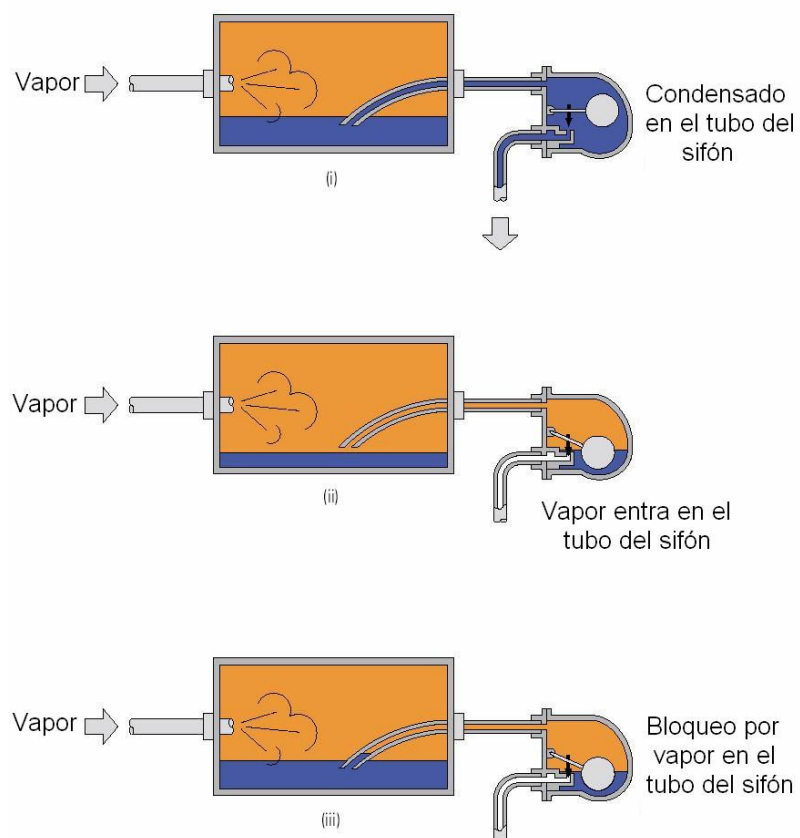


Fuente: ICAITI. Ahorro de energía en sistemas de vapor. Página 161

En estos casos debe de tenerse cuidado de que el nivel de condensado no baje más allá del punto mínimo del tubo del sifón. De lo contrario, la trampa puede llegar a ser obstruida por vapor.

La posibilidad de bloqueo por vapor en algunas ocasiones será fundamental para la selección de una trampa de vapor, como suele ocurrir en el drenaje por sifón. La figura 90 muestra el problema del bloqueo por vapor en una secadora cilíndrica rotatoria al usar un tubo de sifón.

**Figura 90. Bloqueo por vapor**



Fuente: Spirax Sarco, *Considerations for selecting steam traps*. Página 4

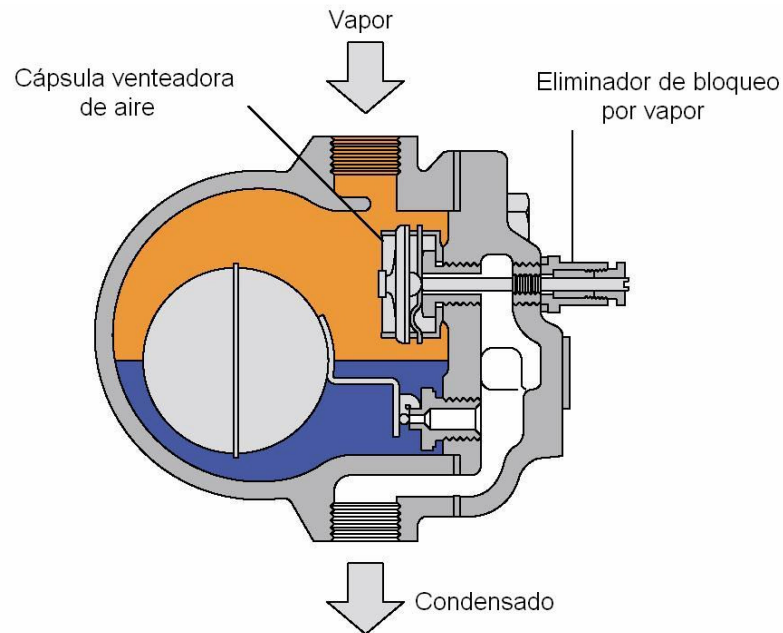
En la figura 90 (i) la presión del vapor es suficiente como para elevar el condensado a través del tubo del sifón, a través de la trampa de vapor y hacia fuera del sistema. La figura 90 (ii) muestra lo que sucede cuando el nivel de condensado en el fondo del cilindro cae por debajo del final del tubo del sifón. Vapor entrará al sifón y causará que la trampa (en este caso una de flotador) se cierre.

La trampa estará temporalmente bloqueada por vapor. Pérdida de calor en el interior del cilindro resultará en la formación de más condensado el cual, como resultado, no podrá llegar a la trampa. La figura 90 (iii) muestra como el cilindro se inunda con condensado lo cual resultará en una disminución de la tasa de secado del aparato, así como en un incremento en la potencia necesaria para que el cilindro continúe rotando. En casos extremos el cilindro se llenará hasta la mitad y se dañará como resultado de la sobrecarga.

Para evitar este problema se necesitará de una trampa con una válvula eliminador de bloqueo por vapor. Esta es una válvula interna del tipo aguja la cual permite que el bloqueo por vapor sea eliminado del sifón. La trampa de flotador es la única que posee esta facilidad y es la opción correcta cuando se trampea maquinaria rotatoria, como el caso de la secadora cilíndrica. Ya que la válvula de aguja únicamente se abre para dejar escapar vapor tendrá una capacidad limitada para ventear aire.

Las trampas de este tipo simple vienen provistas tanto con un venteador de aire como con un eliminador por bloqueo de vapor combinado. La figura 91 muestra una trampa de flotador que incluye un eliminador por bloqueo de vapor. La operación manual del mecanismo eliminador por bloqueo de vapor funciona de manera independiente de la acción del venteador de aire automático.

**Figura 91. Trampa de flotador y termostato con un eliminador por bloqueo de vapor combinado**



Fuente: Spirax Sarco, *Considerations for selecting steam traps*. Página 5

## 4.2 Instalación de diferentes tipos de trampas de vapor

Antes de realizar cualquier trabajo que involucre la instalación de una trampa de vapor es necesario atender a las siguientes recomendaciones:

- Leer cuidadosamente las especificaciones de seguridad que se encuentran en los manuales proporcionados por los fabricantes para asegurarse que el producto es ideal para satisfacer los requerimientos del sistema.

- Revisar los materiales con los cuales se realizará la instalación.
- Determinar los valores máximos de presión y temperatura que se presentarán en el sistema. Si los límites máximos de operación del producto son menores que los presentes en el sistema donde será instalada la trampa, debe de asegurarse la presencia de un dispositivo que aliviane la presión, como lo es una válvula de seguridad.
- Determinar la dirección del flujo para una correcta instalación de la trampa, según las flechas que aparecen en el cuerpo de ésta.
- Remover todas las capas protectoras de las conexiones de la trampa.
- Cuando se instala una trampa debe de quedar ubicada de tal manera que sea accesible para inspeccionarla y repararla.
- Siempre que sea posible se debe de colocar abajo y cerca del punto de drenado del equipo.

#### **4.2.1 Balde invertido**

1. Esta trampa debe de ser instalada con el cuerpo hacia arriba de tal manera que la cubeta pueda subir y bajar verticalmente. Las conexiones de entrada y salida deben de quedar ubicadas en un plano horizontal, con la trampa ubicada por debajo del punto de drenado del equipo de tal forma que el sello de agua se mantenga alrededor de la parte abierta inferior del balde. Como se sabe, este tipo de trampa no permite una rápida eliminación de aire. Esto puede tener las consecuencias de un lento calentamiento e inundación del espacio destinado al vapor.



Por lo tanto, es necesaria la instalación en paralelo de un venteador de aire exterior para evacuar eficientemente el aire acumulado. Cualquier *bypass* deberá de ser instalado por encima de la trampa. Si se instala por debajo, y si éste presenta goteos o se deja abierto, el sello de agua se perderá y se desperdiciará vapor.

2. Un pequeño tramo de tubería debe de preceder a la trampa, típicamente 150 mm (15 cm ) (6 in).
3. Cuando la trampa descargue a un sistema cerrado de retorno de o cuando sea necesario elevar el condensado, es necesario la instalación de una válvula antiretorno (válvula de cheque) al final de la trampa, para evitar que el condensado regrese a la cámara de vapor.
4. Si la trampa debe de ser instalada en un punto más alto que el de drenado, deberá de instalarse una válvula de cheque antes de la trampa para prevenir la pérdida del sello de agua interno de ésta.
5. Cuando la trampa sea soldada a la tubería, esto deberá de hacerse por medio de soldadura de arco eléctrico. Cuando sea instalada en localizaciones expuestas a condiciones ambientales es necesario aislarla térmicamente, en especial bajo condiciones de congelamiento.
6. Cuando la trampa sea usada en sistemas que utilicen vapor sobrecalentado, una válvula antiretorno debe de ser instalada a la entrada de la trampa para prevenir la perdida del sello de agua.
7. Al terminar la instalación, las válvulas de aislamiento deberán de abrirse lentamente hasta alcanzar las condiciones normales de operación.

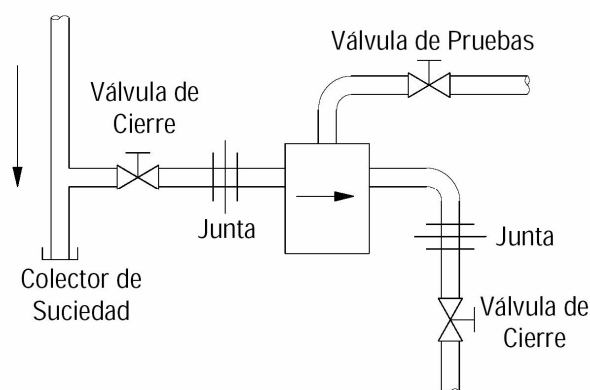
8. Revisar la presencia de goteos en las conexiones.

**Nota 1:** si la trampa descargará a la atmósfera debe de asegurarse que es a un lugar seguro donde no exista ningún riesgo de ocasionar daño al personal u otro equipo. La temperatura de descarga puede estar por encima de los 100 °C.

**Nota 2:** en todas las trampas de descarga intermitente las válvulas de cheque y los visores de vidrio deberán de instalarse por lo menos a 1 m después de la trampa.

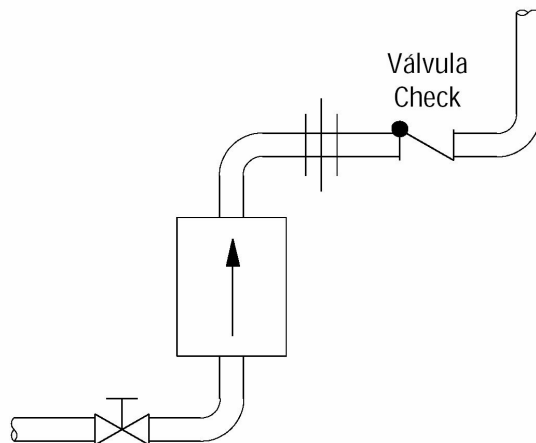
Las figuras de la 92 a la 96 presentan montajes típicos de trampas de cubeta invertida.

**Figura 92. Montaje típico de trampa de cubeta invertida**



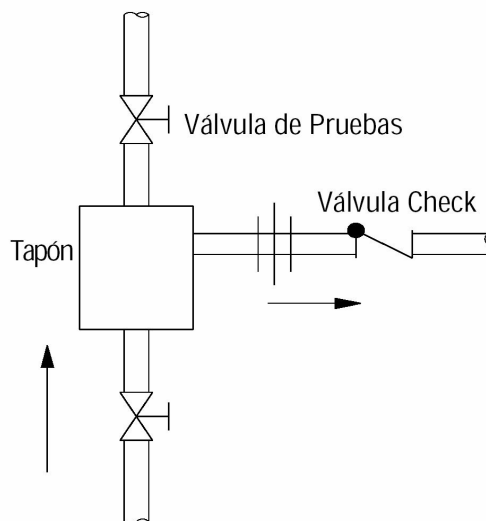
Fuente: *Armstrong*. **Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados**. Página 42

**Figura 93. Montaje típico de trampa de cubeta invertida con entrada por abajo**



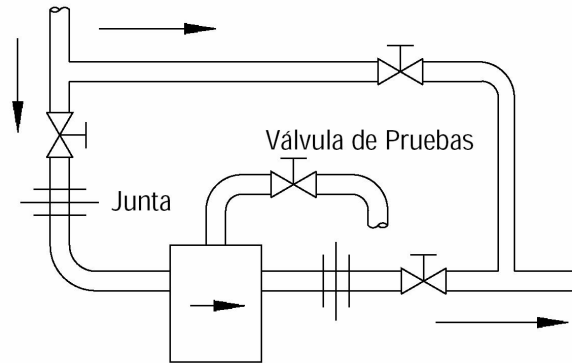
Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 42

**Figura 94. Montaje típico de trampa de cubeta invertida con entrada por abajo y salida lateral**



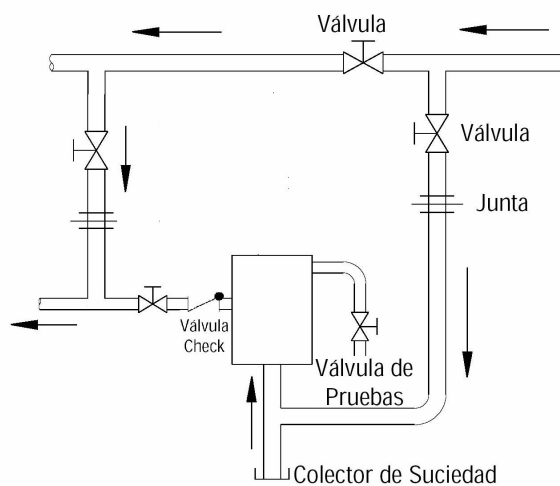
Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 43

**Figura 95. Montaje típico de trampa de cubeta invertida con *bypass***



Fuente: *Armstrong*. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados. Página 43

**Figura 96. Montaje típico de trampa de cubeta invertida con *bypass*, entrada por abajo y salida lateral**



Fuente: *Armstrong*. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados. Página 43

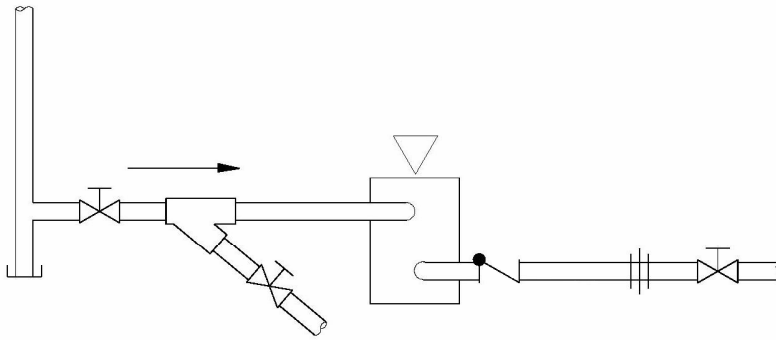
#### 4.2.2 Flotador

1. La trampa deberá de instalarse con el brazo del flotador en un plano horizontal para que pueda levantarse y caer verticalmente con la dirección del fluido como lo indica el cuerpo.
2. La trampa debe de ser instalada por debajo del punto de salida del sistema de vapor, con una pequeña longitud de tubería antes de ésta, comúnmente 15 cm. Si no se instala esta longitud de tubería puede ser posible (cuando la carga es baja) que el vapor fluya por encima del condensado, que está en el fondo de la tubería, y alcance a la trampa.
3. No se recomienda la instalación de *bypasses* ya que pueden dejarse abiertos y causar que la trampa opere deficientemente y se desperdicie vapor (así como una posible presurización del sistema de retorno de condensado).
4. Las trampas de flotador deben de instalarse lo más cerca posible de la salida del equipo que drenan ya que de otra manera se puede ocasionar un bloqueo por vapor. El bloqueo por vapor ocurre cuando la tubería entre la salida del equipo y la trampa se llena de vapor impidiendo que el condensado llegue a la trampa. Esto conllevará a una anegación del sistema, afectando la eficiencia del equipo. Es muy similar al bloqueo por aire experimentado en los sistemas que trabajan con agua. La aplicación más común donde el bloqueo por vapor resulta riesgoso es en los cilindros rotatorios o en aplicaciones donde el condensado es removido por un tubo largo o sifón. El bloqueo por vapor puede ser fácilmente prevenido instalando conjuntamente con la trampa un venteador de aire termostático y con una válvula que elimine el sello de vapor.

5. Siempre deberá de instalarse una válvula antiretorno después de cualquier trampa que descargue a un sistema de retorno de condensados donde se experimente contrapresión. Esta válvula prevendrá la inundación del espacio destinado al vapor cuando la presión a la entrada se reduce o cuando el sistema es sacado de operación.
  
6. Asegúrese de dejar un espacio considerable para remover la tapa del cuerpo de la trampa para las tareas de mantenimiento. Esta información la proporcionará el fabricante de la trampa.
  
7. Si la trampa será soldada a la tubería deberá de usarse un proceso de soldadura al arco. Al usar éste método, se deberá de remover las partes internas de la trampa. Si se emplea cualquier otro tipo de soldadura causará una distorsión del cuerpo de la trampa o daño a las partes internas.
  
8. Si una trampa de flotador es situada en un ambiente expuesto a condiciones atmosféricas, es necesaria la instalación de una pequeña trampa termostática para drenar a aquella.

La figura 97 y presenta un montaje típico para una trampa de flotador y termostato.

**Figura 97. Montaje típico para trampa de flotador y termostato**

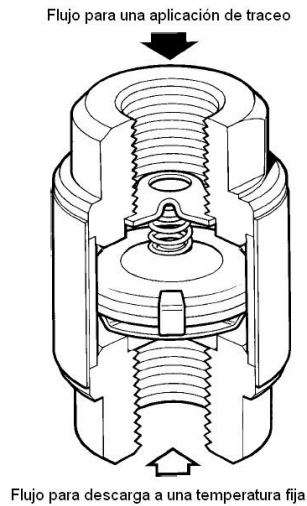


Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 45

### 4.2.3 Termostática

1. La instalación de esta trampa está destinada para tuberías verticales, con un flujo hacia abajo para asegurar una auto operación. Para aplicaciones de líneas de traceo deberá de observarse la dirección de la flecha roja que se encuentra en el cuerpo de la trampa. Para aplicaciones donde la temperatura de descarga se encuentra prefijada deberá de observarse la dirección de la flecha negra en el cuerpo de la trampa. La figura 98 muestra lo anterior.

**Figura 98. Líneas que indican la dirección de flujo según la aplicación**



Fuente: *Spirax Sarco, TSS21 Sealed thermostatic steam tracer trap.* Página 3

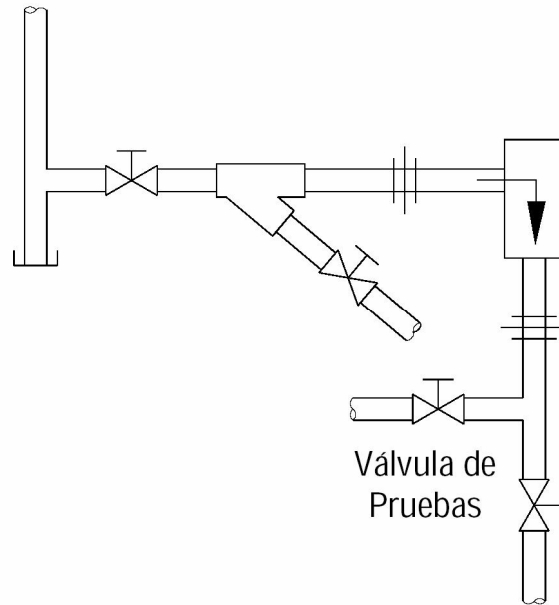
2. Cuando la trampa descarga en el modo de temperatura fija, la descarga deberá realizarse a la atmósfera. Esta trampa no está diseñada para descargar a un sistema de retorno de condensados. Si se instala a un sistema de estas características, su operación será errática e impredecible.
  
3. Cuando la instalación se realice por medio de soldadura, deberá usarse un procedimiento de arco eléctrico. Si los dos extremos serán soldados en una aplicación de trazo, por ejemplo, será necesario completar la soldadura de una de las conexiones y dejar que enfríe por completo antes de comenzar con la soldadura de la otra conexión. Esto se hace con el objetivo de prevenir el riesgo de daños a la cápsula interna.



4. Siempre deberá de instalarse una válvula antiretorno después de una trampa que descargue a líneas de retorno que experimenten contrapresión. Esta válvula prevendrá que el espacio del vapor sea inundado cuando la presión a la entrada sea reducida o cuando el equipo sea sacado de operación.
5. Cuando la trampa descarga a la atmósfera es necesaria la instalación de un difusor a la salida de ésta. Éste dispositivo reducirá cualquier problema de ruido y la erosión ocasionada por la alta velocidad del flujo.
6. Se recomienda la instalación de válvulas de aislamiento para trabajos de mantenimiento, reemplazo de trampas y pruebas de funcionamiento.
7. Las válvulas de aislamiento deberán de abrirse lentamente hasta alcanzar las condiciones normales de operación.
8. Revisar la presencia de goteos y correcta operación.
9. Deberá de asegurarse de dejar un espacio considerable entre la trampa y otros accesorios para poder retirar el cuerpo de la trampa durante las operaciones de mantenimiento.
10. Para prevenir cualquier problema derivado de las expansiones y esfuerzos térmicos tanto en la tubería como en la trampa, es necesario dejar cierto espacio para que las expansiones se realicen libremente.

La figura 99 presenta el montaje típico para una trampa termostática.

**Figura 99. Montaje típico para trampa termostática**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 45

#### 4.2.4 Presión balanceada

1. La instalación de esta trampa está destinada para tuberías verticales, con un flujo hacia abajo para asegurar una auto operación. Revisar la dirección de las flechas para una correcta orientación. Nunca deberá de exponerse el elemento interno de la trampa a condiciones de sobrecalentamiento ya que esto puede resultar en sobre expansiones. **Precaución:** No sobre apretar las juntas. Esto ocasionará que la empaquetadura se abra o sea forzada hacia afuera e interfiera con la estructura del elemento interno. Únicamente es necesario dar una media vuelta de apretadura más cuando la junta haya topado.

2. Deberá de tenerse cuidado al manejar tanto el cuerpo como las partes internas para evitar cualquier daño a las superficies mecanizadas. Deberá de tenerse cuidado de no exponer la trampa a temperaturas no mayores a los 177 °C.

#### **4.2.5 Bimetálica**

1. La instalación deberá de hacerse por debajo del equipo que será drenado, asegurando una fácil accesibilidad para inspecciones y mantenimiento.
2. Esta trampa puede ser instalada en cualquier posición, excepto cuando la descarga se realiza hacia arriba. Un desempeño óptimo se logrará cuando la instalación se realiza de manera horizontal.
3. Antes de cualquier trabajo de instalación, deberá de asegurarse que las conexiones a las líneas están limpias y libres de virutas.
4. La colocación de la trampa se basará en la dirección de la línea indicada en el cuerpo de la misma, que coincida con la dirección del flujo del fluido.
5. La trampa puede ser instalada a la tubería por medio de soldadura sin la necesidad de extraer las partes internas, pero siempre será necesario tener cuidado con posibles sobrecalentamientos Usando este procedimiento de montaje, deberá de hacerse uso de personal calificado en soldadura.

6. Si existe alguna posibilidad de que la línea donde es instalada se congele, los ejes de la parte superior deberán de instalarse horizontalmente.
7. Esta trampa está calibrada para operar a una temperatura de 45 °C por debajo de la temperatura de saturación del vapor.

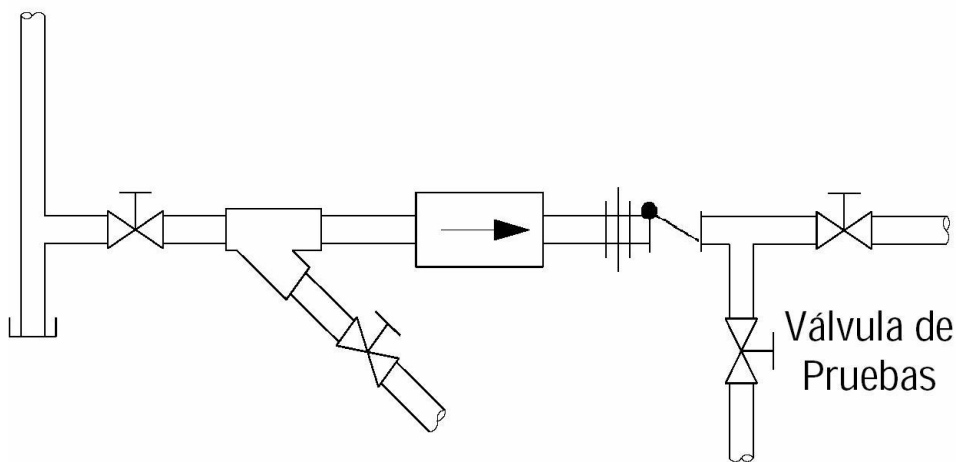
#### **4.2.6 Disco**

1. La trampa deberá de instalarse en un plano horizontal, preferentemente antecedida por una pequeña pierna de enfriamiento.
2. La instalación de válvulas de aislamiento es deseable para trabajos de inspección y mantenimiento.
3. Cuando la trampa descargue a un sistema cerrado de retorno de condensados, será necesario la instalación de una válvula de cheque para evitar el retorno de condensado.
4. Es necesaria la instalación de un visor de vidrio para comprobar la correcta operación de la trampa durante su funcionamiento. La distancia recomendada para la instalación de este elemento será de 1 m después de la trampa.
5. Las superficies del disco y el asiento han sido producidas para soportar las altas temperaturas del vapor cuando la presión de operación es alta. La instalación de un filtro conjuntamente con la trampa prevendrá el ingreso de partículas que pueden ocasionar erosión a los elementos internos de la trampa.

6. Cuando la instalación se realice por medio de soldadura se deberá de seguir un procedimiento altamente calificado.
7. Las válvulas de aislamiento deberán de abrirse lentamente hasta alcanzar las condiciones normales de operación. Esto evitará choque térmico en los componentes del sistema.

La figura 100 presenta el montaje típico para una trampa de disco.

**Figura 100. Montaje típico para trampa de disco**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 45

### 4.3 Accesorios para la instalación de trampas de vapor

**Válvulas de cierre:** son necesarias antes de las trampas cuando se están usando para drenar tuberías principales de vapor, calentadores de agua grandes, etc., ya que no es posible parar el equipo o el sistema sólo para darles mantenimiento. No se necesitan las válvulas de cierre en equipo pequeño calentado por vapor, como por ejemplo para una planchadora de tintorería. En estos casos es generalmente suficiente tener una válvula de cierre en la línea de alimentación de vapor a la máquina.

Las válvulas de cierre son necesarias en las tuberías de descarga de las trampas cuando la trampa tiene un *bypass*. Y son recomendadas cuando se tiene alta presión en el cabezal de descarga.

**Tuberías de *bypass*:** (ver las figuras 93 y 94) generalmente se usan para mantener un servicio continuo cuando las trampas han fallado en posición cerrada. Debe de tenerse cuidado de mantenerlas cerradas cuando la trampa estén operando ya que si se dejan abiertas, básicamente eliminan la función y los beneficios de las mismas.

**Juntas:** si sólo se usa una junta, ésta debe de estar en el lado de descarga de la trampa. Cuando se tengan dos juntas se debe de evitar su instalación en línea horizontal o vertical. La práctica más común es la instalación en ángulo recto, como se muestra en las figuras 101 y 104, o en paralelo como en la figura 96.

**Conexiones estándar:** se simplifica la tarea de darle servicio a las trampas si se usa la misma longitud para los *niples* (conectores) de entrada y de salida en trampas del mismo tipo y tamaño. Una trampa de repuesto, con sus accesorios, se puede tener en inventario. Así, cuando cualquiera de las trampas necesite ser reparada, es una tarea bastante sencilla: desconectar las juntas, quitar la trampa descompuesta, poner la trampa de repuesto, y apretar las juntas. La trampa descompuesta ahora puede ser reparada en el taller, y una vez que esté funcionando correctamente, se le ponen los accesorios y se manda al almacén de partes para posterior utilización.

**Válvulas de pruebas:** (figura 92) son bastante útiles para cuando se quiere revisar la operación de las trampas. Úsese una válvula de macho pequeña. Instálese una válvula de cheque o una de cierre en la tubería de descarga para aislar a la trampa cuando se le esté probando.

**Filtros:** cuando se especifique por el fabricante, o cuando sea necesario debido a las condiciones de suciedad, se debe de instalar un filtro antes de las trampas. Ciertos tipos de trampas son más sensibles a la suciedad que otros. Algunas trampas tienen filtros integrados. Cuando se utiliza una válvula para purga del filtro, se debe de cerrar la alimentación del vapor antes de abrir la válvula para purgar el filtro. El condensado acumulado en el cuerpo de la trampa se convertirá en vapor flash al pasar por la malla del filtro, ayudando para un mejor limpiado. Deberá de abrirse lentamente la válvula del vapor.

**Colectores de suciedad:** son excelentes para detener el óxido y la suciedad, lo cual elimina la erosión que ocurriría en codos y tuberías si no se tuviesen esos. Se deben de limpiar periódicamente.

Instalaciones con sifón requieren de un sello de agua y de una válvula de cheque dentro o antes de la trampa. El tubo del sifón debe de ser un tamaño menos que el tamaño nominal de la trampa, pero no menor a un tamaño de tubería de 15 mm.

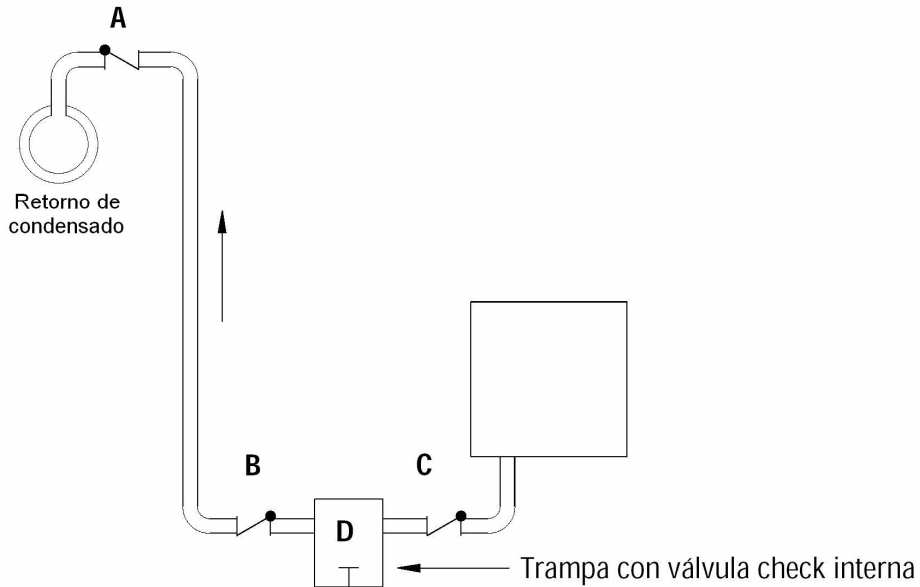
**Elevado del condensado:** no se debe de usar un tubo demasiado grande. De hecho, para mejores resultados se recomienda un tubo de un tamaño menos que el tamaño normal para este tipo de aplicaciones.

**Válvulas cheque:** son generalmente necesarias. Son obligatorias si no se ha instalado una válvula de cierre en la tubería de descarga. La figura 101 muestra tres posibles ubicaciones para las válvulas de cheque externas. Algunos fabricantes poseen trampas con válvulas de cheque internas. Las trampas de disco de por sí funcionan como válvulas cheque.

Las válvulas de cheque en la tubería de descarga evitan que se tenga contra flujo y al mismo tiempo aíslan a la trampa cuando la válvula de pruebas esté abierta. Se instala normalmente en la posición B. Pero se debe de instalar en la posición A cuando la tubería de retorno está a un nivel más elevado y la trampa está expuesta a condiciones de congelamiento, como indica la figura 101.



**Figura 101. Ubicaciones posibles para válvulas de cheque**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 45

Las válvulas cheque en las tuberías de entrada evitan la pérdida del sello en la trampa cuando la presión se disminuye repentinamente, o cuando es una trampa de cubeta invertida que está a un nivel más alto que el punto de drenado. En este caso se recomienda una la válvula cheque de acero inoxidable integrada al cuerpo de la trampa e instalada en la posición D. Si se usa una válvula cheque giratoria, se debe de instalar en la posición C.

## **4.4 Trampeo de sistemas de vapor**

En esta sección se hará referencia a como debe de escogerse la trampa de vapor que drenará un equipo en función de las características de operación del mismo.

### **4.4.1 Equipo para cocina**

Los equipos comúnmente utilizados para la cocción de alimentos en cocinas que hacen uso del vapor como fuente de calentamiento incluyen los siguientes:

1. Ollas con camisa de vapor o marmitas
2. Hornos de vapor
3. Planchas

#### **4.4.1.1 Marmitas**

Son ollas que poseen una camisa de vapor y su construcción es similar a la de las ollas de procesos encamisadas. Estas, a diferencia de los equipos de procesos, no necesitan que el calentamiento del producto en su interior sea demasiado rápido. Consecuentemente, la presión normal de operación es baja. Las cargas de condensado serán normalmente bajas. Ya que la remoción de aire y condensado no resulta de importancia crítica, el uso de venteadores de aire es de utilidad para la reducción de los tiempos de calentamiento.

Existen básicamente dos tipos de ollas con camisas de vapor:

- Con drenaje fijo por gravedad.
- Con drenaje inclinado por sifón.

Cada tipo requiere de una forma especial para el trapeo del vapor, aunque los problemas principales son los mismos para ambos tipos.

El problema más importante de las ollas encamisadas es el aire encerrado dentro de la camisa de vapor, el cual tiene un efecto negativo sobre la temperatura del sistema. Estas ollas son usualmente empleadas en operaciones por lotes o cargas, en donde el mantener una temperatura uniforme de cocido es crítico. Cuando se tiene demasiado aire en el sistema, la temperatura varía en un rango bastante amplio y puede resultar en que parte del producto termina sobrecosido o quemado, y en general el proceso se hace más lento.

Un segundo problema al usar ollas con camisas de vapor es la necesidad de remover el condensado en forma total y uniforme. Cualquier acumulación de condensado en las camisas resulta en un control de temperatura inestable, una menor capacidad de operación de la olla, y el riesgo de la presencia de golpe de ariete.

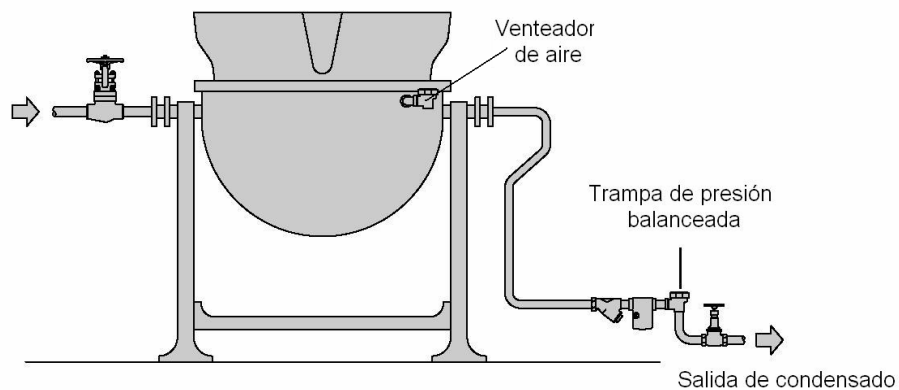
#### **4.4.1.1.1 Marmitas basculantes**

La figura 102 muestra una trampa termostática de presión balanceada, que drena a una marmita basculante que calienta lentamente.

Un venteador de aire del tipo de presión balanceada (que se instala como se muestra) disminuirá el tiempo necesario para el calentamiento, por ejemplo, 140 litros de sopa en un tiempo de 20 minutos.

Siempre que el rápido cocimiento sea requerido será necesaria la instalación de un venteador de aire. Una buena alternativa a la trampa de presión balanceada es una del tipo de flotador conjuntamente con un eliminador por bloqueo de vapor.

**Figura 102. Marmita basculante de cocción lenta**

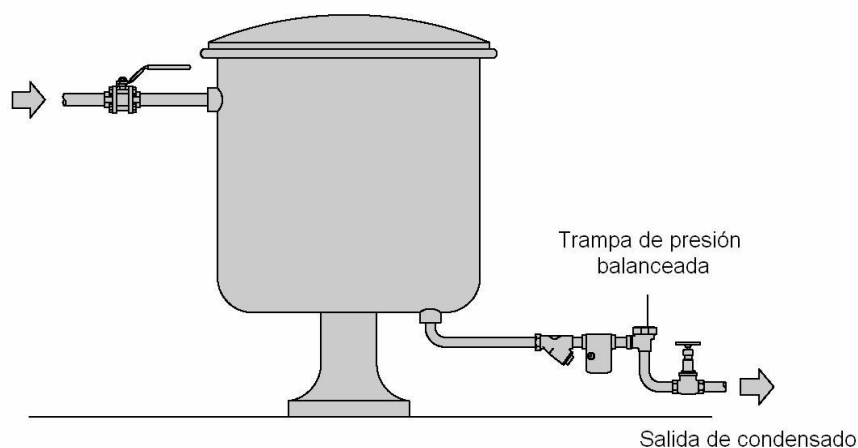


Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment*. Página 4

#### 4.4.1.1.2 Marmitas fijas

La forma correcta para el drenado de este tipo de ollas es por medio del uso de una trampa termostática de presión balanceada conjuntamente con un filtro. Para una operación eficiente, la trampa deberá ubicarse a un metro (1 m) a partir de la salida de condensado del quipo, al final de la pierna de enfriamiento. Ver la figura 103. Usualmente no es necesaria la instalación de un venteador de aire en este tipo de ollas.

**Figura 103. Marmita de pedestal**



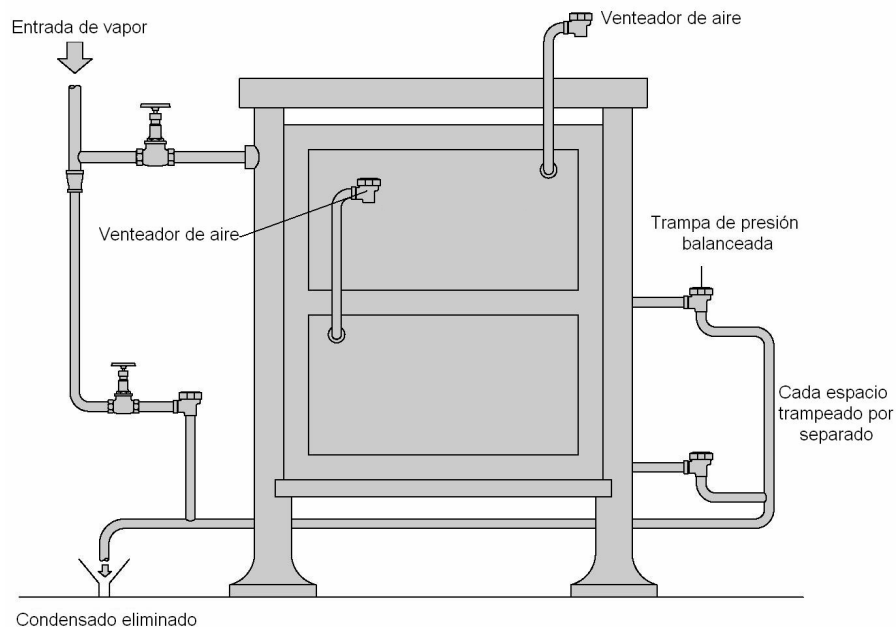
Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 4

#### 4.4.1.2 Hornos de vapor y planchas

La figura 104 muestra una disposición ideal para el drenado y venteo del aire en un horno de vapor. Se presentan tres aspectos importantes:

- La entrada del vapor debe de ser drenada justo antes de la válvula de admisión por medio de una trampa termostática de presión balanceada.
- La salida de cualquier compartimiento deberá de ser drenada por separado por medio de una trampa de presión balanceada, pero sin la inclusión del filtro (para permitir que la grasa condensada se elimine antes que se enfríe).
- Las trampas que drenen los compartimientos, así como los ventiladores de aire, deberán de ser instalados tan cerca como sea posible a los elementos que hacen uso del vapor.

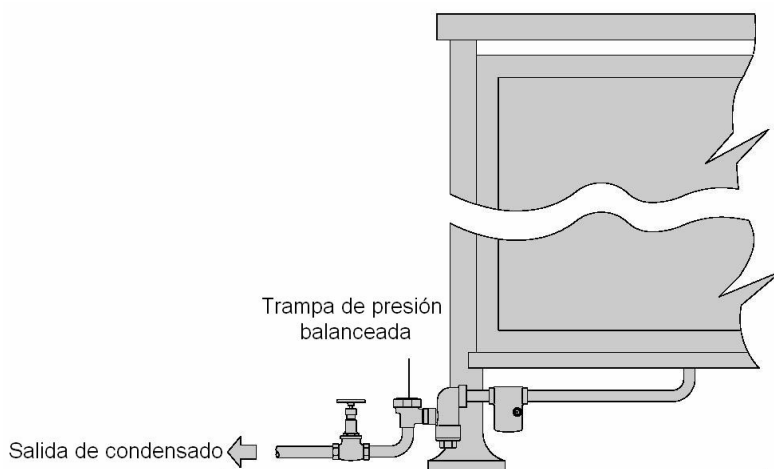
**Figura 104. Horno de vapor**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 5

La figura 105 muestra una plancha de vapor con un filtro acoplado cerca de una trampa termostática de presión balanceada, una combinación ideal para esta aplicación.

**Figura 105. Plancha de vapor**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 5

#### 4.4.1.3 Selección de trampas para ollas

La tabla XXVIII lista las cargas de condensado en kg/h para ollas encamisadas que poseen una superficie hemisférica de condensación. Esta tabla hace la suposición de un factor de seguridad de 3 y coeficiente total de transferencia de calor  $U = 3.6 \text{ MJ}/(\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ .

**Tabla XXVIII. Cargas de condensado para ollas con camisa de vapor**

Diámetro de la Olla		Superficie de Transferencia de Calor m <sup>2</sup>	Volumen en el Hemisferio litros	Vol. Arriba del Hemisferio litros por cm de altura	Condensación, kg/hr a la presión indicada								
					Presión del vapor en bar (g) y temperatura								
in	mm				0.3 107°C	0.7 115°C	1 120°C	1.6 129°C	2.5 139°C	4 152°C	5.5 162°C	7 171°C	9 180°C
18	460	0.33	25.0	1.6	150	170	180	190	210	240	260	280	300
19	480	0.37	29.4	1.8	170	190	200	220	240	270	290	310	330
20	510	0.41	34.3	2.0	190	210	220	240	260	290	320	340	370
22	560	0.49	45.7	2.5	230	250	270	290	320	360	390	420	450
24	610	0.58	59.3	2.9	270	300	320	340	380	420	460	490	530
26	660	0.69	75.4	3.4	320	350	370	400	440	500	540	580	620
28	710	0.79	94.2	4.0	370	410	430	470	520	580	630	670	720
30	760	0.91	115.8	4.6	430	470	490	540	590	660	720	770	830
32	810	1.04	140.6	5.2	490	530	560	610	670	750	820	880	950
34	860	1.17	168.6	5.9	550	600	630	690	760	850	930	990	1070
36	910	1.31	200.2	6.6	620	670	710	770	850	960	1040	1110	1200
38	970	1.46	235.4	7.3	690	750	790	860	950	1060	1160	1240	1330
40	1020	1.62	274.6	8.1	760	830	880	960	1050	1180	1280	1370	1480
42	1070	1.79	317.8	8.9	840	920	970	1050	1160	1300	1420	1510	1630
44	1120	1.96	365.5	9.8	920	1010	1060	1160	1270	1430	1550	1660	1790
46	1170	2.14	417.6	10.7	1010	1100	1160	1260	1390	1560	1700	1820	1950
48	1220	2.33	474.5	11.7	1100	1200	1270	1380	1520	1700	1850	1980	2130
54	1370	2.96	675.5	14.8	1390	1520	1600	1740	1920	2150	2340	2500	2690
60	1520	3.65	926.7	18.2	1720	1870	1980	2150	2370	2650	2890	3090	3330
72	1830	5.25	1601.3	26.3	2470	2700	2850	3100	3410	3820	4160	4450	4790

Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 33

**Ejemplo 4-1:** ¿cuál es la capacidad de trampa recomendada para una olla de 860 mm drenada por gravedad y operando con vapor a 2.5 bar g?

**Solución:** al localizar el diámetro de la olla de 860 mm y desplazarse en dirección horizontal hasta llegar a la presión de 2.5 bar g se lee directamente de la tabla XXVIII una carga de condensado de 760 kg/h.

Otro posible método para calcular la carga de condensado es mediante el uso de la siguiente ecuación:

$$m = \frac{VS_g C_p \Delta T_f}{Ht} \quad (4-1)$$



donde:

$\dot{m}$ : carga de condensado (kg/h)

$V$ : volumen del líquido a ser calentado (litros)

$S_g$ : gravedad específica del líquido a ser calentado (adimensional)

$C_p$ : calor específico del líquido que es calentado (kJ/(kg °C))

$\Delta T$ : aumento en la temperatura del líquido (°C)

$f$ : factor de conversión (1 kg/L de agua)

$H$ : calor latente del vapor o de vaporización ( $h_{fg}$  según las tablas de vapor) a la presión del vapor (kJ/kg)

$t$ : tiempo requerido para el calentamiento del producto, en horas (h)

**Ejemplo 4-2:** calcule la carga de condensado que una trampa de vapor debe de manejar para una olla con camisa de vapor que calienta 1000 litros de leche con gravedad específica de 1.03. El vapor es suministrado a una presión de 1.5 bar g. El calor específico de la leche es de 3.84 kJ/(kg °C). La temperatura inicial de la leche es de 20°C y se pretende calentar hasta los 80°C durante un período de 30 minutos. Suponga que el factor de seguridad para la trampa es de 3.0.

**Solución:** según las tablas de vapor, el calor latente (entalpía de evaporación) del vapor a la presión especificada de 1.5 bar g es de 2181.5 kJ/kg. Con este dato y aplicando la ecuación (4-1) se obtiene:

$$\dot{m} = \frac{(1000l)(1.03)(3.84kJ / kg^{\circ}C)(60^{\circ}C)(1kg / l)}{(2181.5kJ / kg)(0.5h)} = 217.6 \text{ kg/h}$$

Ahora se debe de multiplicar la carga de condensado calculada por el factor de seguridad de 3.0, y se obtiene la carga de diseño de 652.8 kg/h, la cual se debe de usar para seleccionar el tipo de trampa adecuada.

La tabla XXIX resume las alternativas que pueden ser utilizadas cuando se trampean ollas calentadas por vapor en equipos para cocina. La nomenclatura que aparece en esta tabla y en subsecuentes es la siguiente:

- FT: flotador y termostato;
- FT-C: flotador y termostato con eliminador de bloqueo por vapor;
- TD: termodinámica;
- BPT: termostática de presión balanceada;
- SM: Bimetálica;
- LE: expansión líquida;
- IB: cubeta invertida;
- (A) mejor alternativa;
- (B) alternativa aceptable;
- (1) con un ventilador de aire en paralelo;
- (2) con una pierna de enfriamiento de un metro;

- (3) usar trampas especiales para traceo que ofrezcan la alternativa de descarga a una temperatura fija;
- (4) si el equipo es controlado por temperatura, entonces será necesaria la inclusión combinada de un sistema bomba-trampa;
- (5) la temperatura de la cápsula de la trampa de presión balanceada estará cercana a la del vapor;
- (6) debe de incluir un disco anti-aire.

**Tabla XXIX. Equipos usados en cocinas**

Aplicación	FT	FT-C	TD	BPT	SM	LE	IB
Marmitas basculantes		B		A (2,5)			
Marmitas fijas	A	B	B (1)	B			
Marmitas de pedestal	B			A (2,5)			
Hornos de vapor				A (2,5)			
Planchas de vapor	B			A (2,5)			

Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 4

#### 4.4.2 Calentamiento de aceites

Los equipos comúnmente encontrados en este tipo de aplicaciones son:

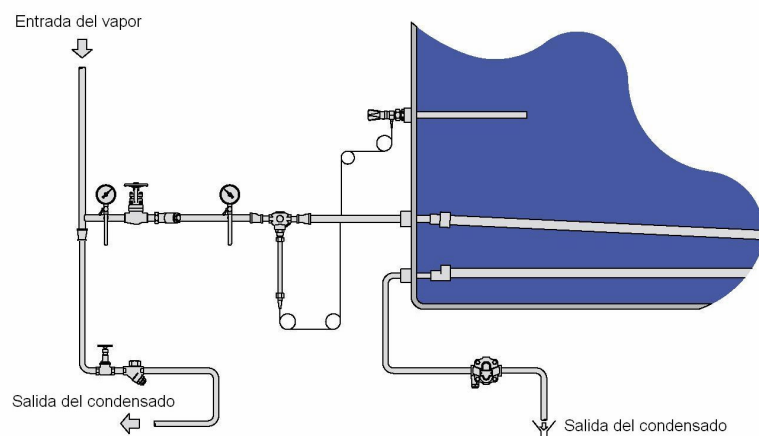
- Tanques de almacenamiento de combustible
- Calentadores de línea
- Calentadores de efusión (o de derrame)
- Líneas de traceo y tubos encamisados

#### 4.4.2.1 Tanques de almacenamiento y calentadores de línea

Aceite combustible y otros fluidos se almacenan en tanques que son calentados por medio de serpentines o por medio de otras formas, ya sea para mantenerlos en los tanques y su posterior uso en algún proceso o para el bombeo a diferentes lugares de una planta.

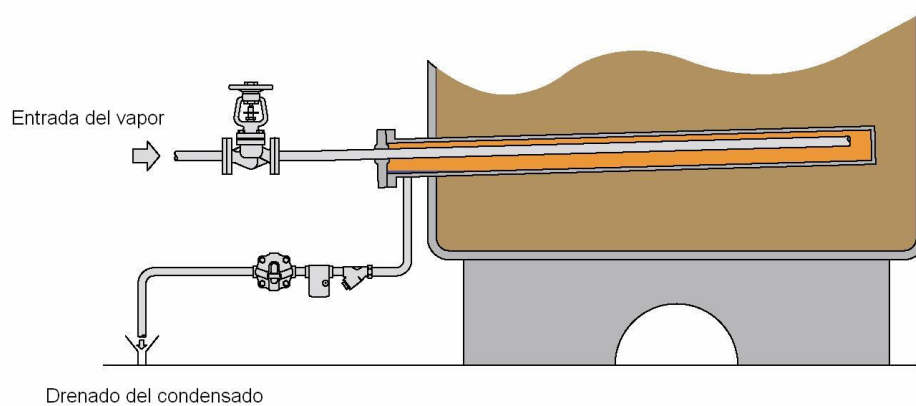
Los calentadores de línea aumentan la temperatura del aceite pesado (*bunker*) para que éste pueda ser quemado o para su uso en procesos. Existen diferentes formas para el calentamiento de tanques de almacenamiento de tamaños comprendidos entre pequeños y medianos, como por medio de serpentines de calentamiento dispuestos en el fondo del tanque, presentado en la figura 106, o por medio de calentadores dispuestos en forma de bayoneta (horizontales), indicado en la figura 107.

**Figura 106. Tanque de almacenamiento de combustible calentado por serpentín**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 6

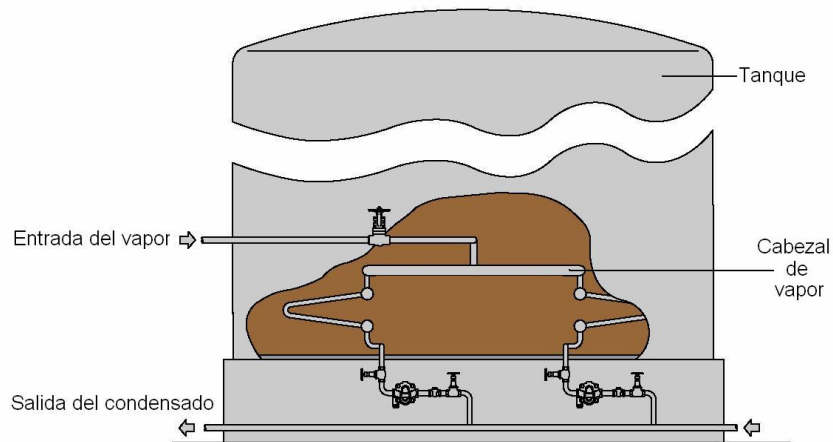
**Figura 107. Tanque de almacenamiento de combustible con calentador dispuesto en forma de bayoneta**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 7

En esta situación un tubo largo, sellado en ambos extremos, es fijado a los lados del tanque. El vapor es alimentado desde el extremo remoto por medio de una tubería interna y el condensado es removido desde el extremo más cercano. Sin embargo, en tanques muy grandes es necesaria la disposición de un sistema interno que distribuya el vapor por todo el recipiente, como lo indica la figura 108. Para toda la configuración de serpentines es esencial que cada sección de tubería o cada calentador sean separadamente trampeados.

**Figura 108. Tanque grande de almacenamiento de aceite con un calentador múltiple**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 7

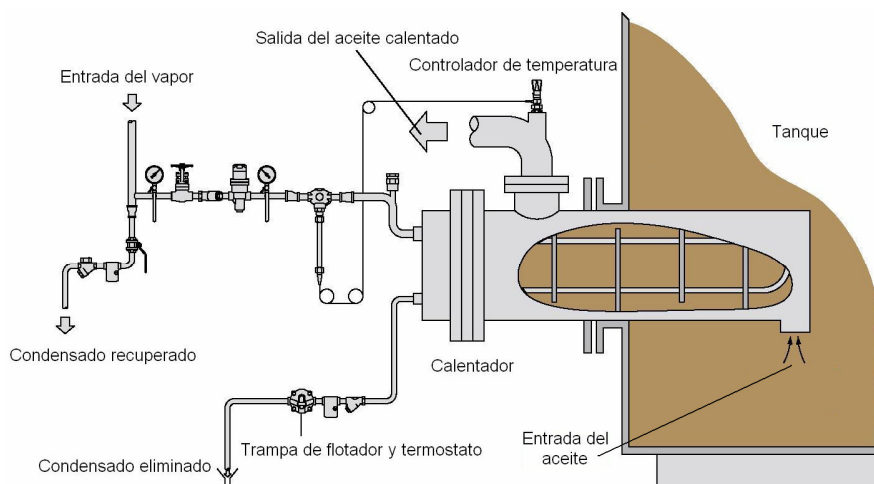
Los serpentines largos son susceptibles al golpe de ariete, ya que estos colectarán condensado a lo largo de toda su longitud. Debido a esto, es necesario diseñar los serpentines con una pendiente constante en la dirección del flujo del vapor. Las modernas trampas de flotador y termostato están equipadas para soportar altos niveles de golpe de ariete.

Si el serpentín es demasiado grande, una trampa de cubeta invertida o una de presión balanceada resultarán en una buena elección. Es necesario aislar las trampas de flotador y termostato para protegerlas contra el daño ocasionado por el congelamiento. Las trampas de cubeta invertida requieren un venteador de aire por separado que sea instalado en paralelo para eliminar el aire del serpentín durante el arranque.

#### 4.4.2.2 Calentadores de efusión y baterías de calentamiento

Un calentador de efusión es un intercambiador de calor de concha y tubos instalado a un lado de un tanque de almacenamiento, que calienta el aceite local al mismo tiempo que es bombeado fuera de éste. Un controlador automático de temperatura es comúnmente utilizado. La figura 109 presenta una de estas configuraciones, que incluye el sensor de temperatura en la salida del aceite, activando una válvula en el suministro de vapor.

**Figura 109. Calentador de efusión**



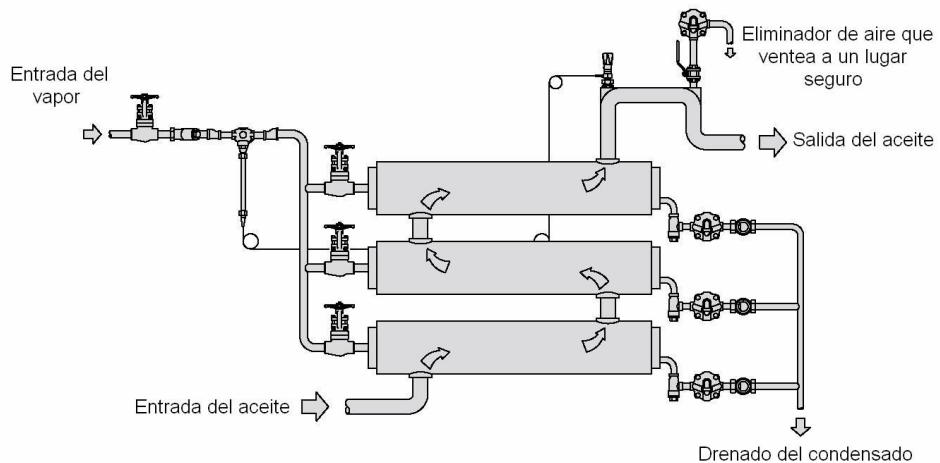
Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 8

La primera opción para el trampeo es usar una trampa de flotador y termostato. Si la trampa queda expuesta a la acción del ambiente será necesario su asilamiento. Es normal el evacuar el condensado del sistema debido a la posibilidad de contaminación por el contacto con aceite, pero si es retornado a un sistema adecuado, no resulta correcto que se haga por medio de su propia presión.

El motivo de lo anterior es porque la inundación y el golpe de ariete son comúnmente presentes cuando la carga es baja. Un sistema bomba-trampa deberá de ser usado en estas condiciones.

Las baterías de calentamiento son intercambiadores de calor de una o múltiples etapas y deben de tratarse de manera similar que los calentadores de efusión. Cada etapa debe de ser individualmente trampeada y ya que siempre se instalan en lugares no expuestos a condiciones ambientales donde no existe el riesgo de congelamiento, las trampas de flotador y termostato son la mejor opción. La figura 110 es un ejemplo de una batería de calentamiento de tres pasos.

**Figura 110. Batería de calentamiento de tres pasos**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 8



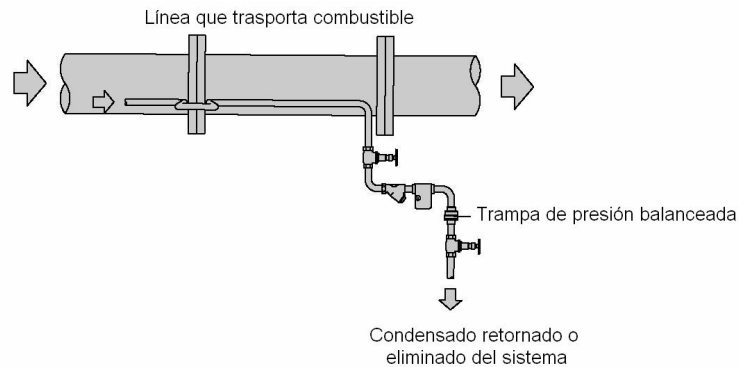
#### **4.4.2.3 Líneas de traceo, venas de vapor**

Las venas de vapor están diseñadas para mantener el fluido de una tubería a una cierta temperatura uniforme. En la mayoría de los casos, las venas de vapor se usan en tuberías a la intemperie, donde es importante que se tome en cuenta las condiciones climatológicas.

El objetivo principal de instalar trampas de vapor en las venas de vapor es el de poder retener el vapor en la tubería hasta que todo su calor latente sea utilizado, y entonces descargar el condensado y los gases no condensables. Como es el caso de cualquier equipo de transferencia de calor, cada vena debe de tener su propia trampa; aún cuando se tengan instaladas varias venas a partir de la misma tubería principal. El trampeo unitario es necesario para evitar el cortocircuito.

Las líneas de traceo deben de ser dispuestas de tal manera que posean una pendiente en la dirección del flujo del vapor así como no exceder los 25 m de longitud para diámetros de 10 mm o 50 m para diámetros mayores. Cada longitud debe de ser drenada por una trampa termostática de presión balanceada o por una termodinámica. Es aconsejable la instalación de las líneas de traceo individuales cerca del fondo de la tubería que transporta el producto. Donde sea necesario pasar por juntas, esto deberá de hacerse por medio de lazos horizontales para ayudar a mantener una caída continua hacia la trampa, como muestra la figura 111.

**Figura 111. Línea de trazo de vapor**

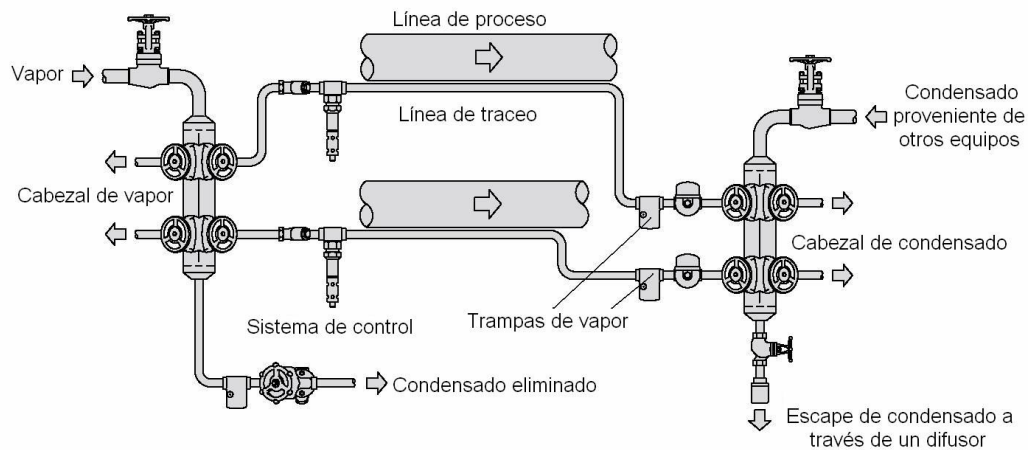


Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 8

Normalmente el empleo de líneas de trazo en el transporte de combustible no se considera una aplicación crítica, y si el condensado es evacuado del sistema, una trampa bimetálica o una de presión balanceada (calibrada para descargar a una temperatura constante) pueden ser utilizadas. Estas ayudarán a la conservación de la energía y evitarán la formación de vapor *flash*. Sin embargo, si el trazo es considerado como crítico, será necesaria la utilización de una trampa termodinámica o una de presión balanceada, que descarguen a una temperatura cercana a la de saturación del vapor.

Un método conveniente para el suministro del vapor a un número grande de líneas de trazo en tuberías de procesos, y para lograr el drenado de condensado de estas, es haciendo uso de cabezales (*manifolds*) de distribución y recolección. Estos se muestran en la figura 112, conjuntamente con las trampas de vapor, tuberías de conexión y válvulas de aislamiento integradas. Esto permite el cambio rápido de trampas sin pérdida de tiempo.

**Figura 112. Aplicación típica de trazo que incluye cabezales de vapor y de condensado**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 9

Cuando se seleccionan y especifican trampas de vapor es importante que se tome en cuenta su compatibilidad con los objetivos del sistema, debido a que las trampas deben de:

- Conservar energía al operar de forma confiable por largos períodos de tiempo.
- Ofrecer descargas periódicas para purgar el condensado y el aire de las tuberías.
- Operar bajo condiciones de carga ligera.

- Resistir daños debido a congelamiento cuando se cierra el suministro de vapor.

**Selección de trampas para venas de vapor.** La carga de condensado que debe de manejarse en una vena de vapor se puede calcular basado en la pérdida de calor en la tubería con el producto. Para esto se puede usar la siguiente ecuación:

$$m = \frac{LUS\Delta T(1 - E)}{h_{fg}} \quad (4-2)$$

donde:

$m$  : carga de condensado (kg/h)

$L$  : distancia de tubería de producto entre trampas de las venas (m)

$U$ : factor de transferencia de calor, en este caso representa la pérdida de calor (kJ/(h•m<sup>2</sup>•°C)) (de la figura 113)

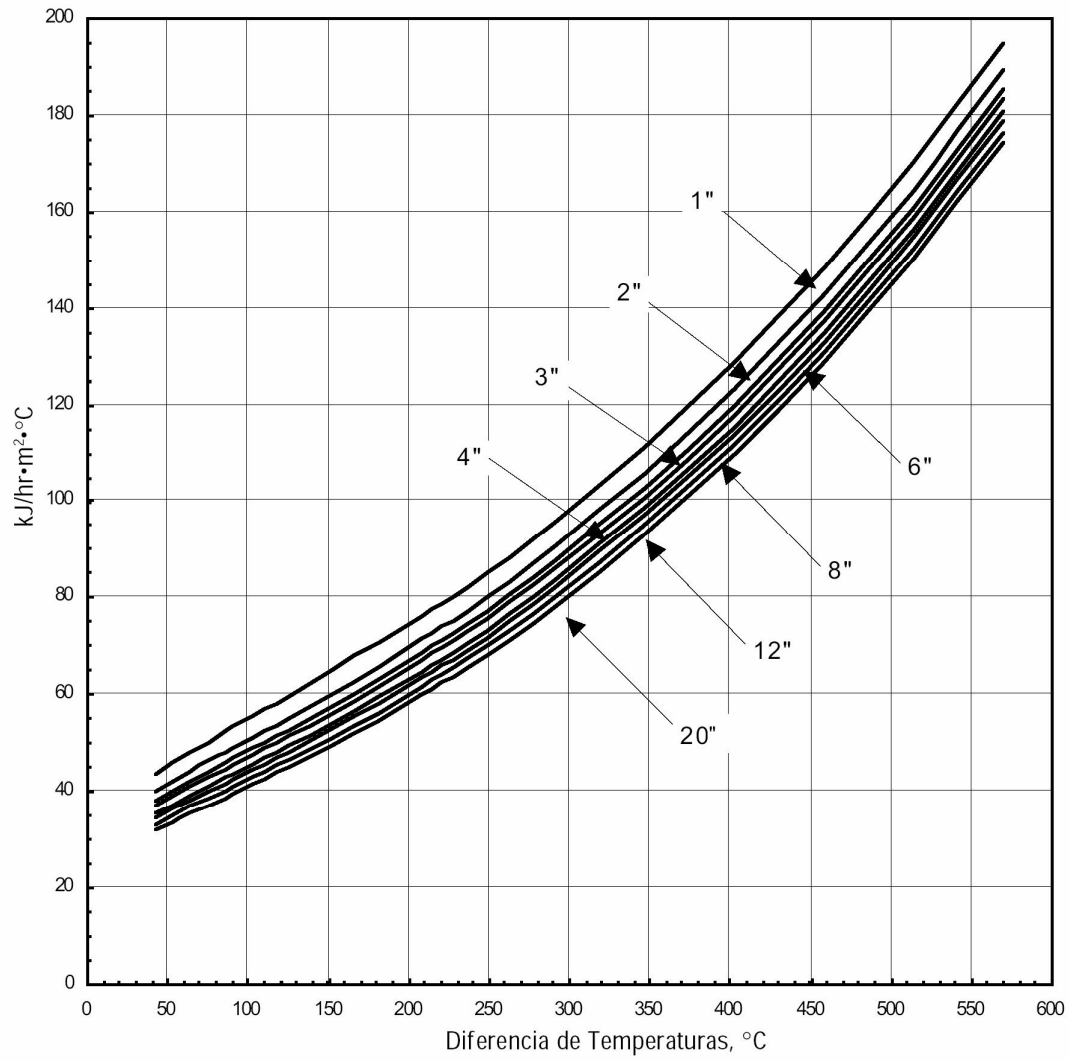
$\Delta T$  : diferencia de temperaturas (°C)

$E$  = eficiencia del aislamiento térmico dada como fracción decimal

$S$  : área superficial de la tubería por metro lineal (m<sup>2</sup>/m), de la tabla XXX

$h_{fg}$  : calor latente del vapor, según las tablas de vapor (kJ/kg)

**Figura 113. Curvas para pérdidas de calor**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 23

**Tabla XXX. Área superficial por unidad de longitud y peso por unidad de longitud para tubería de acero**

Tamaño de Tubo, in	Diámetro Exterior, mm	Superficie m <sup>2</sup> / m	Peso de Tubería, kg/m		
			Cédula 40	Cédula 80	Cédula 160
1	33.4	0.105	2.51	3.23	4.24
1.25	42.2	0.132	3.38	4.46	5.59
<b>1.5</b>	<b>48.3</b>	<b>0.152</b>	<b>4.05</b>	<b>5.40</b>	<b>7.23</b>
2	60.3	0.190	5.43	7.47	11.08
2.5	73.0	0.229	8.61	11.40	14.89
<b>3</b>	<b>88.9</b>	<b>0.279</b>	<b>11.26</b>	<b>15.25</b>	<b>21.31</b>
3.5	101.6	0.319	13.55	18.61	—
4	114.3	0.359	16.05	22.29	33.63
<b>5</b>	<b>141.3</b>	<b>0.444</b>	<b>21.75</b>	<b>30.92</b>	<b>49.04</b>
6	168.3	0.529	28.23	42.51	67.4
8	219.1	0.688	42.48	64.56	111.1
<b>10</b>	<b>273.1</b>	<b>0.858</b>	<b>60.23</b>	<b>81.45</b>	<b>173</b>
12	323.9	1.017	79.8	131.8	240
14	355.6	1.117	94	159	283
<b>16</b>	<b>406.4</b>	<b>1.277</b>	<b>123</b>	<b>204</b>	<b>365</b>
18	457.2	1.436	156	254	460
20	508.0	1.596	183	311	564
<b>24</b>	<b>609.6</b>	<b>1.915</b>	<b>254</b>	<b>442</b>	<b>806</b>

Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 19

**Ejemplo 4-3:** tres venas de vapor a una presión de 7 bar g se usan en una tubería de 500 mm (20 in) de diámetro, y 30 m de longitud. La tubería está aislada para mantener una temperatura de 90°C cuando la temperatura exterior de diseño es de -20°C. Suponiendo que la eficiencia del aislante que rodea a la tubería es del 75%, determine la carga de condensado que debe de manejar la trampa de vapor que drenara el sistema.

**Solución:** de la figura 113 se obtiene el coeficiente de pérdida de calor de la siguiente manera. En la parte inferior se localiza la diferencia de temperaturas entre el exterior y la tubería, que en este caso es de 110°C. Verticalmente hacia arriba se traza una línea que corte a las curvas de diámetro de tubería, en este caso será la curva de 20 in. En el punto donde se cortan la vertical y la curva de tubería se traza una horizontal hacia la izquierda hasta que corte la escala del factor de pérdida, en este caso será 42.5 kJ/(h•m²•°C). De la tabla XXX por medio de interpolación se encuentra el valor para el área por unidad de longitud de la tubería, el cual es de 1.571 m²/m. Finalmente, con las tablas de vapor saturado se obtiene la entalpía de evaporación correspondiente a 7 bar g, siendo 2048 kJ/kg. Con estos valores y los proporcionados por el problema, se emplea la ecuación (4-2) para determinar la carga de condensado total.

$$m = \frac{(30m)(42.5kJ / h * m^2 * ^\circ C)(1.571m^2 / m)(110^\circ C)(1 - 0.75)}{2048kJ / kg}$$

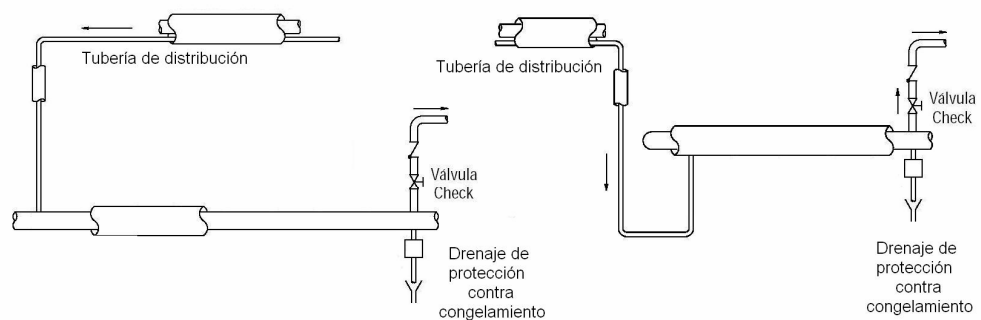
$$= 26.896 \text{ kg/h} \cong 27 \text{ kg/h}$$

Dividiendo dentro de tres el resultado anterior se obtiene la carga de condensado por cada vena de vapor. Esto es, 9 kg/h. En la mayoría de venas de vapor, el flujo en la trampa es bastante bajo. Por lo tanto, una trampa pequeña es usualmente suficiente.

**Instalación:** las tuberías de distribución deben de ser colocadas arriba de las tuberías del producto que requieran las venas de vapor. Asimismo, para un drenado eficiente del condensado y un buen purgado de los no-condensables, las venas deben de tener una cierta inclinación para que exista drenado por gravedad, y las trampas deben de estar en puntos de nivel bajo.

Esta práctica también ayuda a evitar congelamiento de las venas de vapor. Ver la figura 114.

**Figura 114. Instalaciones típicas de venas de vapor**

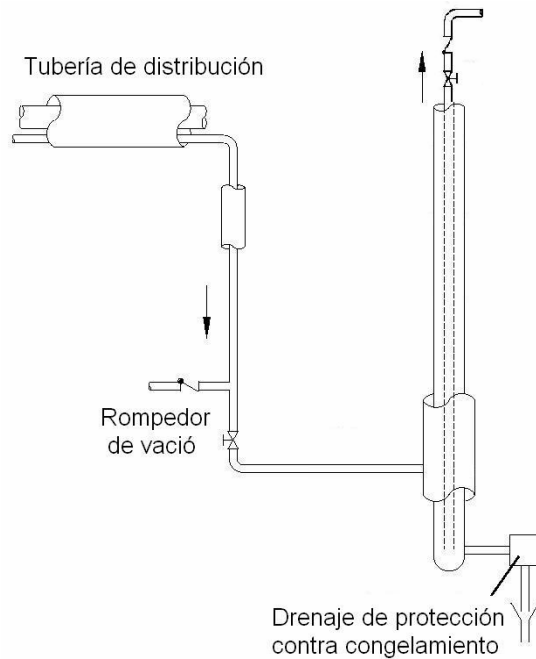


Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 22

Para conservar energía, el condensado se debe de regresar a la caldera. Se deben de usar rompedores de vacío inmediatamente antes de las trampas para asegurar que se tenga drenado cuando se cierren los sistemas de drenaje por gravedad. Cuando se tengan condiciones ambientales bastante frías, se recomienda que se instale un drenaje de protección contra congelamiento en el cabezal de descarga de las trampas. Esto se presenta en la figura 115.



**Figura 115. Venas de vapor con rompedor de vacío**



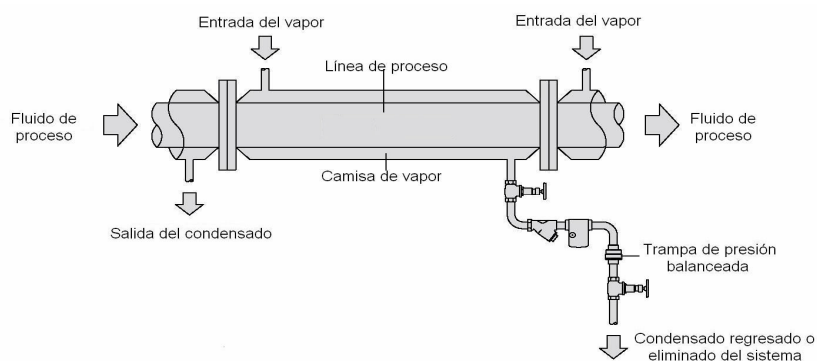
Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 23

#### 4.4.2.4 Tubos encamisados

Cuando la temperatura del producto transportado por una tubería es crítica (ya sea por el peligro de solidificación, quemado o evaporación) toda la tubería debe de ser recubierta por una camisa de vapor.

La tubería encamisada es generalmente construida en longitudes no mayores a los 6 m, e idealmente cada tramo debe de ser individualmente trampeado usando una trampa termostática de presión balanceada o una termodinámica. Ver la figura 116.

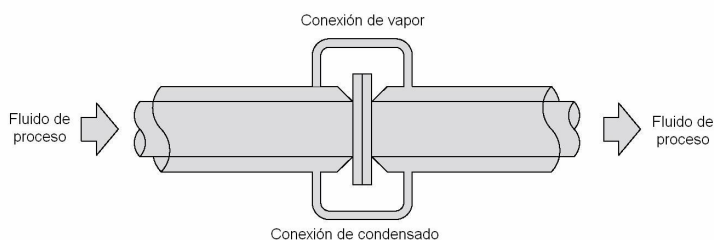
**Figura 116. Tubería con camisa de vapor drenada por una trampa de presión balanceada**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 9

Resulta práctica la unión de hasta cuatro longitudes de tubería encamisada, pero es importante hacer la conexión por arriba como por abajo, con uniones separadas de vapor y condensado, como lo muestra la figura 117. Los cuerpos metálicos de las trampas de presión balanceada y termodinámicas no sufren ningún daño por congelamiento, motivo por el cual el aislamiento no es necesario.

**Figura 117. Conexión entre dos camisas de vapor**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 10

La tabla XXXI resume las alternativas que pueden ser utilizadas cuando se trampean tuberías de distribución de fluidos de procesos y recipientes de almacenamiento. En esta tabla y en subsecuentes aparecerá un número que incluye un asterisco. Esto hace referencia a una aplicación que no sea crítica.

**Tabla XXXI. Trampeo de almacenamiento y distribución de fluidos**

Aplicación	FT	FT-C	TD	BPT	SM	LE	IB
Tanques de retención	A						B (1)
Calentadores de línea	A						B (1)
Tanques de efusión	A						B (1)
Líneas de traceo			B	A	B (2*)		B
Tubería encamisada			B (1,6)	A (5)			B (1)

Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 6

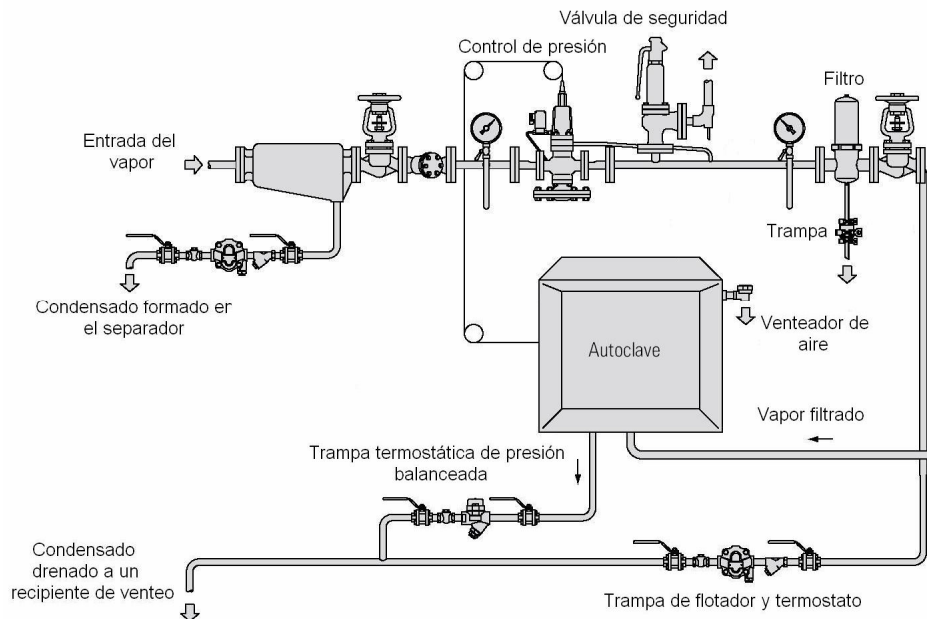
#### 4.4.3 Equipos para hospitales

##### 4.4.3.1 Autoclaves y esterilizadores

El drenado y venteo de aire de los modernos esterilizadores de alto vacío es muy importante y el fabricante normalmente suministra el sistema de trampeo necesario para estos equipos.

La figura 118 muestra una autoclave que se le suministra vapor filtrado a la cámara. Este vapor deberá de estar seco, así que será necesaria la instalación de un separador que a la vez sea drenado por una trampa de flotador y termostato. Para drenar el condensado formado en la cámara será necesaria una trampa termostática de presión balanceada.

**Figura 118. Autoclave con suministro de vapor filtrado**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 11

En unidades grandes una trampa de flotador y termostato será necesaria. Es importante incluir un filtro para proteger a la trampa, ya que después del calentamiento el condensado puede arrastrar partículas fibrosas y pedazos de vidrio. Si la entrada de vapor a la camisa es desde el fondo o desde uno de los extremos, la instalación de un venteador de aire en la parte alta o en el extremo más alejado producirá un mejor calentamiento. La camisa deberá de ser drenada con una trampa termostática de presión balanceada que incluya un filtro.

La tabla XXXII resume las alternativas que se pueden usar cuando se trampean autoclaves y esterilizadores hospitalarios.

**Tabla XXXII. Equipo para hospitales**

Aplicación	FT	FT-C	TD	BPT	SM	LE	IB
<b>Autoclaves y Esterilizadores</b>	B	B		A (5)			

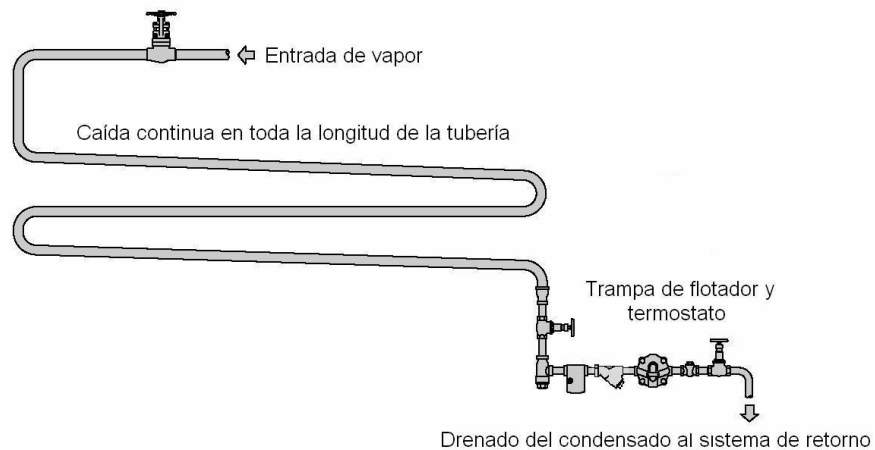
Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-canteen equipment; oil transfer/storage; hospital equipment.* Página 11

#### **4.4.4 Secadores industriales**

##### **4.4.4.1 Secadores de aire caliente**

Muchas de las sustancias utilizadas en la industria son secadas utilizando aire caliente. Los equipos empleados poseen formas diferentes, pero pueden consistir en baterías de calentamiento en donde el aire es completamente secado antes de ser soplado a través del material húmedo. Los secadores también pueden ser longitudes de tubería a las cuales se les suministra vapor en donde al aire que pasa a través de éstos adquiere calor por convección natural o forzada, como muestra la figura 119. La necesidad del drenado del condensado y del venteo del aire es la misma que en las baterías de calentamiento empleadas en aplicaciones de calefacción.

**Figura 119. Serpentín continuo de convección**



Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps-industrial dryers*. Página 2

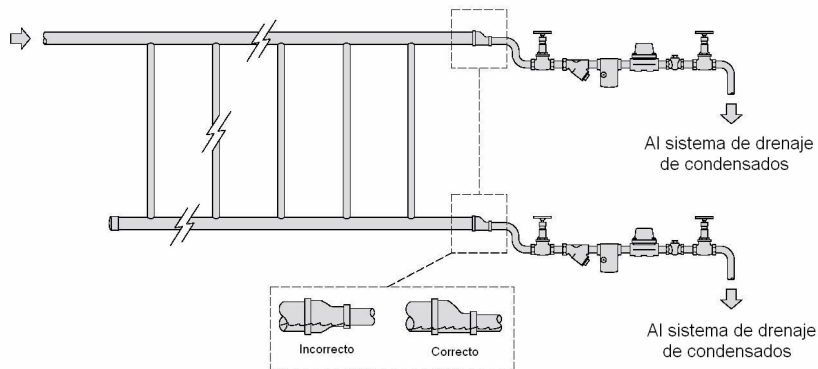
#### 4.4.4.2 Serpentes secadores

Estos pueden ser en forma continua o en forma de parilla, horizontales o verticales, como muestra la figura 120. Los serpentines continuos deben de ser cortos con una pendiente adecuada en la dirección del flujo del vapor para que el condensado llegue fácilmente al punto de drenado. Para el drenado se puede utilizar una trampa de flotador y termostato o una de presión balanceada. Si el condensado es elevado desde la trampa utilizando únicamente la presión en el serpentín, el golpe de ariete puede ocurrir.

Si se utilizan trampas termodinámicas o de cubeta invertida, el uso de un venteador de aire reducirá el tiempo de calentamiento en el arranque.

El cabezal de suministro de vapor debe de ser separadamente drenado, para permitir un flujo libre del condensado en el cabezal correspondiente. Siempre se debe de usar un reductor excéntrico en la salida del serpentín.

**Figura 120. Serpentín secador en forma de parilla con trampas de presión balanceada**



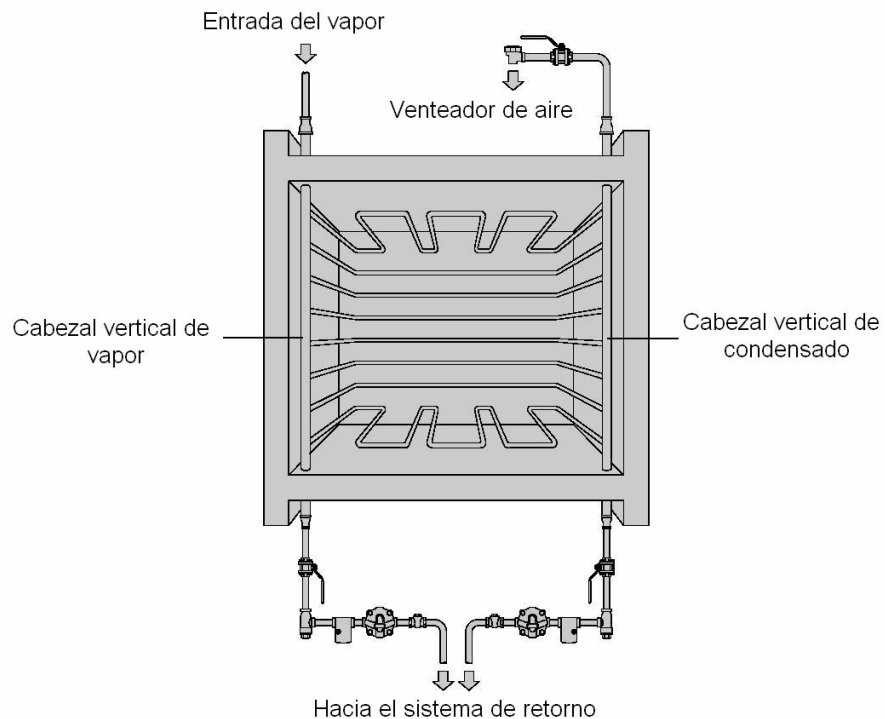
Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-industrial dryers*. Página 3

#### 4.4.4.3 Serpentes secadores de varios niveles

Antiguamente, se hacía uso de longitudes continuas de tubería, y debido a que era imposible hacer un arreglo para que existiera una pendiente en la dirección del flujo del vapor ya que estos no podían ser doblados, el anegamiento y el golpe de ariete eran comunes. Ya que este tipo de arreglos aún existe se pueden usar trampas termodinámicas conjuntamente con un venteador de aire en paralelo para evacuar el condensado y los gases no condensables. Configuraciones posteriores originaron una división en bahías, y el arreglo mejorado ha reducido el golpe de ariete.

En estos casos, se puede hacer uso de trampas de flotador y termostato o termostáticas de presión balanceada con elementos de acero inoxidable. Deberán de ser instaladas en la parte exterior de la carcasa del equipo, pero tan cerca como sea posible del final del serpentín.

**Figura 121. Serpientes secadores de varios niveles con cabezales verticales drenados por trampas de flotador y termostato**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-industrial dryers.* Página 3

Donde la superficie de calentamiento consiste en serpentines horizontales conectados a cabezales verticales de vapor y condensado, se deberá de ventear por separado la parte superior del cabezal de condensados.

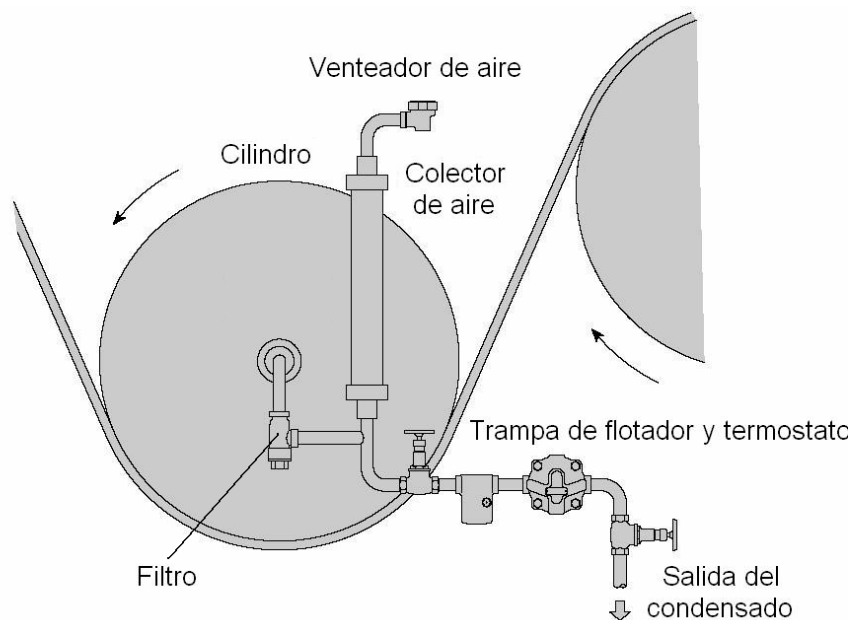


Esto reducirá considerablemente el tiempo de calentamiento durante el arranque. El fondo del cabezal de vapor también debe de ser drenado, como lo muestra la figura 121.

#### 4.4.4.4 Cilindros secadores rotativos

Estos varían extensamente en tamaño, velocidad y en los arreglos existentes para el manejo del condensado, el cual puede ser manejado por medio de cavidades interiores, así como por sifones fijos o rotativos. Estos últimos son asociados con maquinaria de alta velocidad, y en ocasiones se hace uso de sistemas de drenado continuo.

**Figura 122. Cilindro de baja velocidad**

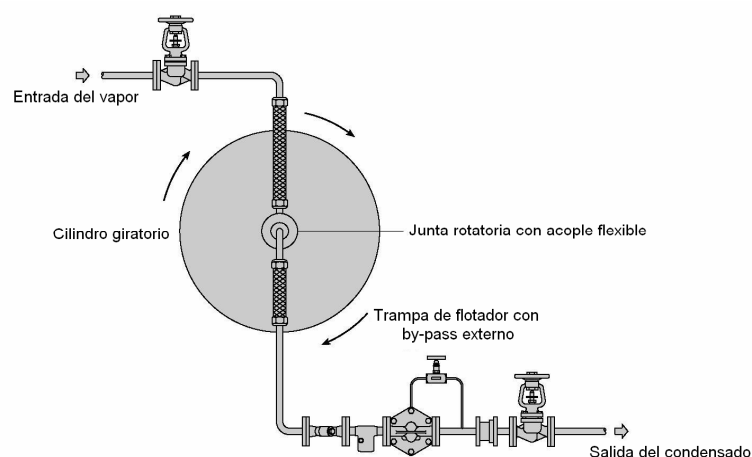


Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps-industrial dryers*. Página 4

El trampeo y la evacuación del aire en cilindros de baja velocidad con cavidades interiores y sifones fijos deben de ser de forma individual. El sistema correcto debe de incluir: una trampa de flotador y termostato con un sello antibloqueo por vapor, un filtro, visor de vidrio, recipiente colector de aire y un venteador de aire, como lo muestra la figura 122. Este arreglo permite un control individual de la temperatura de los cilindros. Los visores de vidrio sirven como herramientas para el calibrado de la válvula antibloqueo por vapor.

En máquinas más rápidas, se necesita de sistemas de drenado continuo para eliminar la gran cantidad de condensado del cilindro a través del sifón. El sello antibloqueo por vapor de una trampa de flotador y termostato no puede manejar estas cantidades de condensado. Un *by-pass* externo con una válvula de aguja dará mejores resultados. La figura 123 presenta el arreglo anteriormente descrito.

**Figura 123. Cilindro de alta velocidad con trampa de flotador y válvula de drenado continuo en paralelo**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-industrial dryers*. Página 4

#### 4.4.4.4.1 Cilindros secadores drenados por sifón

Existen dos tipos de secadoras rotatorias que varían de forma significativa en cuanto a método de funcionamiento y clases de aplicaciones. El primer sistema seca el producto al ponerlo en contacto con la superficie exterior de un cilindro lleno de vapor. El segundo sistema tiene el producto dentro de un cilindro rotatorio donde tubos con vapor secan el producto al entrar en contacto directo con el producto. En algunos casos también se usa una camisa de vapor alrededor del cilindro.

##### 4.4.4.4.1.1 Cilindro rotatorio lleno de vapor con el producto afuera

Este tipo de secadoras son utilizadas extensamente en las industrias del papel, textil, plásticas y alimenticias, donde ejemplos típicos de equipo son los cilindros de secado, secadora de tambor, planchadoras de tintorería, y secadoras de papel. Su velocidad de operación varía desde 1 ó 2 r.p.m. hasta 5,000 r.p.m. Presiones de operación del vapor varían desde subatmosféricas hasta más de 14 bar g. Los diámetros de los cilindros pueden variar desde 150 o 200 mm hasta 4 m o más. En todos los casos se requiere drenaje por sifón y se tendrá vapor *flash* junto con el condensado.

**Selección de trampas:** la carga de condensado se puede calcular mediante el uso de la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = 3.14DRL \quad (4-3)$$

donde:

$\dot{m}$  : carga de condensado, en kg/h

$D$ : diámetro de la secadora, en m

$R$  = capacidad de condensación, en kg/m<sup>2</sup> h

$L$ : largo de la secadora, en m

**Ejemplo 4-4:** determinar la carga de condensado de una secadora de 1.5 m de diámetro, 4.0 m de largo y una capacidad de condensación de 35 kg/m<sup>2</sup> h.

**Solución:** usando la ecuación (4-3) se obtiene:

$$\dot{m} = (3.14)(1.5\text{m})(35 \text{ kg/m}^2 \text{ h})(4.0 \text{ m}) = 659.40 \text{ kg/h}$$

#### 4.4.4.4.1.2 Cilindro rotatorio lleno de vapor con el producto adentro

Este tipo de secadora tiene un amplio rango de aplicaciones en la industria de empaquetado de carne, así como en la industria del procesamiento de alimentos. Ejemplos comunes son las secadoras de granos, cocedores rotatorias, y acondicionadores de alimentos.

La velocidad de rotación de estos equipos es relativamente baja, típicamente en el rango de unas cuantas r.p.m., mientras que la presión del vapor está en el rango de 1 a 10 bar g. Estas velocidades de rotación bajas permiten que en casi todos los casos se acumule el condensado en el fondo de la cámara colectora. Nuevamente, drenaje por sifón es necesario y vapor *flash* se genera durante el drenado del condensado.

**Selección de trampas:** la carga de condensado generada por estas secadoras se puede calcular mediante el uso de la siguiente ecuación:

$$m = \frac{NLR}{P} \quad (4-4)$$

donde:

$m$  = carga de condensado, en kg/h

$N$  = número de tubos

$L$  = longitud de cada tubo, en m

$R$  = capacidad de condensación, en kg/m<sup>2</sup> h (rango típico: 30 - 45 kg/m<sup>2</sup> h)

$P$  = longitud del tubo por superficie exterior, en m/m<sup>2</sup> (ver tabla XXXIII)

**Tabla XXXIII. Tabla para conversión para tamaños de tubería**

Tamaño de Tubo in	Diámetro Exterior Real, mm		Longitud/Area, m/m <sup>2</sup>	
	Tubo de Acero	Tubo de Cobre (1)	Tubo de Acero	Tubo de Cobre
1/2	21.3	15.9	14.92	20.05
3/4	26.7	22.2	11.94	14.32
<b>1</b>	<b>33.4</b>	<b>28.6</b>	<b>9.53</b>	<b>11.14</b>
1 1/4	42.2	34.9	7.55	9.11
1 1/2	48.3	41.3	6.60	7.71
<b>2</b>	<b>60.3</b>	<b>54.0</b>	<b>5.28</b>	<b>5.90</b>
2 1/2	73.0	66.7	4.36	4.77
3	88.9	79.4	3.58	4.01
<b>3 1/2</b>	<b>101.6</b>	<b>92.1</b>	<b>3.13</b>	<b>3.46</b>
4	114.3	104.8	2.78	3.04
5	141.3	130.2	2.25	2.45
<b>6</b>	<b>168.3</b>	<b>155.6</b>	<b>1.89</b>	<b>2.05</b>
8	219.1	206.4	1.45	1.54
10	273.1	257.2	1.17	1.24
<b>12</b>	<b>323.9</b>	<b>308.0</b>	<b>0.98</b>	<b>1.03</b>

Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 37

Cuando se hace uso de la tabla XXXIII los metros lineales de tubería se deben de dividir entre el factor correspondiente al tamaño y tipo de tubería, y se obtendrá la superficie.

**Ejemplo 4-5:** ¿cuál será la carga de condensado en un cocedor rotatorio con 30 tubos de acero de 32 mm de diámetro por 4 m de longitud, y un factor de condensación de 39 kg/m<sup>2</sup> h?

**Solución:** en primer lugar, se debe de calcular el tamaño del diámetro en pulgadas. Los 32 mm equivalen a 1.26 in, aproximadamente 1 ¼ de in. Con este dato, se lee en la tabla un valor de 7.55 m/m<sup>2</sup> para tubería de acero. Sustituyendo este valor y los datos por el problema en la ecuación (4-4) se obtendrá la carga de condensado para el cocedor en cuestión. Esto es:

$$m = \frac{30(4m)(39kg / m^2 h)}{7.55m / m^2} = 619.87kg / h = 620kg / h$$

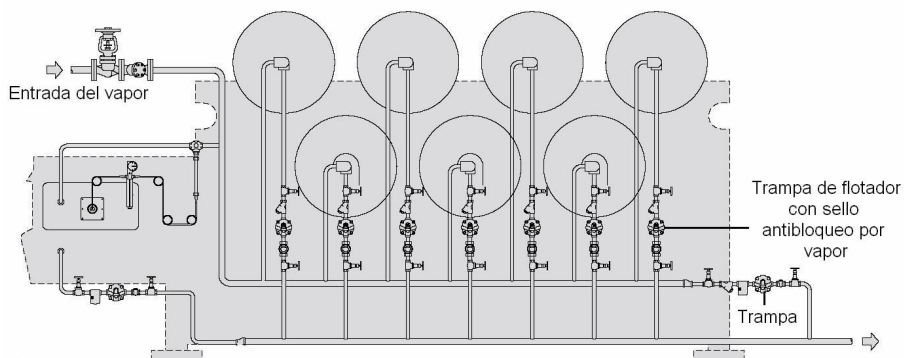
#### 4.4.4.5 Máquinas de apresto, engomado de tejidos, de cilindros múltiples

La figura 124 muestra como se drena y elimina el aire en una máquina de cilindros múltiples de apresto usada en la industria textil. El cabezal de vapor que suministra a los cilindros puede ser drenado por medio de una trampa de flotador o por una termodinámica.

Los cilindros pueden ser drenados por medio de trampas de flotador que incluyan un sello antibloqueo por vapor.

La cámara interna de la máquina es usualmente calentada por medio de inyección directa de vapor o por un serpentín. En ambos casos el suministro de vapor debe de ser regulado por un controlador de temperatura. El serpentín deberá de ser drenado por medio de una trampa de flotador y termostato.

**Figura 124. Máquina de apresto de cilindros múltiples**



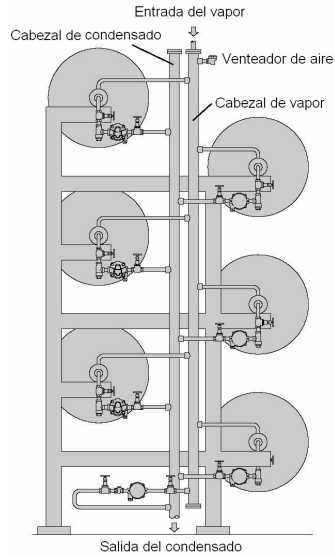
Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps-industrial dryers*. Página 5

#### 4.4.4.6 Secador de cilindros múltiples

Las máquinas modernas verticales deben, de ser posible, drenar sus cilindros de forma individual, usando trampas de flotador con sello antibloqueo por vapor así como *by-passes* para el venteo del aire.

Si todos los cilindros son drenados hacia un cabezal vertical, se debe de usar una trampa de flotador y termostato en el fondo de éste y un venteador de aire en la parte alta. El cabezal de suministro de vapor será drenado y venteado de manera similar, como muestra la figura 125.

**Figura 125. Secador de cilindros múltiples**



Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps-industrial dryers*. Página 5

La tabla XXXIV resume las alternativas que se pueden usar cuando se trampean secadores industriales.

**Tabla XXXIV. Secadores industriales**

Aplicación	FT	FT-C	TD	BPT	SM	LE	IB
<b>Secadores de aire caliente</b>	A		B (1)	B			
<b>Serpentines secadores</b>			B (1)	A			B (1)
<b>Serpentines secadores de varios niveles</b>	A		B (1)	B			B (1)
<b>Cilindros secadores</b>	B	A					B (1)
<b>Máquinas de apresto de cilindros múltiples</b>	B	A					B (1)

Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps-industrial dryers*. Página 2

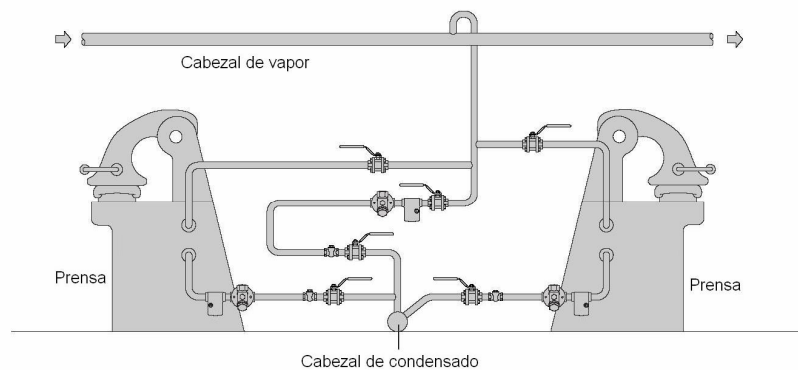


## 4.4.5 Equipo para lavandería

### 4.4.5.1 Planchadoras de trajes

En este tipo de equipos se pueden utilizar trampas termodinámicas, de flotador y termostato, y de presión balanceada. Es importante que cada planchador posea individualmente una trampa, como lo muestra la figura 126.

**Figura 126. Planchador de trajes con trampas termodinámicas**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-laundries, presses.* Página 2

### 4.4.5.2 Planchadoras y calandrias

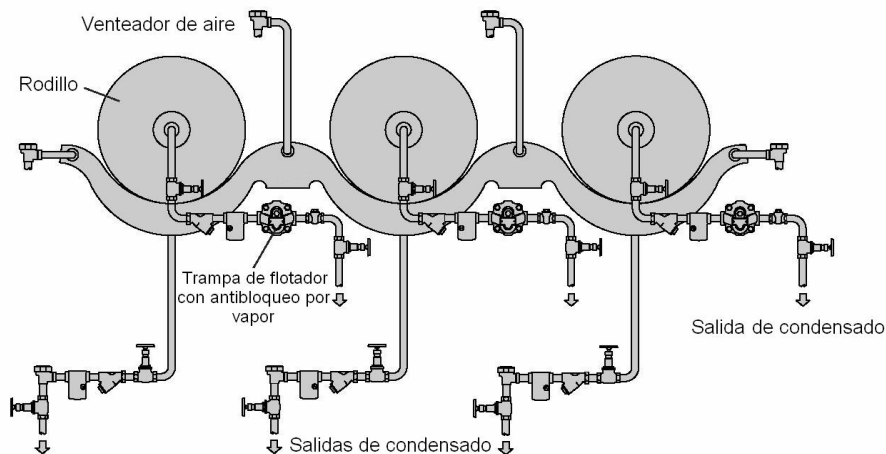
Los distintos tipos de planchadoras varían en cuanto a su construcción, pero en todos los casos el apropiado drenado del condensado y la eliminación del aire es vital para un máximo rendimiento en operación.

Adicionalmente, maquinaria que ha sido montada sobre una cimentación ligera puede deformarse en operación si el calentamiento es desigual, debido a la formación de bolsas de aire o por el inundamiento de condensado en el espacio destinado al vapor. El suministro de vapor siempre debe de ser drenado, preferentemente usando un separador.

Las planchadoras modernas poseen sus trampas instaladas al final para facilitar el mantenimiento, con conexiones largas de tubería entre las trampas desde el punto medio inferior de las armaduras hasta los puntos de drenado. Buenos resultados se obtienen al usar trampas termostáticas siempre y cuando las tuberías de conexión sean aisladas. Otra opción resulta el usar trampas de flotador con sello antibloqueo por vapor. En algunas ocasiones es posible usar trampas termodinámicas pero deberá de instalarse un venteador de aire en paralelo. Es necesario instalar venteadores de aire en las armaduras, en los puntos más alejados con respecto al ingreso del vapor. Para el caso del rodillo, en caso sea calentado, una trampa de flotador con sello antibloqueo por vapor resulta ser la mejor opción, sin embargo, una trampa de presión balanceada instalada por lo menos a un metro de la tubería de descarga también produce buenos resultados. Es necesario hacer énfasis en que la instalación de esta trampa es precedida por una longitud de tubería sin aislamiento, por las características de operación de la misma. Si se prefiere, una trampa termodinámica con un disco anti aire también puede utilizarse.

La figura 127 presenta un arreglo típico de trampas de flotador con sello antibloqueo por vapor que drena una calandria.

**Figura 127. Calandria drenada por trampas de flotador con sello antibloqueo por vapor**



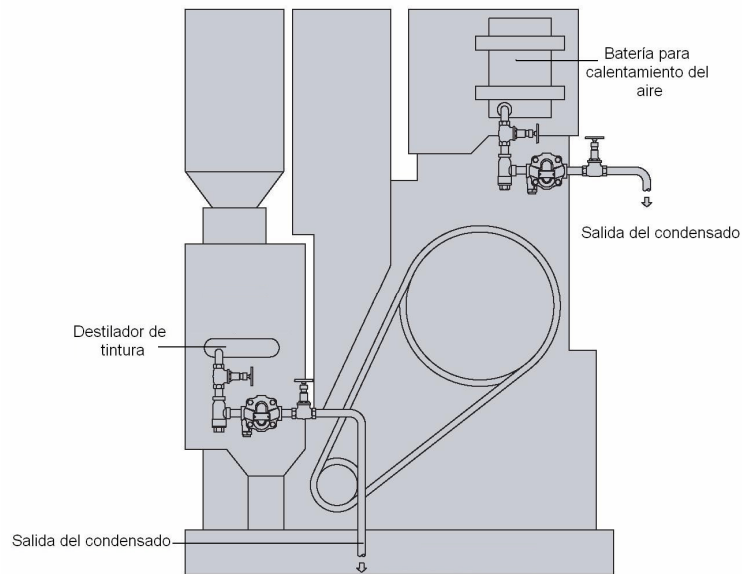
Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps-laundries, presses*. Página 3

#### 4.4.5.3 Máquinas de lavado en seco y secadoras rotatorias

En estos tipos de maquinaria, la batería de calentamiento de aire debe de ser drenada usando trampas de flotador y termostato. En el caso de lavadoras en seco, el serpentín usado para el destilado de la tintura también debe de ser drenado con una trampa de flotador y termostato. También se puede hacer uso de trampas termodinámicas pero es necesario instalar un ventilador de aire en paralelo en las secadoras rotatorias.

La figura 128 muestra una máquina de lavado en seco con trampas de flotador que drenan tanto la batería de calentamiento de aire como el destilador de tintura (*spirit still*).

**Figura 128. Máquina de lavado en seco con trampas flotador que drenan tanto la batería de calentamiento del aire como el destilador de tintura**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-laundries, presses.* Página 3

La tabla XXXV resume las alternativas que se pueden usar cuando se trampean equipos para lavandería.

Tabla XXXV. Equipo para lavandería

Aplicación	FT	FT-C	TD	BPT	SM	LE	IB
Planchadoras de trajes	B	B	A (6)				
Planchadoras y calandras	B	A	B (1)	B (1)			
Secadores rotatorias	A	B					
Máquinas de lavado en seco	A		B (1)				

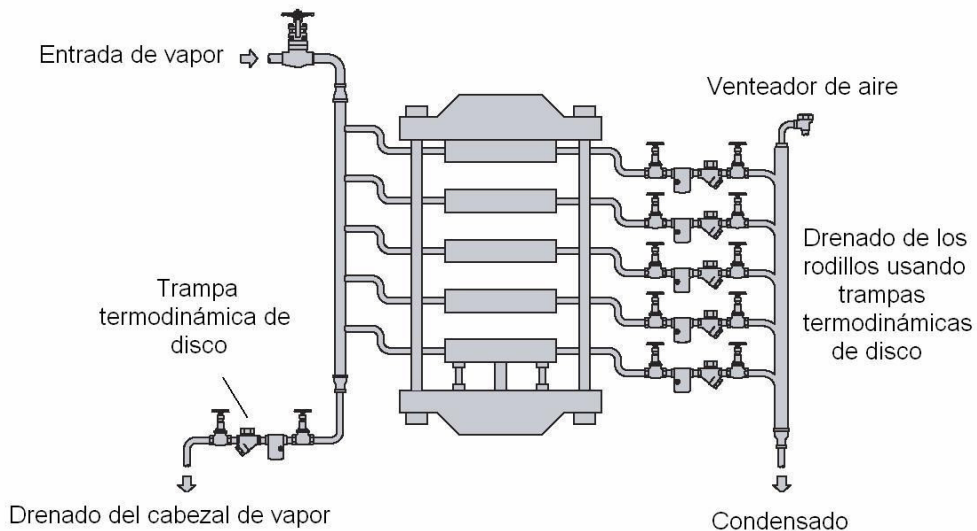
Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-laundries, presses.* Página 2

## 4.4.6 Prensas

### 4.4.6.1 Prensas de rodillos múltiples, conexión en paralelo

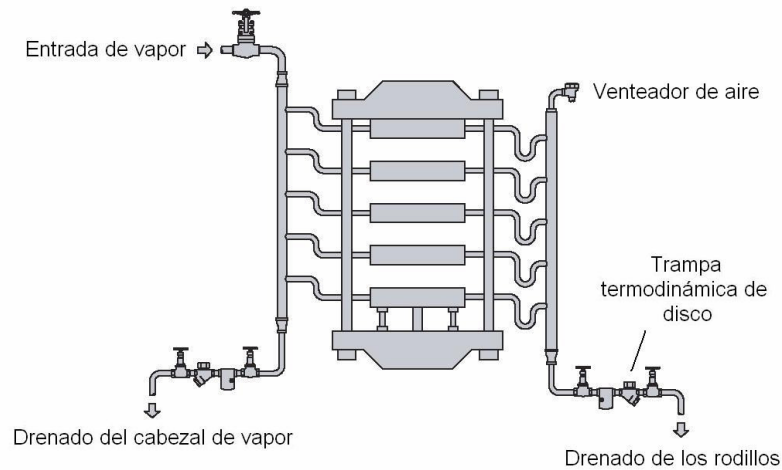
Para asegurar un drenado apropiado de los rodillos, la conexión de suministro de vapor deberá de estar localizada en la parte alta y la conexión de salida en la parte más baja del rodillo. Siempre que sea posible, cada rodillo debe de tener su propia trampa, como lo muestra la figura 129. En aplicaciones donde mantener una temperatura exacta de los rodillos no sea necesaria, se puede hacer uso de un trapeo en grupo, como lo muestra la figura 130.

**Figura 129. Prensa de rodillos trampeados individualmente**



Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps-laundries, presses*. Página 4

**Figura 130. Prensa de rodillos trampeados en grupos**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-laundries, presses.* Página 4

En ambos casos el cabezal de suministro de vapor debe de ser drenado por una trampa termodinámica. Este tipo de trampa también resulta ideal en el drenado de rodillos trampeados individualmente, ya que cada uno de estos maneja una carga relativamente baja de condensado. En este caso, la descarga de las trampas debe de ser hacia un sistema de retorno de condensados diseñado de tal forma que pueda manejar todo el condensado proveniente de éstas. Esto eliminará la contrapresión causada por la descarga de numerosas trampas. Si la presión de operación es controlada por un controlador de temperatura siempre se debe de usar trampas de flotador.

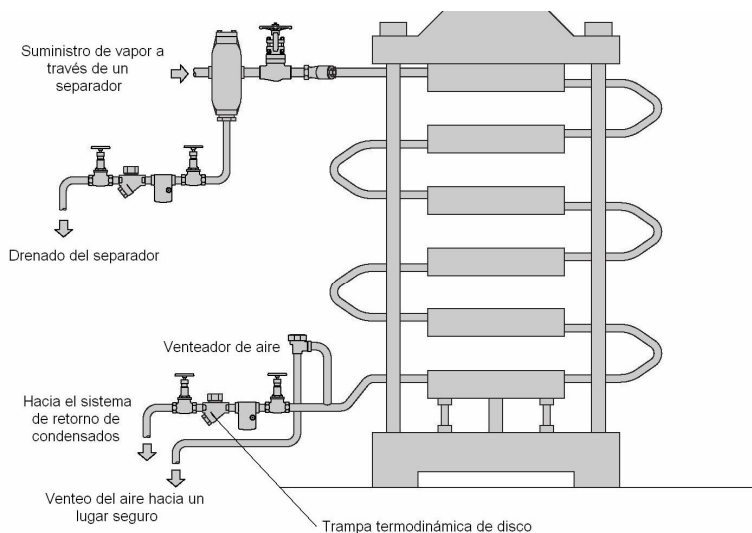
La trampa termodinámica está diseñada para soportar el fuerte golpe de ariete que se presenta en este tipo de prensas debido a la curvatura de las conexiones de vapor y condensado.

Sin embargo, si el diseño es de tal manera que se pueda dar una pendiente continua a la tubería, se podrá usar trampas de flotador y termostato. Resulta conveniente la instalación de un venteador de aire instalado en paralelo alrededor de la trampa, como lo muestra la figura 131.

#### 4.4.6.2 Prensas de rodillos múltiples, conexión en serie

En esta configuración es casi segura la formación de bolsas de agua debido a la curvatura de la tubería, y la circulación del vapor a través de la cámara de los rodillos será lenta. Por ambas razones debe de usarse una trampa termodinámica conjuntamente con un venteador de aire instalado en paralelo con la trampa. También es posible usar una trampa de cubeta invertida. El suministro de vapor debe de ser apropiadamente drenado, y puede ser una ventaja la instalación de un separador cerca de la entrada.

**Figura 131. Prensa de rodillos con conexión en serie**

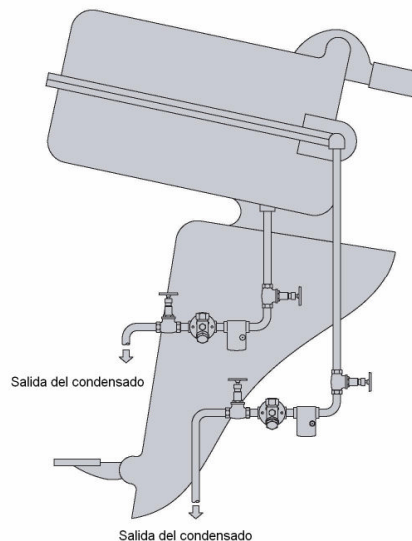


Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-laundries, presses.* Página 5

#### 4.4.6.3 Moldes para neumáticos

Buenas condiciones de temperatura resultan vitales para producir un buen curado del hule. El condensado debe de ser eliminado tan rápido como se forme así como una libre evacuación del aire, nitrógeno, o cualquier otro gas inerte, que en ocasiones es utilizado para suministrar presión interna durante el proceso de curado. La trampa que se seleccione debe de ser capaz de eliminar el gas que ha sido suministrado al sistema o de lo contrario el tiempo de procesamiento aumentará. En la práctica las trampas de presión balanceada producirán los mejores resultados, pero también se pueden usar las termodinámicas (ver figura 132) y las de flotador-termostato. Si solenoides o válvulas de actuación rápida son utilizados en el control del proceso, las trampas de cubeta invertida pueden usarse satisfactoriamente, en conjunto con un venteador de aire.

**Figura 132. Prensa para neumáticos con trampas termodinámicas**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-laundries, presses.* Página 6



**Selección de trampas y factor de seguridad:** la carga de condensado para prensas de rodillos y moldes para neumáticos se puede calcular empleando la siguiente ecuación:

$$m = ARf \quad (4-5)$$

donde:

*m* : carga de condensado (kg/h)

*A*: área total de la superficie de las placas en contacto con el producto (m<sup>2</sup>)

*R*: capacidad de condensación (kg/ h\*m<sup>2</sup>)

*f*: factor de seguridad (se recomienda usar 3)

**Ejemplo 4-6:** ¿cuál es la carga de condensado en la placa de en medio, de 600 mm por 900 mm, en una prensa de rodillos usada para la fabricación de madera compuesta si la capacidad de condensación se ha estimado en 35 kg/m<sup>2</sup>/h?

**Solución:** al usar la ecuación (4-5) se tiene:

$$m = (0.6 \text{ m})(0.9 \text{ m})(35 \text{ kg/m}^2/\text{h})(3) = 56.7 \text{ kg/h}$$

Nota: Sólo la mitad de ésta carga se necesita en las placas de los extremos.

La tabla XXXVI resume las alternativas que se pueden usar cuando se trampean equipos prensas de rodillos y moldes para neumáticos.

**Tabla XXXVI. Prensas de rodillos y moldes para neumáticos**

Aplicación	FT	FT-C	TD	BPT	SM	LE	IB
<b>Prensa de rodillos múltiples (conexión en paralelo)</b>	B		A (6)				
<b>Prensa de rodillos múltiples (conexión en serie)</b>			A (1,6)				
<b>Moldes para neumáticos</b>	B		B (1)	A			B (1)

Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-laundries, presses.* Página 4

#### **4.4.7 Equipo de procesos**

##### **4.4.7.1 Ollas con camisa de vapor**

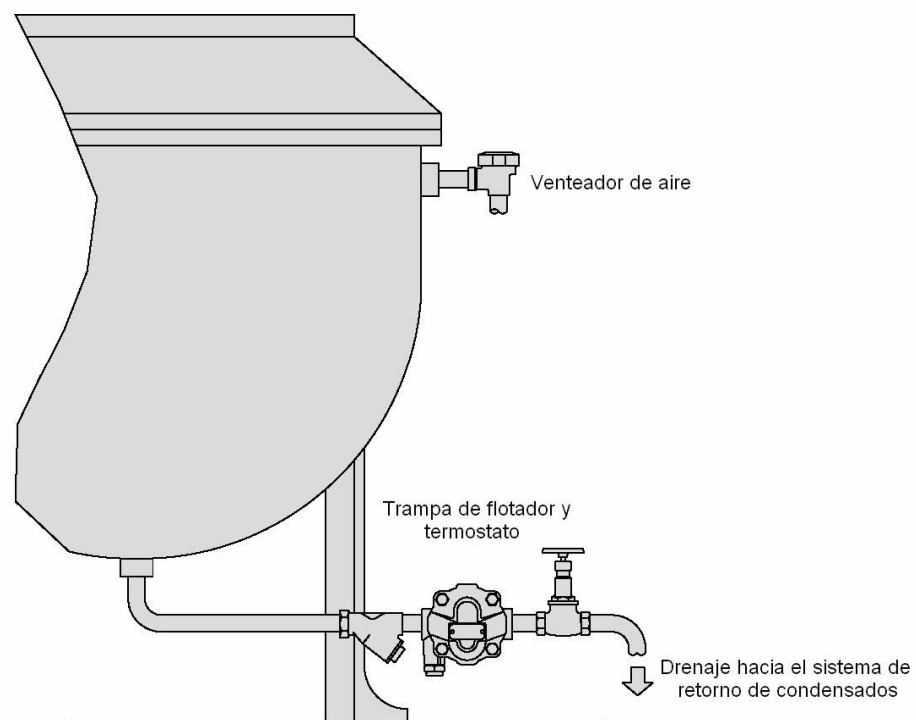
Este tipo de ollas son esencialmente aparatos de cocido o concentradores con camisas o chaquetas de vapor alrededor de ellas. Se pueden encontrar en cualquier parte del mundo y en casi cualquier tipo de aplicación: empacadoras de carne, fábricas de papel y de azúcar, máquinas de derretido, procesadoras de frutas y vegetales, preparación de alimentos, y muchas otras más.

##### **4.4.7.1.1 Ollas fijas**

Este tipo de ollas son usadas en numerosas industrias para el calentamiento de una gran variedad de materiales, y siempre deben de calentar su contenido lo más rápido posible. En este aspecto difieren de las ollas empleadas para el cocimiento de alimentos.

Normalmente la presión de operación es alta, y una eficiente eliminación del aire y del condensado resulta de vital importancia para el proceso. Las trampas instaladas en este tipo de equipo deben de descargar el condensado y aire lo más rápido posible. Además, deben de estar en la capacidad de manejar cargas variables de condensado, la cual varía desde la de arranque hasta la normal en operación. La opción ideal que se ajusta a las condiciones anteriormente es la trampa de flotador y termostato. En el momento que se inicia la operación se tendrá un rápido calentamiento de la camisa de vapor siempre y cuando se instale un venteador de aire opuesto al punto donde se suministra el vapor.

**Figura 133. Trampa de flotador y termostato instalada en olla fija**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-process equipment.* Página 2

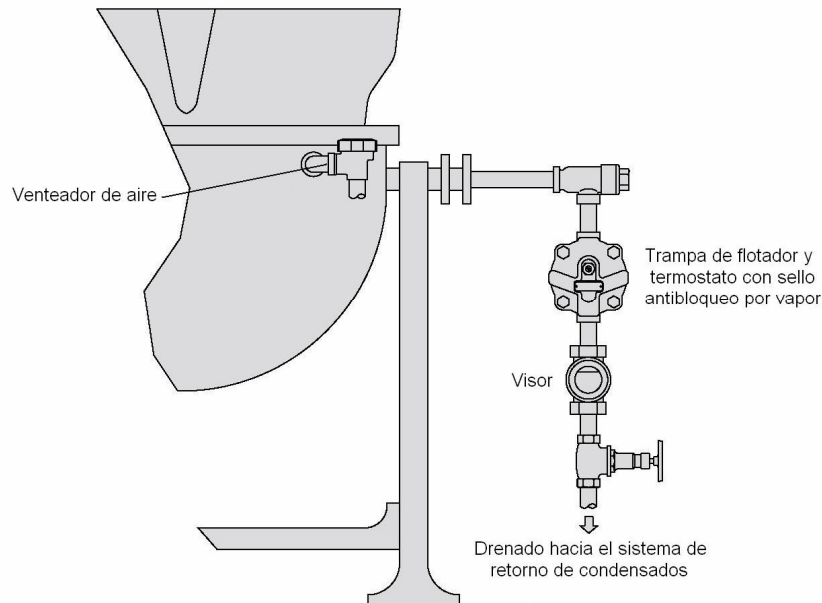
La figura 133 muestra una trampa de flotador y termostato instalada cerca del punto de drenado de una olla de cocimiento. Una alternativa útil puede ser usar una trampa termodinámica particularmente si la salida de condensado está cercana al suelo, pero resulta necesaria la instalación de un venteador de aire en un *bypass* alrededor de este tipo de trampa para una máxima producción en operación. Una trampa de presión balanceada también puede ser usada cuando la olla es pequeña pero debe de ir acompañada de una pierna de enfriamiento.

#### **4.4.7.1.2 Ollas basculantes**

Una característica que presentan todas las ollas de este tipo es el problema del bloqueo por vapor, impidiendo que la trampa descargue el condensado. La razón de lo anterior se debe a que el condensado para ser evacuado debe de subir por un tubo de sifón desde el fondo de la camisa hasta la conexión de salida. El sifón se llena de vapor y ocasiona que la trampa permanezca cerrada, regresando el condensado, a menos que el sistema sea diseñado para evitar lo anterior.

La forma como se elimina este problema es utilizando una trampa de flotador y termostato con sello antibloqueo por vapor, como lo muestra la figura 134. Si el vapor ingresa a la camisa desde la parte superior, es necesaria la instalación de un venteador de aire para disminuir el tiempo de calentamiento en el arranque.

**Figura 134. Olla basculante con eliminación de condensado por sifón**

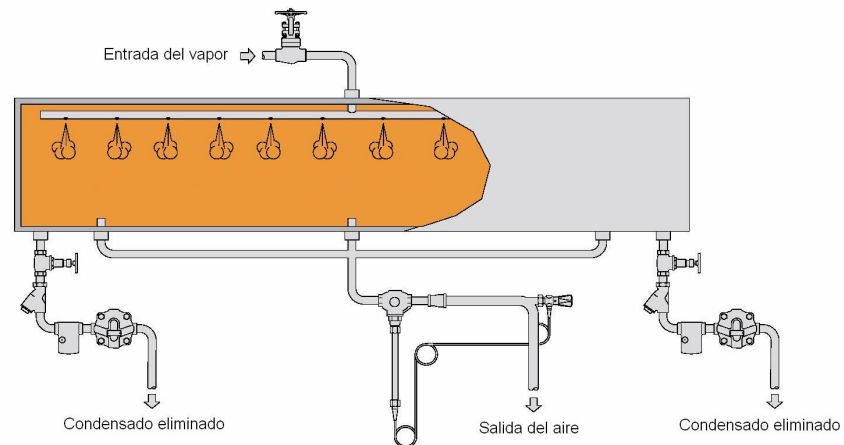


Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-process equipment.* Página 3

#### 4.4.7.2 Autoclaves industriales

Este tipo de equipo es usado en la fabricación de productos de hule o plástico. La figura 135 muestra la forma de ventear una autoclave cuya cámara es grande utilizando un controlador de temperatura auto actuante así como un venteador de aire de alta capacidad. En las aplicaciones donde exista un ciclo de enfriamiento, tanto las trampas como los venteadores de aire deberán de ser aislados con válvulas y *bypasses*.

**Figura 135. Autoclave industrial con alta capacidad de venteo de aire**



Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps-process equipment*. Página 4

**Selección de trampas y factor de seguridad:** la carga de condensado se puede calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$m = \frac{M_m C \Delta T}{h_{fg} t} \quad (4-6)$$

donde:

$m$  : carga de condensado (kg/h)

$M_m$  : masa del material (kg)

$C$  : calor específico del material (kJ/kg °C)

$\Delta T$  : incremento de la temperatura del material (°C)

$h_{fg}$  : entalpía de vaporización (calor latente) del vapor (kJ/kg)

$t$  : tiempo requerido para el calentamiento del material (h)

**Ejemplo 4-7:** ¿cuál será la carga de condensado en un horno autoclave que contiene 100 kg de un producto de hule vulcanizado que debe de ser calentado a de 150°C, desde una temperatura de 20°C? El horno opera a una presión de vapor de 8 bar g, y el proceso de calentamiento requiere de 20 minutos.

**Solución:** el calor específico del hule vulcanizado es 1.74 kJ/kg °C y la entalpía de evaporación del vapor a 8 bar g es de 2031.1 kJ/kg. Con estos valores y los datos proporcionados por el problema se tiene:

$$m = \frac{(100\text{kg})(1.74\text{kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C})(150^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C})}{(2031.1\text{kJ} / \text{kg})(20\text{ min})(1\text{h} / 60\text{ min})} = 33.41\text{kg} / \text{h}$$

Multiplicando por 3, que es el factor de seguridad recomendado en esta aplicación se obtendrá la carga de diseño de 100.23 kg/h que debe de manejar la trampa a seleccionar.

Se debe de esperar condensado con impurezas dado que el vapor está en contacto con el producto. Además, el tanque es una cámara de gran volumen que requiere de un sistema especial para purgado de condensados y de no condensables. En base a estas razones, se recomienda la trampa de balde invertido con un venteador termostático adicional instalado en el nivel más alto de la cámara.

Cuando no se pueda instalar un venteador termostático en una localidad remota, se debe de integrar la capacidad de purgado de grandes volúmenes de aire en la trampa misma.

En este caso se puede usar una trampa de flotador y termostato o una de presión balanceada, pero se debe de instalar un filtro antes de la trampa, el cual debe de revisarse frecuentemente para garantizar flujo continuo.

**Instalación:** debido a que se tiene el vapor y el producto en contacto dentro de las cámaras, la descarga de la trampa casi nunca puede ser regresada a la caldera, sino que debe ser enviada fuera del proceso. En casi todos los casos este tipo de equipo es drenado por gravedad hacia la trampa. Sin embargo, casi siempre se eleva el condensado después de la trampa, lo cual no representa un problema en la operación debido a que la presión del vapor es usualmente constante. Para tener un precalentamiento rápido y una descarga completa del aire, se recomienda la instalación de un venteador termostático de aire en el punto más alto de la cámara.

#### **4.4.7.3 Retortas**

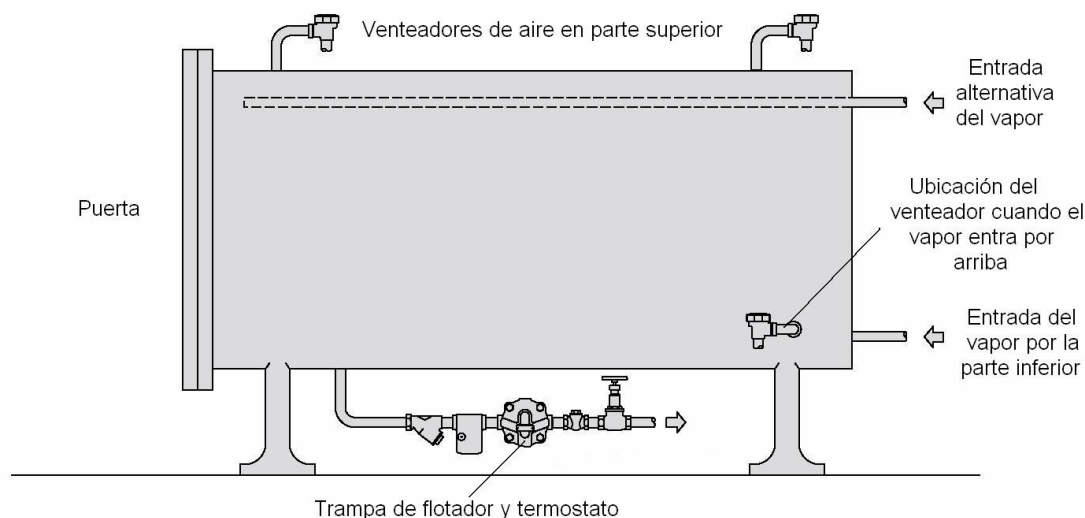
Estos equipos generalmente son recipientes largos en los cuales se coloca un producto para procesarlo o cocinarlo a una presión de vapor relativamente baja. Una aplicación común se encuentra en la industria de procesamiento de alimentos en donde latas cerradas de comida son ingresadas a una cámara. El vapor, que se encuentra en una camisa, es usado para calentar o cocinar el contenido de las latas.

Cuando el proceso ha comenzado es vital la eliminación del aire y del condensado y reemplazarlos por vapor seco saturado. Una trampa de flotador y termostato (que incluya un venteador de aire) es ideal para esta aplicación, especialmente por su habilidad para dejar pasar grandes volúmenes de condensado a una presión relativamente baja.



En cámaras de vapor largas, la eliminación del aire puede ser un problema. Si todo el aire no es removido, la temperatura del proceso decaerá, resultando en un desperdicio de producto. Si la entrada del vapor es por la parte inferior, se debe de instalar un ventilador de aire en la parte superior. Si el vapor se suministra por la parte superior, el ventilador de aire deberá de colocarse en las proximidades del fondo. Estas dos situaciones se representan en la figura 136. Como en estos equipos el condensado no está contaminado debido a que no hay contacto con los productos se puede regresar directamente a la caldera.

**Figura 136. Retorta de baja presión**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-process equipment*. Página 4

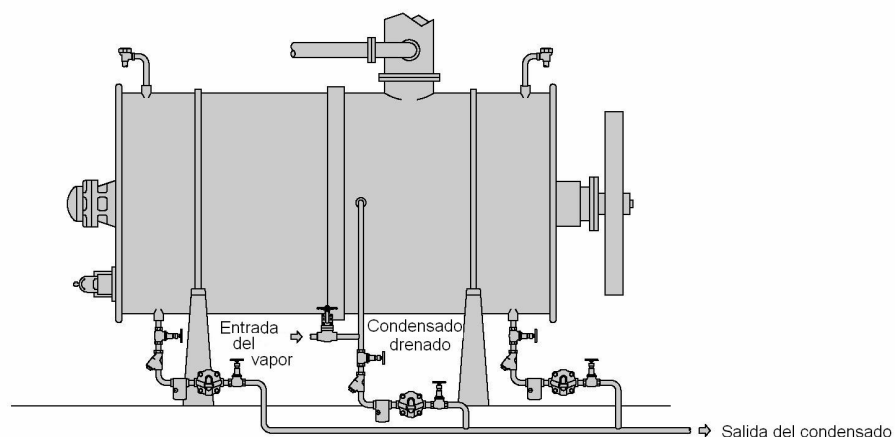
**Selección de trampas y factor de seguridad:** el cálculo de la capacidad requerida en esta aplicación es basado en la misma ecuación que en el caso de autoclaves industriales (ecuación 4-6). El factor de seguridad es también de 3.

#### 4.4.7.4 Digestores

Estos aparatos son recipientes en donde se obtienen derivados de ciertos alimentos. El calor necesario para el proceso es suministrado por el vapor que ingresa a una camisa.

La posición de la entrada del vapor puede variar, pudiendo ser en el fondo, en la parte media, o en la superior de la camisa. Las primeras dos alternativas requieren de venteadores de aire de presión balanceada instalados en la parte superior de la camisa, como lo muestra la figura 137. Cuando el suministro de vapor se hace por la parte superior, la instalación de los venteadores debe de ser cerca del fondo. Para todos los casos la camisa debe de ser drenada usando trampas de flotador y termostato, como muestra la figura. Las trampas termodinámicas resultan en posibles alternativas, pero deberá de ser necesaria la instalación de venteadores de aire adicionales.

**Figura 137. Digestor industrial**

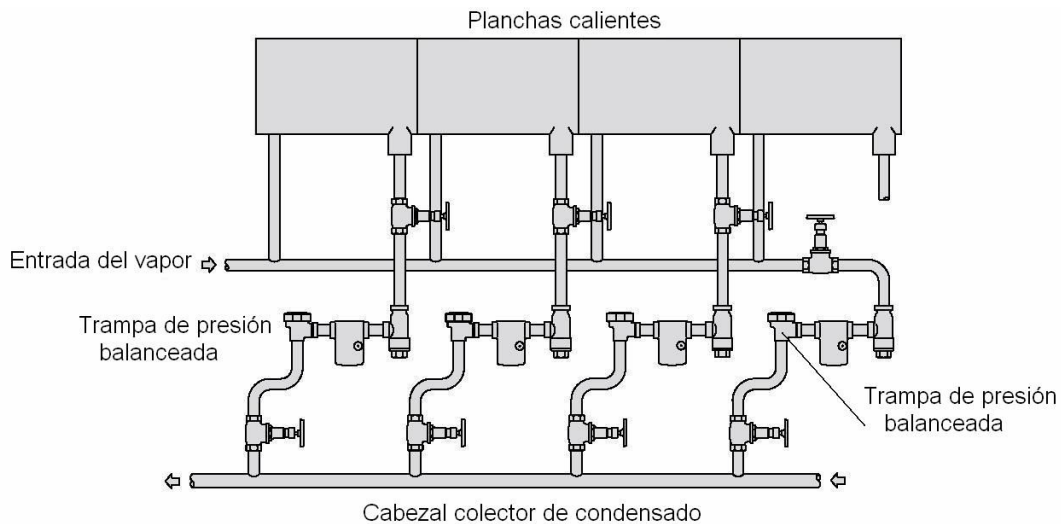


Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps-process equipment*. Página 5

#### 4.4.7.5 Planchas

Estas unidades son usadas en muchas industrias y las condiciones de operación pueden ser variables, pero una aplicación típica se encuentra en la sección final de secado de una máquina corrugadora, como muestra la figura 138. Estos equipos pueden manejar tanto presiones de operación como cargas de condensado variables, debido a las variaciones en el espesor de la plancha. Trampas de flotador y termostato o de presión balanceada resultan en una buena elección para el drenado en este tipo de aplicación, aunque las termodinámicas también pueden ser utilizadas.

**Figura 138. Planchas calientes drenadas por trampas de presión balanceada**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-process equipment.* Página 5

Generalmente, el vapor no debe de ser suministrado desde uno de los extremos y el drenado del condensado desde el otro, ya que el condensado (y el aire) de cualquier sección debe de pasar a través de cada sección subsiguiente hasta llegar a la trampa. Esto resulta en tiempos prolongados de calentamiento y una reducción en la temperatura en la sección final. Un método efectivo es suministrar el vapor y drenar el condensado a cada sección individualmente. La figura 138 muestra trampas de presión balanceada drenando cada sección del sistema.

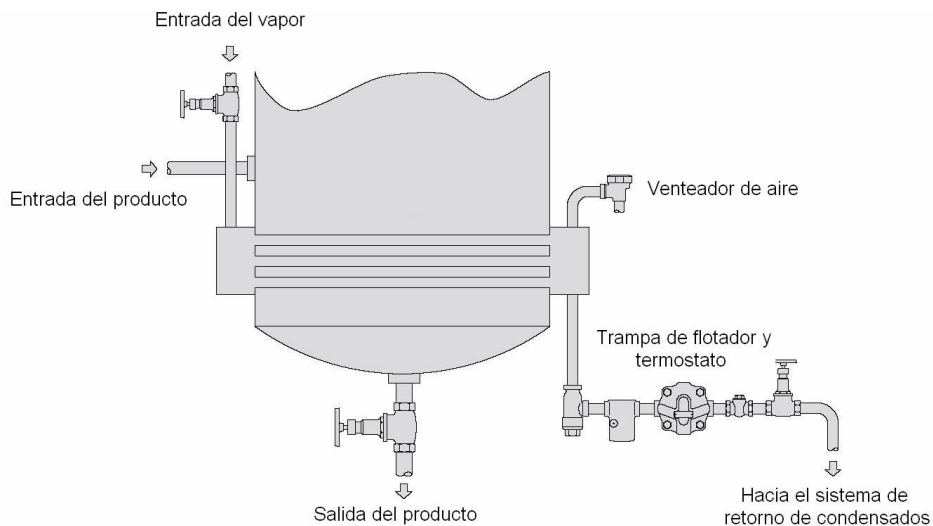
#### **4.4.7.6 Evaporadores**

Estos equipos reducen el contenido de agua de un producto mediante el uso de calor. Son muy comunes en varias industrias, especialmente en las fábricas de papel, alimentos, textiles, química y del acero.

Un evaporador puede ser un intercambiador de calor de tubos y coraza donde el vapor está normalmente en la coraza y los productos fluyen en los tubos. Dependiendo del tipo de producto y de los resultados deseados, puede que se requiera más de un paso o proceso de evaporación. El de tres pasos o efectos es el más común, aunque en algunas aplicaciones se pueden encontrar tantos como cinco o seis pasos.

Los evaporadores varían ampliamente en diseño y uso, pero esencialmente son usados para el intercambio de calor o en el calentamiento de algún fluido de proceso. Usualmente la sección de calentamiento es del tipo de tubos horizontales, como el mostrado en la figura 139.

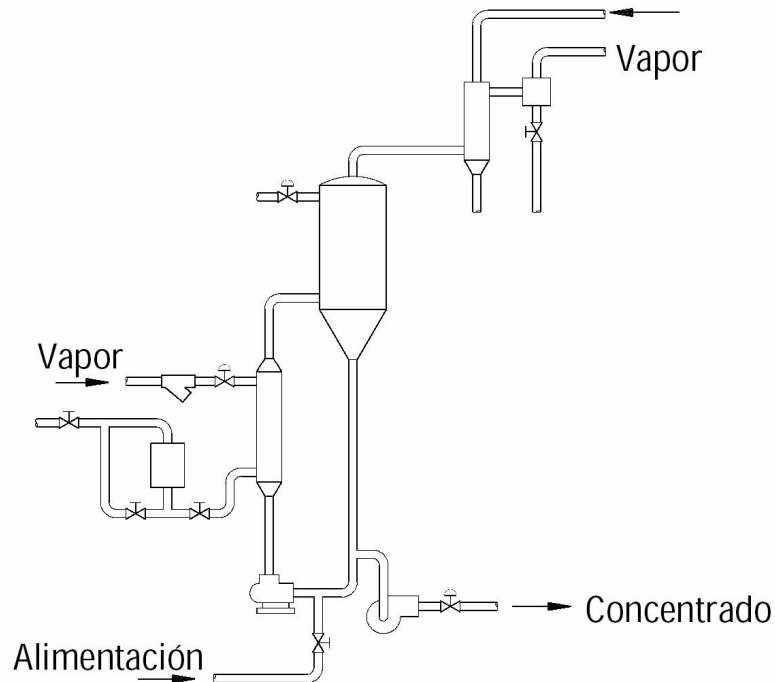
**Figura 139. Evaporador**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-process equipment.* Página 7

**Un paso:** mientras el producto es forzado a través de los tubos del evaporador, se le añade calor para remover una cantidad específica de humedad. Una vez que esto se completa, tanto lo evaporado del producto como el concentrado del mismo se pasan a una cámara de separación donde el vapor en el producto es liberado y posiblemente usado en algún otro equipo. El concentrado es bombeado a la siguiente estación en el proceso como lo muestra la figura 140.

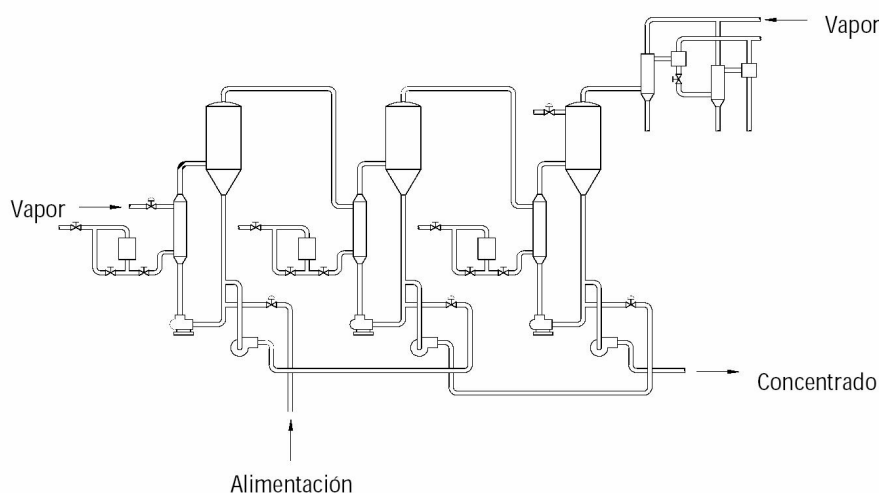
**Figura 140. Evaporador de un paso**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 30

**Múltiples pasos:** cuando se usa el método de pasos múltiples hay un ahorro de energía ya que el vapor de la caldera se usa en la primera etapa, el vapor generado por el producto es usado como fuente de calor en la segunda etapa; el vapor generado en la segunda etapa es usado en la tercera etapa, y así sucesivamente hasta que el vapor generado en la última etapa se usa para calentar agua para alguna aplicación en el proceso, o para precalentar algún suministro de materia prima. La figura 141 presenta un evaporador de tres etapas.

**Figura 141. Sistema de evaporador de tres pasos**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 30

Debido a su amplia gama de aplicaciones en una variedad de procesos, hay muchas variables en el diseño de evaporadores. La capacidad de evaporación de estos equipos puede variar desde aproximadamente 500 kg/h hasta 50,000 kg/h, mientras que las presiones del vapor varían desde 10 bar g en las primeras etapas hasta 60 cm de mercurio en la última. Debido a que los evaporadores son normalmente operados continuamente, hay una carga constante de condensado que se tiene que manejar. Es importante recordar que las trampas deben de ser seleccionadas en base a la presión diferencial real en cada etapa.

Sin embargo, la cantidad de condensado que se forma puede ser mayor durante el arranque que cuando se realiza el proceso de ebullición del producto, pero siempre será necesaria una buena tasa de transferencia de calor en cualquier momento.

La trampa seleccionada debe de operar eficientemente tanto cuando la carga de condensado es alta como cuando es baja, así como la evacuación del aire tiene que ser excelente en cualquier situación.

Los tres factores más importantes cuando se trampean evaporadores son:

- Cargas grandes de condensado en operación normal.
- Baja presión diferencial en algunos pasos, especialmente en los últimos.
- Eliminación del aire y de cualquier contaminante presente.

**Factor de seguridad:** cuando la carga es básicamente constante y uniforme, un factor de seguridad de 2 es adecuado si la carga de condensado es menor que 25,000 kg/h. Para cargas mayores de 25,000 kg/h se debe de usar un factor de seguridad de 3.

**Instalación:** dado que un evaporador es básicamente un intercambiador de calor de tubos y coraza, con el vapor en la coraza, se deben de tener venteadores de aire independientes en el intercambiador. Los venteadores se deben de instalar en el punto donde se espera que el aire se acumule, como por ejemplo en las zonas muertas de la coraza. Se debe de instalar una trampa independiente en cada paso o etapa. El condensado de la primera etapa se puede regresar a la caldera, pero no se recomienda que los condensados de las etapas sucesivas se regresen a la caldera debido a la contaminación que han sufrido por el producto.



**Selección de trampas para evaporadores:** al calcular la carga de condensado en los evaporadores se debe tener especial cuidado para determinar el valor de “U” (kJ/h•m<sup>2</sup>•°C). Como guía general, los valores de “U” dados a continuación se pueden usar:

- 1,450 para evaporadores de circulación natural con baja presión de vapor (hasta 2 bar g)
- 2,450 para evaporadores de circulación natural con alta presión de vapor (hasta 3 bar g)
- 3,650 para evaporadores de circulación forzada.

La siguiente ecuación se puede usar para calcular la transferencia de calor en intercambiadores de calor de flujo continuo con presión constante del vapor:

$$\dot{Q} = AUD_m \quad (4-7)$$

donde:

$\dot{Q}$ : tasa de transferencia total de calor (kJ/h) ó (kW)

A: área de la superficie exterior del serpentín (m<sup>2</sup>)

U: coeficiente global de transferencia de calor (kJ/h•m<sup>2</sup>•°C) ó (kW/m<sup>2</sup>•°C) . Ver tablas XXXVII y XXXVIII.

**Tabla XXXVII. Valores de U para serpentines tubulares (MJ/h·m<sup>2</sup>·°C)**

Tipo de Servicio	Circulación	
	Natural	Forzada
Vapor a Agua	1.0 – 4.0	3.0 – 24
Calentador de Tubos de 40mm	3.6	9.0
Calentador de Tubos de 75mm	4.0	10
Vapor a Aceite	0.2 – 0.6	1.0 – 3.0
Vapor a Líquido Hirviendo	6 – 16	—
Vapor a Aceite Hirviendo	1.0 – 3.0	—

Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 31

**Tabla XXXVIII. Valores de U para serpentines estampados (MJ/h·m<sup>2</sup>·°C)**

Tipo de Servicio	Circulación	
	Natural	Forzada
Vapor a Soluciones Acuosas	2.0 – 4.0	3.0 – 5.5
Vapor a Aceite Ligero	0.8 – 0.9	1.2 – 2.2
Vapor a Aceite Medio	0.4 – 0.8	1.0 – 2.0
Vapor a Combustible C	0.3 – 0.6	0.8 – 1.6
Vapor a Brea Asfáltica	0.3 – 0.5	0.4 – 1.2
Vapor a Sulfuro Líquido	0.5 – 0.7	0.7 – 0.9
Vapor a Parafina Líquida	0.5 – 0.7	0.8 – 1.0
Vapor a Melaza o Jarabe	0.4 – 0.8	1.4 – 1.8
Dowtherm a Brea Asfáltica	0.3 – 0.6	1.0 – 1.2

Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 31

$D_m$  es el promedio logarítmico de la diferencia de temperatura entre el vapor y el líquido y se calcula con la siguiente ecuación:

$$D_m = \frac{D_1 - D_2}{\ln\left(\frac{D_1}{D_2}\right)} \quad (4-8)$$

donde:

$D_1 = T_{sat@P} - T_{ent}$  : diferencia de temperaturas mayor

$D_2 = T_{sat@P} - T_{sal}$  : diferencia de temperaturas menor

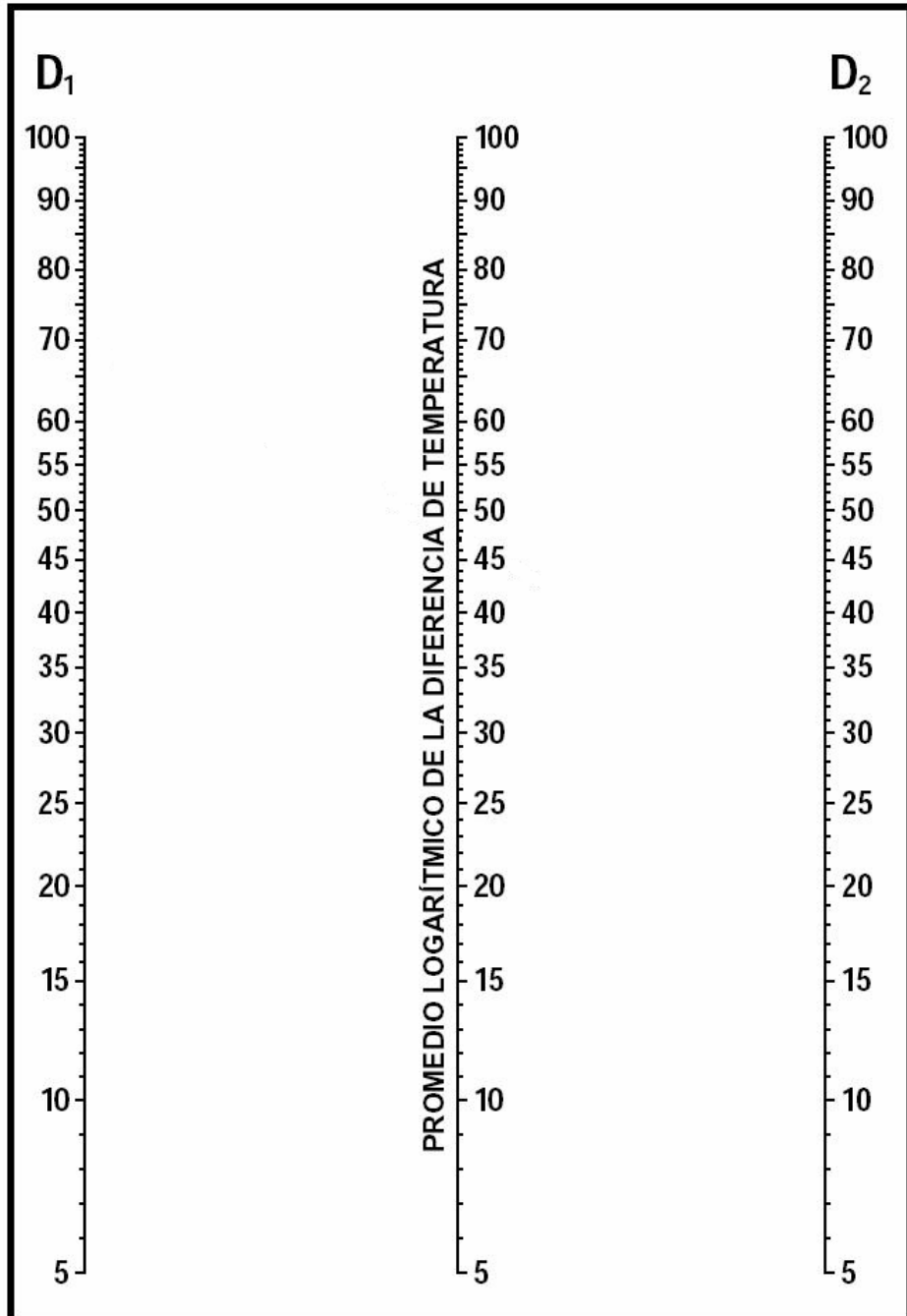
$T_{sat@P}$  : temperatura de saturación del vapor a la presión indicada

$T_{ent}$  : temperatura a la cual entra la sustancia al evaporador

$T_{sal}$  : temperatura a la cual sale la sustancia al evaporador

El promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas se puede obtener, con una exactitud ligeramente menor, mediante el uso del monograma de la figura 142.

Figura 142. Gráfica para diferencia de temperatura logarítmica en equipos para intercambio de calor



Fuente: *Armstrong*. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados. Página 31

**Ejemplo 4-8:** un evaporador de simple efecto y circulación forzada es utilizado para concentrar una solución acuosa diluida. El evaporador posee ocho tubos de 20 mm de diámetro por 4 m de longitud. Se dispone de vapor de agua para realizar el proceso a una presión de 8 bar g. El coeficiente global de transferencia de calor para los tubos se ha estimado en  $10 \text{ MJ}/(\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ . La temperatura a la cual entra la solución al evaporador es de  $10^\circ\text{C}$  y abandona los tubos a  $70^\circ\text{C}$ . Calcular la carga de vapor de agua condensado que se espera obtener del evaporador y la carga de diseño para la trampa de vapor.

**Solución:** se usarán dos métodos para obtener el resultado deseado. El primero hará uso de la ecuación (4-8) para obtener la diferencia de temperatura promedio según las condiciones del problema. El segundo método emplea el monograma de la figura 142Lo anterior se hace con la finalidad de demostrar que el uso de uno u otro método conlleva a un margen de error prácticamente despreciable.

**Método 1:** el área para la transferencia de calor se obtiene al calcular el área de uno de los tubos y multiplicarla por el número total de tubos que conforman el evaporador. El área total de transferencia de calor es:

$$A = \pi NDL = \pi(8)(0.02m)(4m) \approx 2.0106m^2$$

Con la ecuación (4-7) se obtiene la diferencia de temperatura promedio. Para el vapor a 8 bar g se tiene una temperatura de saturación de  $175.38^\circ\text{C}$ , valor obtenido de las tablas de vapor. Según lo anterior se tiene lo siguiente

$$D_1 = 175.38^\circ\text{C} - 10.00^\circ\text{C} = 165.38^\circ\text{C}$$

$$D_2 = 175.38^\circ\text{C} - 70.00^\circ\text{C} = 105.38^\circ\text{C}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación (4-7) se obtiene:

$$D_m = \frac{(165.38^\circ\text{C} - 105.38^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{165.38^\circ\text{C}}{105.38^\circ\text{C}}\right)} \approx 133.13^\circ\text{C}$$

Al sustituir en la ecuación (4-6) el valor calculado para el área de transferencia de calor, el coeficiente global de transferencia y la temperatura media del paso anterior se obtiene la tasa de transferencia de calor necesaria para realizar el proceso de evaporación.

$$\dot{Q} = (2.0106\text{m}^2)(10000\text{kJ} / \text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})(133.13^\circ\text{C}) \approx 2676711.78\text{kJ} / \text{h}$$

La carga de vapor de agua que se condensa se obtiene al dividir la tasa de transferencia de calor entre la entalpía de evaporación (calor latente) del vapor a la presión de 8 bar g, la cual es de 2031.1 kJ/kg.

$$\dot{m} = \frac{2676711.78\text{kJ} / \text{h}}{2031.1\text{kJ} / \text{kg}} \approx 1317.86\text{kg} / \text{h}$$

**Método 2:** el monograma de la figura 142 presenta en las escalas izquierda y derecha los valores para  $D_1$  y  $D_2$ , respectivamente. Se localizan en ellas los valores referidos y se unen por medio de una línea recta. El punto de intersección de esta línea con la escala central dará el valor para  $D_m$ .

Para usar el monograma primeramente es necesario dividir los valores calculados para  $D_1$  y  $D_2$  entre un factor adecuado debido a que éste presenta una limitación en las escalas. Se escoge hacer la división entre 2 porque estos cocientes si se encuentran en las escalas mostradas.

Después de leer el valor de  $D_m$  en la columna central se deberá de multiplicar por el factor divisorio, en este caso 2, para obtener el requerido según las condiciones del problema.

Haciendo lo anterior se tendrá para  $D_1 = 82.69^\circ C \approx 83^\circ$  y  $D_2 = 52.69^\circ C \approx 53^\circ C$ . Trazando una línea que una estos dos puntos y leyendo en la escala central el punto de intersección se obtiene para  $D_m$  un valor de  $66.5^\circ C$ . Como se mencionó, ahora es necesario multiplicarlo por dos, llegando así a la temperatura requerida de  $133^\circ C$ . Como se observa éste valor está muy cerca del calculado con la ecuación (4-7) de  $133.13^\circ C$ .

Empleando la ecuación (4-6) y haciendo las sustituciones necesarias se obtendrá una tasa de transferencia de calor de 267, 4098 kJ/h. Finalmente, al dividir esta tasa entre la entalpía de evaporación se obtiene una carga de vapor de agua condensado de 1316.58 kg/h.

Comparando los dos métodos se observa que el error implicado al usar uno u otro es menor 0.1 % y por conveniencia y rapidez en los cálculos, el uso del monograma es recomendable.

Finalmente, la carga de diseño que debe de manejar la trampa de vapor se obtiene al multiplicar la cantidad de condensado generada por el factor de seguridad, el cual resulta ser de 2 como ha sido explicado con anterioridad.

Según lo anterior, la trampa de vapor que debe de escogerse debe de ser capaz de manejar una carga de condensado de 2634.44 kg/h, valor calculado a partir del promedio de las cargas calculadas por los dos métodos.

La elección idea resulta en una trampa de flotador y termostato, y debe de ser instalada cerca del punto de drenado del condensado. Si esto no resulta posible, se tendrá que usar el mismo tipo de trampa conjuntamente con un sello antibloqueo por vapor, más, de ser necesario, un venteador de aire exterior en un *bypass*. La trampa de cubeta invertida es una alternativa cuando la presión del vapor es muy alta, o cuando un golpe de ariete extremo está presente. Un *bypass* externo siempre es necesario si la elección de trampa es la anterior.

En algunos casos, se puede mejorar el proceso con venteadores adicionales de aire, comúnmente instalados en la parte alta de la sección de calentamiento. El drenado y el venteo del aire de evaporadores de pasos múltiples puede ser complicado debido al hecho de que uno o varios niveles pueden operar en vacío. En estos casos se debe de usar un arreglo especial consistente en un sistema automático bomba-trampa. Además, el condensado puede ser corrosivo y cuando esto suceda es necesario tener en consideración esta situación.

#### **4.4.7.7 Ollas cerveceras**

Estas son tipos de evaporadores que requieren de una consideración especial. El sistema en si consta de dos partes: un serpentín y un calentador, los cuales son individualmente drenados.



El vapor es suministrado por la parte inferior de la olla, y una ramificación alimentará por separado tanto al serpentín como al calentador. La alta demanda del calentador puede ocasionar que la caldera arrastre agua con el vapor, así que será necesaria la instalación de un separador de vapor antes del ingreso de éste a la ramificación de la olla para asegurar la disponibilidad de vapor seco saturado.

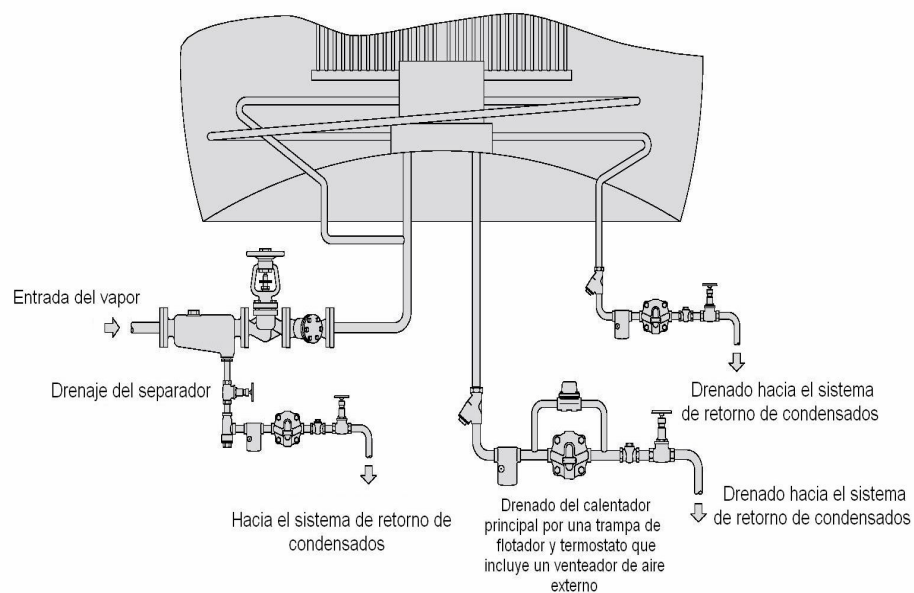
El serpentín debe de ser drenado usando una trampa de flotador y termostato instalada en las cercanías a la salida el mismo. El calentador debe de estar en la capacidad de proveer una alta tasa de transferencia de calor de una manera uniforme para asegurar una turbulencia continua en el contenido de la olla.

Esta característica hace necesaria la utilización de una trampa de vapor que este en capacidad de una descarga continua tanto al momento de poner en operación el equipo, donde las cargas de condensado son altas, como en operación normal, donde la carga es baja. La trampa de flotador y termostato resulta ideal para esta aplicación.

El venteo del aire es de vital importancia. Si el diseño del calentador se ha hecho de tal manera que el aire sea descargado a través de la línea de condensado, resultará ventajoso instalar venteadores de aire de alta capacidad. Utilizar venteadores de aire de presión balanceada externos a las trampas se maximizará la capacidad del sistema, en especial durante el período inicial de calentamiento. En algunos casos, debido al diseño del calentador se tendrá la acumulación de aire en varios puntos, siendo necesario el venteo del aire en estos puntos.

La figura 143 ilustra la forma en que deben drenarse las distintas partes que conforman una olla cervecera.

**Figura 143. Olla cervecera**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-process equipment.* Página 6

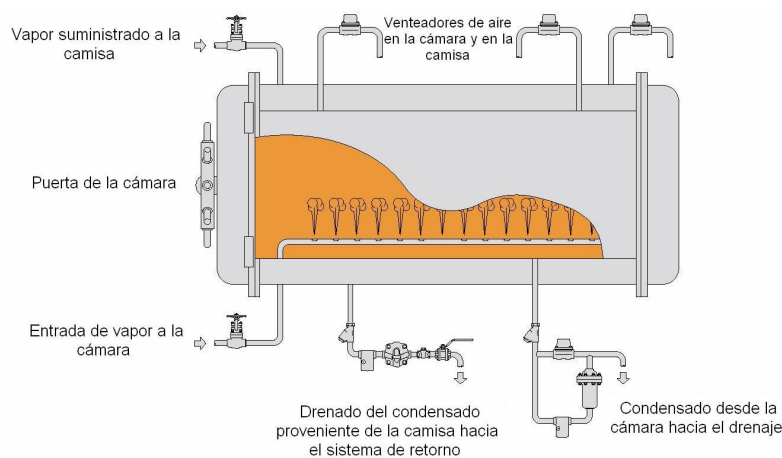
#### 4.4.7.8 Vulcanizadoras

Este tipo de equipos consta de una cámara y una camisa de vapor, que deben ser drenados por separado. En la cámara se confina el caucho donde la alta presión del vapor suministrada hace posible el proceso de unión de átomos de azufre. La camisa de vapor ayuda a mantener una alta temperatura, típicamente de 120°C a 180°C, para que el proceso se realice satisfactoriamente.

El condensado que sale de la cámara normalmente es ácido, produciendo corrosión en la trampa. La trampa de flotador y termostato es la mejor opción para el drenado. También se puede utilizar una de cubeta invertida con venteador de aire exterior en paralelo. Cualquiera que sea la elección, está deberá de ser construida de acero inoxidable para resistir el ataque corrosivo del condensado. El condensado deberá de ser eliminado del sistema debido a que está contaminado. El sistema de trampeo deberá de ser regularmente limpiado. La entrada del vapor desde uno de los extremos de la cámara hace necesario el tener venteadores de aire en puntos altos en el extremo opuesto así como en el interior (o alrededor) de la trampa.

Para el drenado de la camisa de vapor se puede usar una trampa de flotador y termostato, conjuntamente con un venteador de aire instalado tan lejos como sea posible. La figura 144 muestra una cámara vulcanizadora conjuntamente con las trampas necesarias para el drenado del condensado.

**Figura 144. Cámara vulcanizadora**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-process equipment.* Página 7

#### 4.4.7.9 Calentadores de aire de procesos

Los calentadores de aire de proceso son usados para el secado de papel, madera, leche, almidón y otros productos, así como para precalentar el aire de combustión en calderas. La diferencia entre los calentadores de aire de proceso y los calentadores de aire para calefacción, es que los primeros operan a temperaturas bastante altas como 260°C. Estas aplicaciones a temperaturas extremadamente altas requieren de vapor a altas presiones, y en algunos casos de vapor sobrecalentado.

**Selección de trampas:** la carga de condensado para los calentadores de aire de proceso se puede calcular de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$m = \frac{\dot{V} C_p \rho \Delta T}{h_{fg}} \quad (4-9)$$

donde:

$m$  : carga de condensado (kg/min)

$\dot{V}$  : flujo de aire (m<sup>3</sup>/min)

$C_p$  : calor específico del aire a presión constante (kJ/kg • °C)

$\rho$  : densidad del aire, 1.21 kg/m<sup>3</sup> a 20°C y 1atm (1.01325 bar a). Estas son las condiciones de alimentación del aire (temperatura y presión estándar)

$\Delta T$  : incremento en la temperatura del aire (°C)

$h_{fg}$  : entalpía de evaporación del vapor (calor latente) (kJ/kg)

**Factor de seguridad:** para presiones constantes del vapor, se debe de utilizar un factor de seguridad de 2 a la presión diferencial de operación. Cuando la presión del vapor es variable, se debe de usar un factor de 3 a la mitad de la máxima presión diferencial a través de la trampa.

**Ejemplo 4-9:** ¿cuál es la carga de condensado, en kg/h, en un serpentín de una secadora de túnel que maneja 60 m<sup>3</sup>/min de aire y requiere un incremento en la temperatura de 35°C? La presión del vapor es de 5 bar g.

**Solución:** el calor específico a presión constante del aire se toma a presión y temperatura estándar, cuyo valor es 1.010 kJ/kg ·°C. La entalpía de evaporación para el vapor de agua a una presión de 5 bar g es de 2086.3 kJ/kg, según las tablas de vapor. Con los datos proporcionados por el problema y los anteriores se procede a hacer la sustitución en la ecuación (4-9).

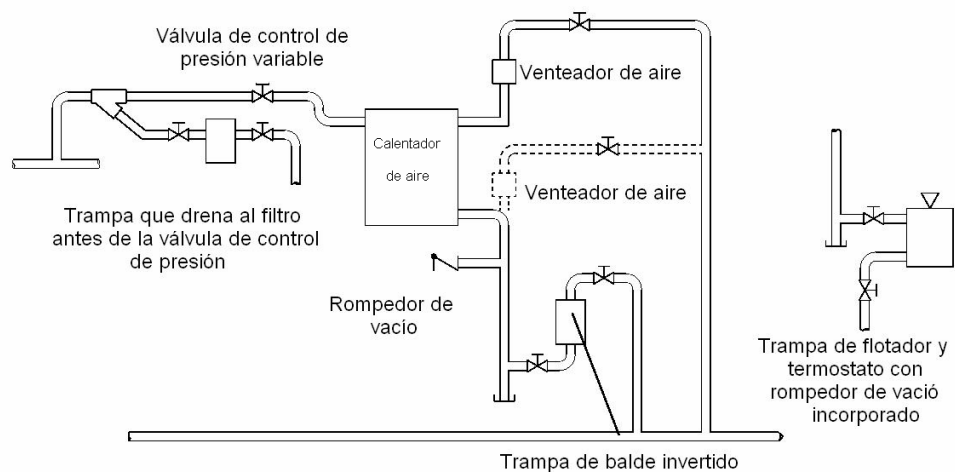
$$\dot{m} = \frac{(60 \text{ m}^3 / \text{min})(1.01 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C})(1.21 \text{ kg} / \text{m}^3)(35^\circ\text{C})(60 \text{ min} / \text{h})}{2086.3 \text{ kJ} / \text{kg}} = 73.81 \text{ kg} / \text{h} \approx 74 \text{ kg} / \text{h}$$

Multiplicándola por el factor de seguridad de 2, que es el recomendado para todos los calentadores de aire de proceso a presión constante, se obtiene la capacidad de 148 kg/h que se requiere en la trampa. Este cálculo es basado en un serpentín. Para incrementos mayores de temperatura se pueden necesitar serpentines en serie.

**Instalación:** debido a las grandes variaciones de temperatura, se debe de proveer suficiente espacio para la expansión térmica del sistema de tuberías en el equipo calentador de aire de proceso, y en todas las conexiones a la trampa.

El montaje de las trampas debe de ser de 250mm a 300mm más abajo que el serpentín. Los colectores de suciedad deben quedar al menos a 150mm. Independientemente si la presión es variable o constante, se debe de instalar un rompedor de vacío entre el serpentín y la trampa de vapor. Instálese un venteador de aire en cada serpentín para remover el aire y los gases no-condensables, ya que pueden producir corrosión de forma inmediata. Véase la figura 145.

**Figura 145. Calentador de aire de procesos**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 27

Para seleccionar la trampa adecuada en este tipo de aplicación es necesario considerar si la presión es constante o variable, así como los posibles valores que pueden existir.

Para el caso de presión constante y cuyo valor no sea mayor que 17 bar g la primera alternativa a usar será una trampa de balde invertido. Otra alternativa es la trampa de flotador y termostato. Si la presión es mayor que 17 bar g la única opción será usar una trampa de balde invertido.

Para presiones variables mayores o iguales a 2 bar g la primera opción consiste en una trampa de flotador y termostato. Una segunda alternativa es la de balde invertido con venteador de aire de alta capacidad.

Los límites de presiones para trampas de flotador y termostato pueden ser un poco diferentes para ciertos modelos y tamaños. Es necesario tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Se debe de emplear un rompedor de vacío cuando la presión sea menor que la atmosférica.
- Nunca se debe de usar una trampa de flotador y termostato cuando el vapor utilizado sea sobrecalentado.

#### **4.4.7.10 Máquinas de absorción**

Una máquina de refrigeración por absorción enfría agua mediante la evaporación de una solución de agua, típicamente bromuro de litio. El agua fría se usa en aires acondicionados o en partes de un proceso. El vapor provee la energía para la parte de la concentración en el ciclo de enfriamiento; y fuera de las bombas eléctricas no se necesita ninguna otra fuente de energía durante todo el ciclo. La trampa de vapor que se instale en una máquina de absorción debe de tener la habilidad de manejar grandes cantidades de condensado, y de purgar aire a baja presión en situaciones de presión variable.

**Selección de trampas y factor de seguridad:** determinar la carga de condensado, en kg/h, que se produce en una máquina de absorción de una etapa operando a baja presión (típicamente 1 bar g o menos) se logra multiplicando la capacidad de refrigeración (kW) por 2.6 kg/h, que representa la cantidad de vapor que se necesita para producir 1 kW de refrigeración. Esta cantidad representa el consumo de vapor de la máquina a su capacidad nominal.

**Ejemplo 4-10:** ¿cuánto condensado se producirá en una máquina de absorción de un paso con una capacidad nominal de 2,000 kW?

**Solución:** multiplicando 2,000 kW por 2.6 se obtiene la carga de condensado de 5,200 kg/h. Un factor de seguridad de 2 se debe de aplicar a la carga total de condensado, y la trampa de vapor debe de ser capaz de drenar esa carga a una presión diferencial de 0.1 bar g. En otras palabras, la máquina en el ejemplo anterior realmente requiere de una trampa capaz de procesar 10,400 kg/h de condensado a 0.1 bar g de presión, aparte de tener la capacidad de funcionar a la máxima presión diferencial (usualmente 1 bar g).

Para efectos de comparación las máquinas de absorción de dos pasos operan a mayores presiones de vapor, usualmente 10 bar g. La ventaja que tienen sobre las de un paso es que son más eficientes pues consumen menos energía usualmente 1.6 kg/h de vapor por kW de refrigeración.

**Ejemplo 4-11:** ¿cuánto condensado será producido por un equipo de absorción de vapor de dos pasos con una capacidad nominal de 1,000 kW?

**Solución:** al multiplicar los 1,000 kW de capacidad nominal de la máquina por 1.6 para obtener la carga de condensado, que será de 1,600 kg/h.



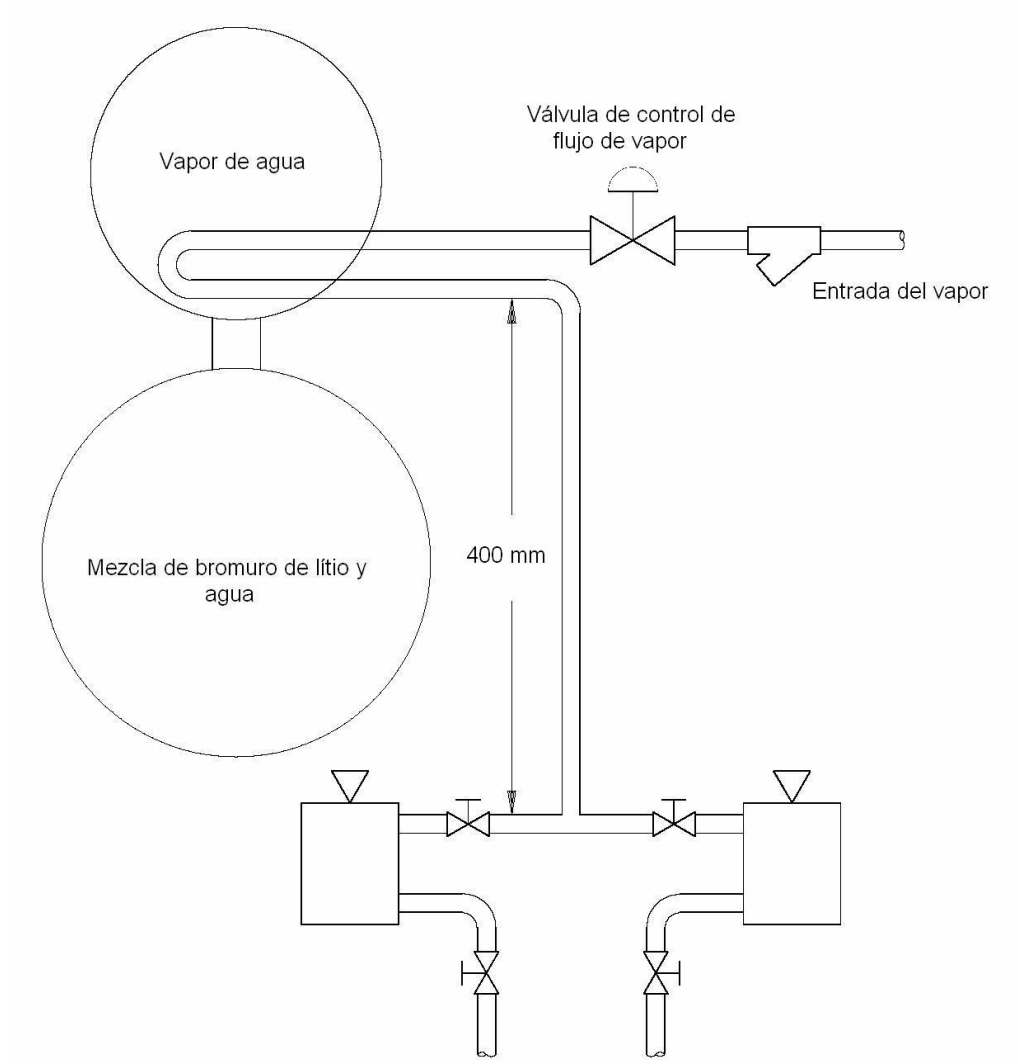
En máquinas de absorción de dos pasos o etapas se recomienda un factor de seguridad de 3. Así que la máquina en el ejemplo anterior requiere de una trampa con capacidad de 4,800 kg/h. A presiones arriba de 2 bar g la capacidad de la trampa se debe de lograr a la mitad de la máxima presión diferencial. A presiones menores de 2 bar, la capacidad de la trampa se debe de lograr a una presión diferencial de 0.15 bar. Sin embargo, las trampas también deben de ser capaces de funcionar a una presión máxima de entrada de 11 bar g.

Las trampas de flotador y termostato con un rompedor de vacío integrado son ideales para drenar las máquinas de absorción de uno y de dos pasos. Estas trampas ofrecen un flujo de condensado uniforme y modulado, así como una operación eficiente en energía. Las trampas de balde invertido con un eliminador termostático externo también pueden cumplir los requisitos en forma aceptable.

**Instalación:** la trampa de vapor se debe de colocar a un nivel más bajo que el serpentín del vapor en la máquina de absorción, y con una pierna colectora de al menos 400mm como lo muestra la figura 146. Con esto se asegura una presión diferencial en la trampa de al menos 0.04 bar g. Independientemente de las trampas que se usen, se recomienda un sistema de trampeo de respaldo en este tipo de servicio. Así, cuando se tengan problemas o se le esté dando mantenimiento a uno de los sistemas de drenado se puede operar el equipo con el sistema de drenado de respaldo, lo cual asegura servicio continuo y sin interrupciones.

En los casos en que se tienen cargas de condensado bastante altas se sugiere que se usen dos trampas operando en paralelo, para así poder drenar normalmente esa carga.

**Figura 146. Máquina de absorción drenada por un sistema de trampas de respaldo en paralelo**



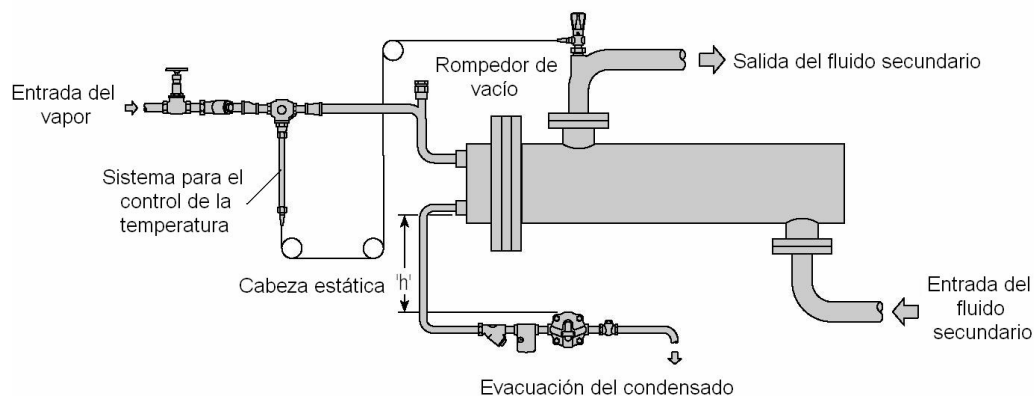
Fuente: *Armstrong*. **Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados**. Página 40

#### 4.4.7.11 Intercambiadores de calor de tubos y coraza

##### 4.4.7.11.1 Intercambiadores drenados a presión atmosférica

La trampa que sea seleccionada para esta aplicación debe de ser capaz de manejar tanto cargas altas como bajas de condensado de una manera eficiente, así como evacuar aire rápidamente. La trampa ideal para esta aplicación es la de flotador y termostato y siempre debe de ser instalada por debajo de la salida del intercambiador, dejando una altura entre está y la entrada a la trampa como lo muestra la figura 147. Una segunda alternativa a utilizar consiste en una trampa de cubeta invertida con un venteador de aire instalado en paralelo. La figura también presenta una situación en la cual el condensado no produce una contrapresión. Este tipo de situación se encuentra cuando el condensado es drenado hacia un recipiente que se encuentra venteado a la atmósfera, o en una línea de retorno de baja presión no inundada.

**Figura 147. Intercambiador de calor de concha y tubos drenado por trampa de flotador y termostato**



Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps- space heating equipment*. Página 2

Cuando la tasa de flujo de calor entregada por el intercambiador es controlada, el efecto resultante será disminuir la presión en la cámara del vapor, la cual puede ser insuficiente para que el condensado pase por la trampa, y el sistema quedará anegado. La presión caerá por debajo de la atmosférica si la temperatura es controlada a menos de 100°C. El vacío generado retendrá el condensado inundando los tubos del intercambiador. El resultado final será la presencia de golpe de ariete, un deficiente control en la temperatura y, en la mayoría de los casos, corrosión en los elementos del intercambiador.

En intercambiadores pequeños que son drenados a la atmósfera, una solución simple consiste en la instalación de un rompedor de vacío antes del ingreso del vapor al aparato, como lo muestra la figura 147. Cuando el vacío ocurre en la cámara de vapor, el rompedor se abre para permitir al condensado pasar a través de la trampa.

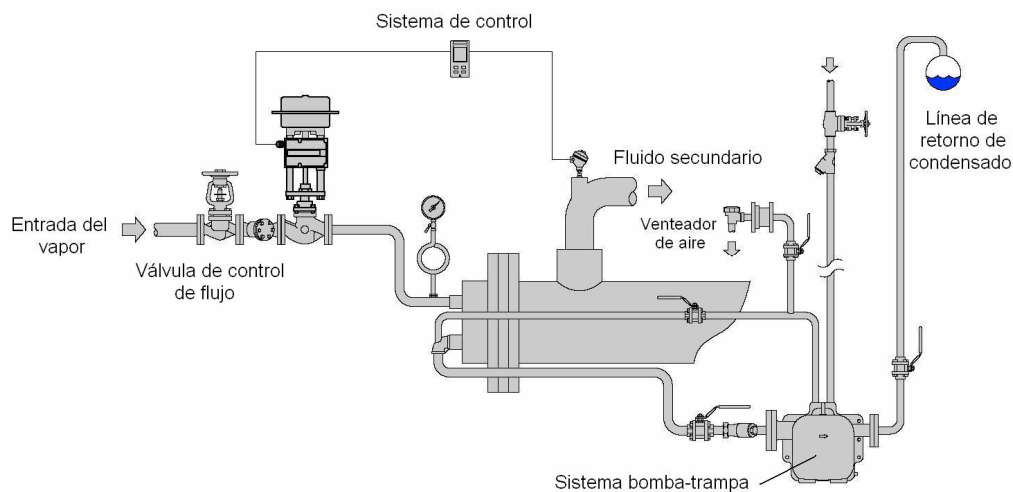
La trampa en si misma debe de ser colocada en la salida del intercambiador, y debe de ser dimensionada para dejar pasar la carga de atascamiento de la cabeza estática "h", como muestra la figura. Esta carga es creada por la altura que existe entre la salida del intercambiador y la entrada de la trampa. La tubería que conecta a la trampa debe de presentar una inclinación para que no se experimente contrapresión.

#### **4.4.7.11.2 Intercambiadores drenados a una presión positiva**

En plantas grandes no es adecuada la introducción de aire al espacio destinado para el vapor, y el uso de un rompedor de vacío es inadecuado. Además, si el condensado es elevado después de la trampa hacia un nivel superior, el rompedor de vacío no ayudará en el drenado. En estas situaciones, un sistema bomba-trampa o una bomba y una trampa deben de ser utilizadas.

Un sistema bomba-trampa como el mostrado en la figura 148 trabajará como una trampa de vapor si existiera la suficiente presión de vapor en la cámara para vencer la contrapresión. De lo contrario, trabajará como una bomba. El dispositivo es operado automáticamente.

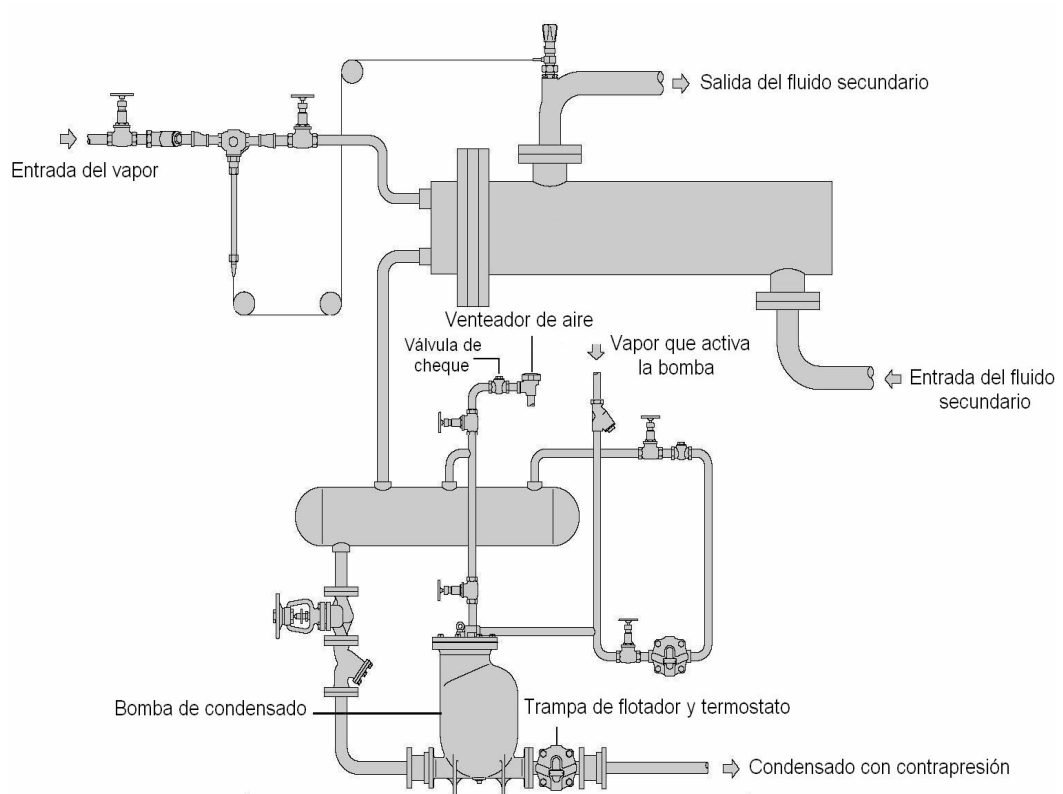
**Figura 148. Intercambiador drenado por sistema bomba-trampa**



Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps- space heating equipment*. Página 3

Cuando la capacidad del intercambiador es demasiado grande para el sistema bomba-trampa, este puede ser reemplazado por una bomba y una trampa por separado, como el mostrado en la figura 149. Una bomba es instalada a cada intercambiador, y cuando la presión del vapor es suficientemente alta, el condensado fluirá desde el intercambiador, a través del cuerpo de la bomba y por la trampa hacia el sistema de retorno de condensados. Cuando la presión del vapor es baja, el condensado llenará la recámara de la bomba. Cuando esto ocurra, un mecanismo permitirá el ingreso de vapor a la bomba. Esto hará que el condensado sea desplazado de la recámara de la bomba y que fluya por la trampa.

**Figura 149. Intercambiador de calor drenado por bomba de condensado y trampa de vapor**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps- space heating equipment.* Página 4

La línea de succión de la bomba está conectada a un depósito el cual sirve como colector del condensado procedente del intercambiador de calor como del condensado formado del vapor que se ha utilizado para impulsar a la bomba.

**Factor de seguridad:** los diferentes requerimientos de cada aplicación, ya sea a presión de vapor constante o variable, determinan que tipo de trampa debe de especificarse. Factores que deben considerarse en la selección incluyen la capacidad para lidiar con aire a presiones diferenciales bajas, para conservar energía, y para remover basuras y bloques de condensado acumulado. Tres métodos estándar de selección ayudan en la determinación del tipo y tamaño apropiado para las trampas del serpentín.

1. Presión constante: usar un factor de seguridad de 2 a la presión diferencial de operación.
2. Presión variable: de 0 a 1 bar g el factor de seguridad será de 2 a una presión diferencial de 0.1 bar g. Vapor de 1 a 2 bar g el factor de seguridad será de 2 a una presión diferencial de 0.2 bar g. Arriba de 2 bar g el factor de seguridad será de 3 a la mitad de la máxima presión diferencial a través de la trampa.
3. Para presión de vapor constante o variable con drenaje por sifón el factor de seguridad a utilizar será de 5.

**Selección de trampas:** para determinar la carga de condensado en intercambiadores de tubos y coraza se usa la fórmula dada a continuación, si es que se conoce la capacidad nominal. Si sólo se conocen las dimensiones del serpentín, úsese la fórmula dada para serpentines estampados en la siguiente sección.

$$m = \frac{\dot{V} C_p \Delta T}{h_{fg}} \quad (4-10)$$

donde:

$m$  : carga de condensado (kg/h)

$V$  : flujo volumétrico del líquido (m<sup>3</sup>/h)

$C$  : calor específico del líquido (kJ/kg °C)

$\rho$  : densidad del líquido (kg/m<sup>3</sup>)

$h_{fg}$  : entalpía de vaporización del vapor (kJ/kg)

**Ejemplo 4-12:** a un intercambiador de calor de tubos y coraza ingresa un flujo de agua de 200 L/min con una temperatura de 20°C y sale a 60°C. Para el calentamiento del agua se utiliza vapor saturado a una presión de 1 bar g. Determine la carga de condensado producida bajo las condiciones anteriores.

**Solución:** como la ecuación (4-10) requiere que el flujo de agua esté dado en m<sup>3</sup>/h se procede a hacer la conversión. Recordando que 1 m<sup>3</sup> es equivalente a 1000 L se tendrá que el flujo de agua que ingresa al intercambiador de calor es de 12 m<sup>3</sup>/h.

A 1 bar g la entalpía de evaporación del vapor de agua es 2201.9 kJ/kg. Para el agua líquida a 20°C se tienen las siguientes propiedades: calor específico 4.19 kJ/kg °C, densidad 1000 kg/m<sup>3</sup>. La diferencia de temperaturas que experimenta el agua líquida en el intercambiador de calor es de 40°C. Sustituyendo los valores anteriores en la ecuación (4-10) se tiene:

$$m = \frac{(12 \text{ m}^3 / \text{h})(4.19 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{°C})(1000 \text{ kg} / \text{m}^3)(40 \text{ °C})}{2201.9 \text{ kJ} / \text{kg}} = 913.4 \text{ kg} / \text{h}$$

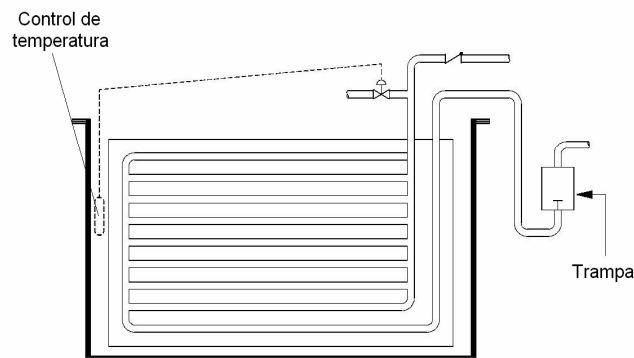


Por lo anterior la trampa de vapor que se seleccione deberá ser capaz de manejar una carga de 913.4 kg/h de condensado.

#### 4.4.7.12 Serpentes estampados

Es común que tanques abiertos con agua o con químicos sean calentados mediante serpentines estampados o en relieve como el mostrado en la figura 150. Ranuras estampadas en una placa de metal forman una mitad de los espacios para el vapor. Al soldar las dos mitades se crean los conductos para el vapor, donde se produce la transferencia de calor y donde se evacua el condensado.

**Figura 150. Serpentin estampado controlado termostáticamente y drenado por sifón**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 29

**Selección de trampas:** se debe de calcular la carga de condensado en serpentines estampados mediante las ecuaciones (4-7) y (4-8).

Los valores de “U” son definidos en base a experimentos bajo condiciones controladas. La Tabla XXXVIII muestra el rango de valores comúnmente aceptado para serpentines estampados sumergidos. En el proceso de selección de trampas se debe de usar un valor de “U” ligeramente mayor que el estimado al calcular la transferencia de calor. Para calcular la capacidad de la trampa se debe de multiplicar la carga de condensado por el factor de seguridad recomendado.

**Ejemplo 4-13:** un serpentín estampado es utilizado para calentar agua contenida en un tanque abierto a la atmósfera. El área total de transferencia de calor del serpentín es de 5 m<sup>2</sup>. Para realizar el calentamiento se dispone de vapor a una presión de 8 bar g. El coeficiente global de transferencia de calor para el serpentín se ha estimado en 3 MJ/(h·m<sup>2</sup>·°C). La temperatura a la cual entra el agua al tanque abierto es de 10°C y lo abandona a 70°C. Determinar la carga de condensado que se espera obtener del serpentín al realizar el proceso de calentamiento.

**Solución:** con la ecuación (4-8) se obtiene el promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas entre el vapor y el agua calentada. Para el vapor a 8 bar g se tiene una temperatura de saturación de 175.38°C, valor obtenido de las tablas de vapor. Como se procedió en el ejemplo 4-8 se obtiene un valor de 133.13°C para la diferencia logarítmica de temperaturas. Sustituyendo este valor conjuntamente con los del área de transferencia y el coeficiente global en la ecuación (4-7) se tendrá la tasa de transferencia de calor al agua calentada.

$$Q = (5.0m^2)(3000kJ / h \cdot m^2 \cdot ^\circ C)(133.13^\circ C) \approx 1996950kJ / h$$

Dividiendo la tasa de transferencia de calor anteriormente calculada entre la entalpía de vaporización (calor latente) del vapor a 8 bar g, 2031.1kJ/kg, se obtendrá la carga de condensado producida por el serpentín.

$$\frac{1996950kJ / h}{2031.1kJ / kg} = 983.2kg / h$$

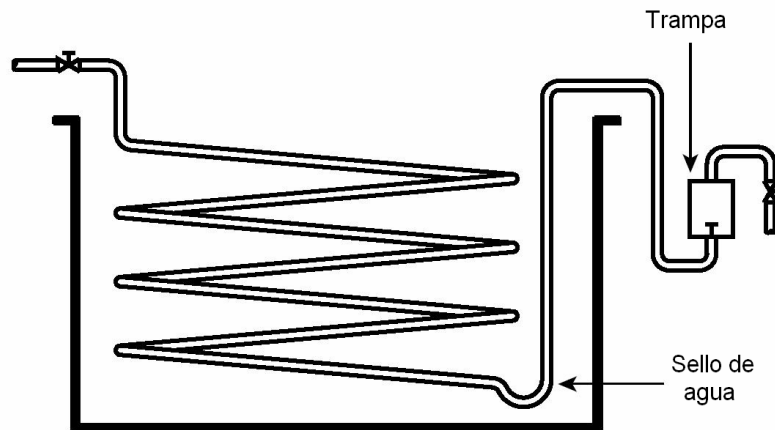
Para calcular la capacidad de la trampa se debe de multiplicar la carga anterior por el factor de seguridad correspondiente.

El monograma de la figura 142 se puede usar para determinar el promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas siguiendo el mismo procedimiento descrito en el ejemplo 4-8.

#### **4.4.7.13 Serpentes tubulares**

Estos son tubos para la transferencia de calor que se sumergen en tanques bastante grandes en comparación al tamaño del serpentín como el mostrado en la figura 151. Ésta es la principal diferencia con los intercambiadores de calor de tubos y coraza. Al igual que los serpentines estampados, los tubulares pueden ser drenados por gravedad o por sifón, dependiendo de las condiciones existentes en donde sean instalados. A diferencia de los serpentines estampados, la mayoría de los serpentines tubulares se instalan en recipientes cerrados.

**Figura 151. Serpentín tubular continuo drenado por sifón**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 29

**Selección de trampas:** se debe de calcular la carga de condensado en el serpentín tubular, mediante el uso de una de las ecuaciones (4-7), (4-8) o (4-10), dependiendo de la información que se conoce. Si se conoce la capacidad se puede usar la ecuación (4-10) dada en la sección de intercambiadores de calor de tubos y coraza. Cuando se conocen las dimensiones del serpentín, se deben de usar las ecuaciones (4-7) y (4-8) o el monograma de la figura 142. Los valores para el coeficiente global de transferencia de calor pueden ser tomados de la tabla XXXVII.

#### **4.4.7.14 Instalación de trampas en intercambiadores de calor, serpentines estampados y serpentines tubulares**

Cuando se hace uso de estos equipos que utilizan drenaje por gravedad, se debe de ubicar la trampa de vapor a un nivel más bajo que el elemento calentador. Se debe de utilizar un rompedor de vacío al tenerse presión variable, éste puede ser integrado fuera de la tubería de entrada. Se debe de tener una pierna colectora antes de la trampa para que actúe como tanque acumulador, lo cual garantiza que se tenga drenado de condensado cuando la trampa está operando a la máxima capacidad y se tiene una presión diferencial mínima. No se debe de elevar el condensado cuando se tiene control variable de temperatura. Sin embargo, si es necesario elevar el condensado, se sugiere lo siguiente:

- No se debe de elevar el condensado más de 0.3 m por cada 0.07 bar g de presión diferencial normal, ya sea antes o después de la trampa.
- Si la elevación del condensado ocurre después de la trampa de vapor, instálase un drenaje de seguridad de baja presión. Ver figura 152.

**Trampa para el drenaje de seguridad:** es recomienda cuando existe la posibilidad de que la presión de entrada sea menor que la presión de salida en la trampa principal de vapor, especialmente si en la instalación se tiene el riesgo de congelamiento. Un ejemplo de esa situación es un serpentín de calentamiento a presión variable, y que debe de ser drenado mediante una tubería de retorno a un nivel más alto.

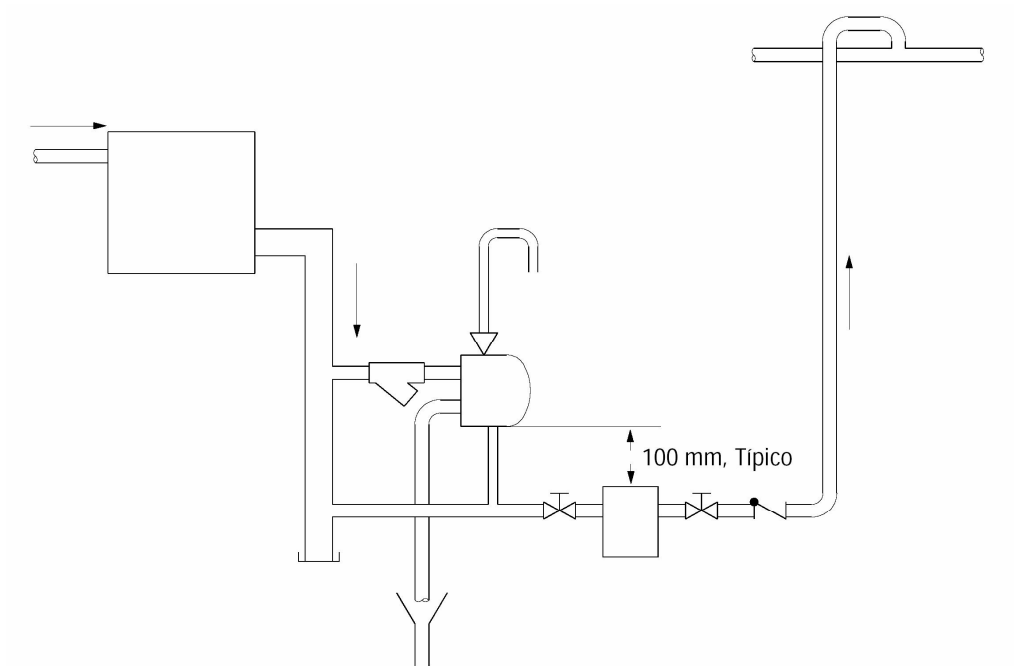
De esta manera, cuando no se tenga suficiente drenado en la trampa principal, el condensado se eleva hasta el drenaje de seguridad y es descargado antes de que alcance el nivel del intercambiador de calor. Una trampa de flotador y termostato es una buena opción para el drenaje de seguridad debido a su capacidad de lidiar con grandes cantidades de aire y a lo simple de su funcionamiento. La trampa del drenaje de seguridad debe de ser del mismo tamaño (en cuanto a capacidad) que la trampa principal.

La forma de instalar un drenaje de seguridad se muestra en la figura 152. La entrada al drenaje de seguridad debe de tomarse de la pierna colectora de la unidad intercambiadora de calor, a un nivel más alto que la entrada a la trampa principal. El drenaje de seguridad debe de descargar al desagüe normal o cañería. La salida de purgado de la trampa del drenaje de seguridad se conecta a la de entrada de la trampa principal.

Así se evita la pérdida del condensado que se ha formado en el drenaje de seguridad debido a radiación cuando la trampa principal está activa. El drenaje de seguridad tiene un rompedor de vacío integrado para mantenerse operando aún cuando la presión en el intercambiador de calor cae por debajo de la atmosférica.

La tubería de entrada al rompedor de vacío debe de tener forma de "S" para prevenir que ingrese suciedad al entrar en operación. Asimismo, la entrada al rompedor de vacío debe de tener una altura igual a la elevación de la base del intercambiador de calor para prevenir fuga de agua cuando el rompedor esté trabajando.

**Figura 152. Montaje típico de una trampa para drenaje de seguridad**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 44

La tabla XXXIX resume las alternativas que pueden ser empleadas para el trampeo de diferentes equipos encontrados en procesos industriales.

**Tabla XXXIX. Equipos usados en procesos**

Aplicación	FT	FT-C	TD	BPT	SM	LE	IB
Ollas de cocimiento fijas	A	B	B (1)	B			
Ollas de cocimiento basculantes	B	A					
Autoclaves industriales	A						B (1)
Retortas	A						
Digestores	A (1)		B (1)				
Planchas calientes	B		B (6)	A (2)			
Evaporadores	A (1)	B					B (1)
Ollas cerveceras	A (1)	B					
Vulcanizadotas	A		B (1)*				B (1)
Calentadores de aire de procesos	B						A (1)
Máquinas de absorción	A						B (1)
Intercambiadores de calor de tubos y coraza	A (4)						B (1)
Serpentines estampados y tubulares	A (2)						

Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps-process equipment.* Página 2

#### 4.4.8. Equipo para el calentamiento de espacios, calefacción

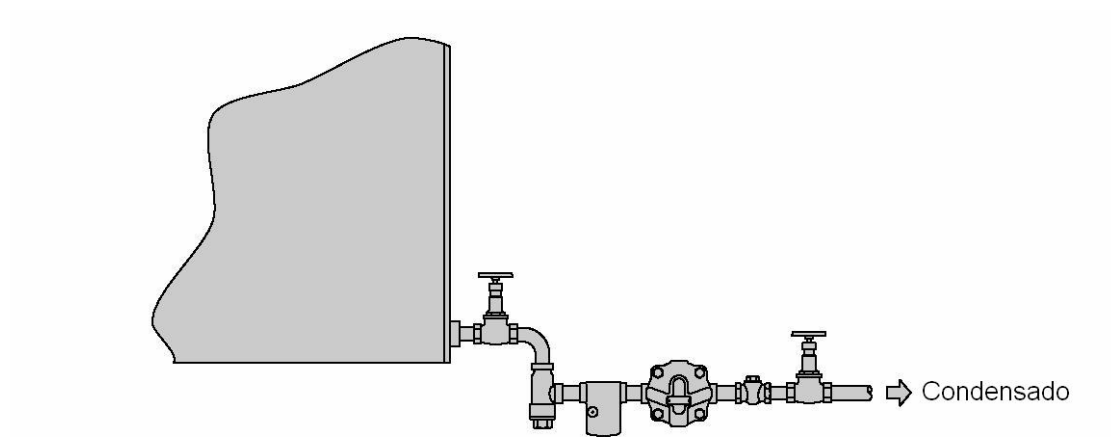
Equipos de calefacción, que incluyen, entre otros, unidades de radiación, unidades de manejo de aire y tubos serpentín, son utilizados en prácticamente todas las industrias. Este tipo de equipo es bastante básico y debe de requerir de muy poco servicio de mantenimiento. Por lo tanto, las trampas de vapor usualmente son olvidadas por largos períodos de tiempo y uno de los problemas ocasionados por ese olvido es la acumulación de condensado en los serpentines del calentador, lo cual puede resultar en daño por congelamiento, por corrosión, o por golpe de ariete.



#### 4.4.8.1 Paneles radiantes

Una buena tasa de transferencia de calor dependerá de una alta temperatura en las superficies metálicas, consecuentemente una rápida eliminación del condensado es vital para el proceso. Buenos resultados se logran al trampear individualmente cada panel con una trampa de flotador y termostato. Agrupar dos paneles similares a una misma trampa es una práctica aceptable. También es posible utilizar trampas termodinámicas o de cubeta invertida, pero es necesario instalar venteadores de aire adicionales. La figura 153 muestra una trampa de flotador y termostato instalada en la parte baja de un panel radiante.

**Figura 153. Panel radiante drenado por trampa de flotador y termostato**

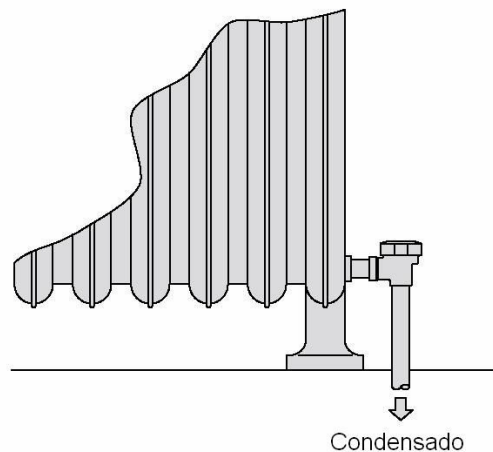


Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps- space heating equipment.* Página 5

#### 4.4.8.2 Radiadores y gabinetes de convección

Los tipos comunes de radiadores normalmente operan a presiones por debajo de 2 bar g, y una trampa termostática de presión balanceada puede ser utilizada para el drenado, como lo muestra la figura 154. No es necesaria la instalación de un filtro antes de la trampa ya que el radiador recolectará cualquier suciedad y esta podrá ser eliminada por medio de un soplado con aire cuando sea temporalmente removida la cápsula de la trampa una vez por año. Cuando se reemplace la cápsula, resulta útil asegurarse que tanto la válvula como las superficies del asiento están limpias.

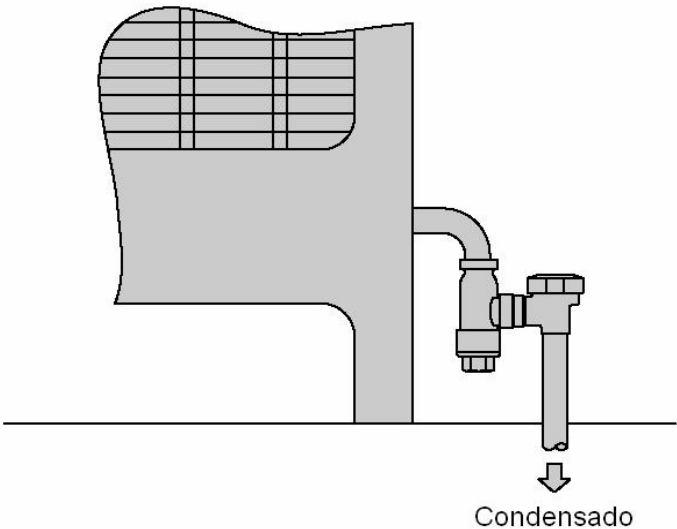
**Figura 154. Radiador de vapor**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps- space heating equipment.* Página 5

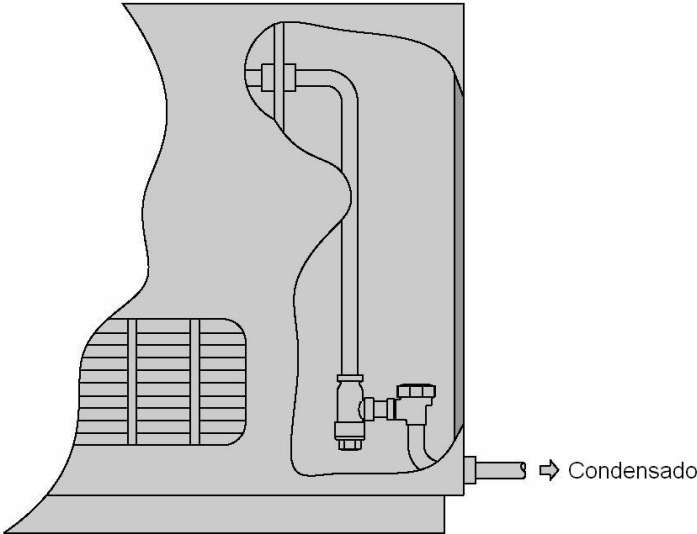
Sin embargo, siempre es preferible la instalación de un filtro. Una alternativa resulta en instalar una trampa de presión balanceada con filtro incorporado, como lo muestra la figura 155. En algunas instalaciones, este tipo de calentador es usado en conjunción con un sistema de retorno en vacío siendo necesaria la utilización de una cápsula subenfriadora.

**Figura 155. Radiador con trampa de presión balanceada y filtro**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps- space heating equipment.* Página 5

**Figura 156. Gabinete de convección drenado por trampa de presión balanceada**



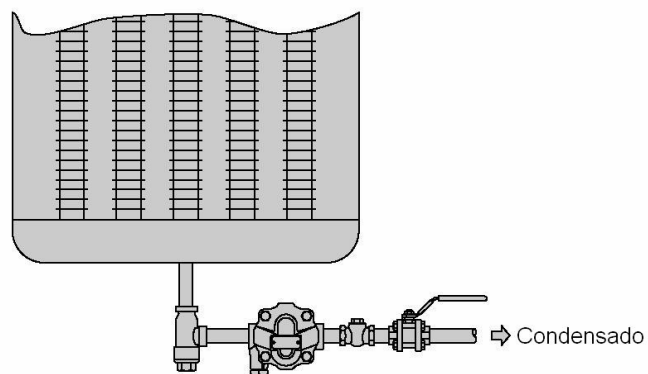
Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps- space heating equipment.* Página 6

Los gabinetes de convección poseen un pequeño espacio destinado para el vapor motivo por el cual la formación de condensado es indeseable. Normalmente el diseño del gabinete posee un ventilador en su interior y esto reducirá el espacio para la instalación de la trampa. La trampa ideal para esta aplicación es la de flotador y termostato pero su instalación resulta dificultosa. Una alternativa satisfactoria es la trampa de presión balanceada, como lo muestra la figura 156.

#### 4.4.8.3 Unidades y baterías de calentamiento de aire

Estos equipos se caracterizan por una alta producción de condensado proveniente de una pequeña cámara destinada para el vapor. Cualquier acumulación de condensado o aire producirá una temperatura desigual en el ambiente calentado o la presencia de aire frío, eventualmente dañando la unidad. En este caso es aconsejable usar una trampa de flotador y termostato cerca de la salida, como muestra la figura 157.

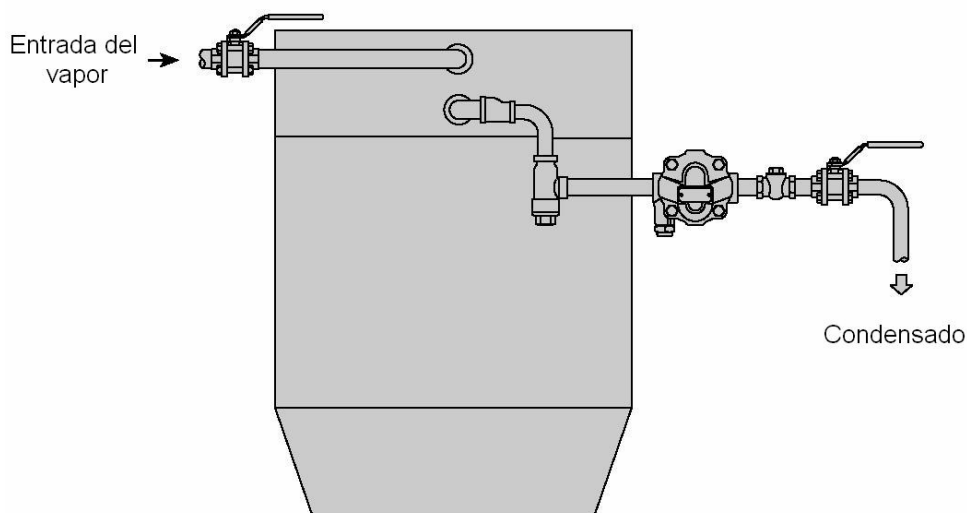
**Figura 157. Unidad de calentamiento drenada por trampa de flotador y termostato**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps- space heating equipment.* Página 6

Los equipos de calentamiento horizontales como las utilizadas en calentadores de aire de flujo descendente, cualquier reducción en la tubería de descarga de condensado debe de ser hecha por medio de un reductor excéntrico. Esto ayudará a que el condensado no sea regresado a los serpentines. La trampa debe de ser instalada por debajo de la salida, como lo muestra la figura 158.

**Figura 158. Calentador de aire de flujo descendente**

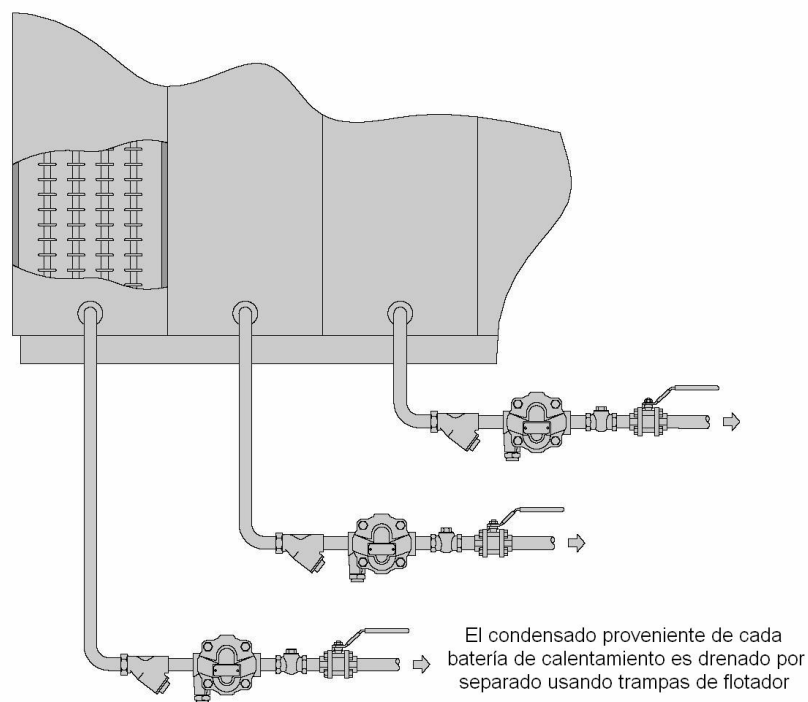


Fuente: *Spirax Sarco, **Selecting steam traps- space heating equipment.*** Página 7

En las baterías de calentamiento donde calentadores en serie son instalados de tal manera que el aire fluye sucesivamente por cada sección se tendrá una producción continua de condensado en cada una de estas. Cada una de estas secciones debe de ser drenada por separado por medio de una trampa de flotador y termostato, como lo indica la figura 159.

Si este tipo de trampa no se puede usar, una posible alternativa es la trampa de cubeta invertida conjuntamente con un venteador de aire instalado en paralelo.

**Figura 159. Secciones de una batería de calentamiento drenada por trampas de flotador y termostato**



Fuente: Spirax Sarco, **Selecting steam traps- space heating equipment.** Página 7

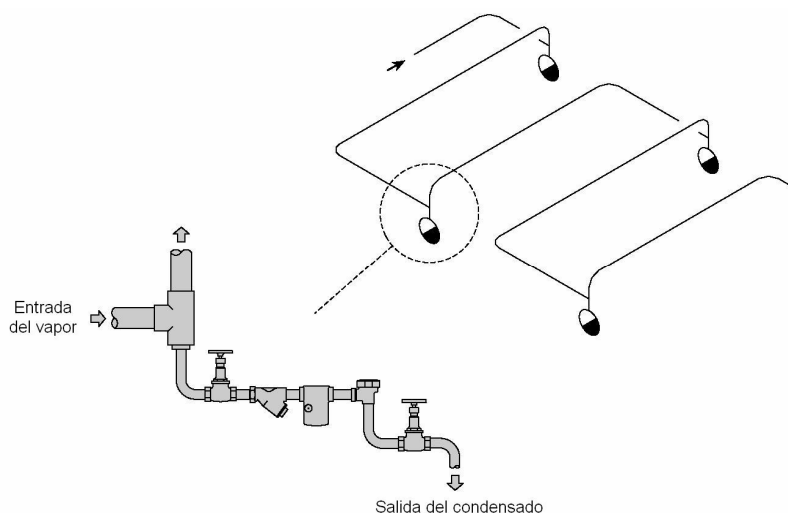
Cuando alta presión es utilizada para alimentar a una batería de calentamiento es posible realizar ahorros energéticos al coleccionar el condensado y separar revaporizado (*flash steam*) formado y usándolo para calentar la primera sección de la batería. Cuando la batería es controlada por temperatura, se puede presentar el fenómeno de atascamiento por condensado en el espacio ocupado por el vapor. Cuando este es el caso será necesaria la instalación de un rompedor de vacío entre la válvula de control de flujo y la tubería de ingreso a los serpentines de los calentadores.

La tubería que drena el condensado, después de la trampa deberá de descargar a un recipiente que se encuentre venteado a la atmósfera.

#### 4.4.8.4 Serpentes suspendidos

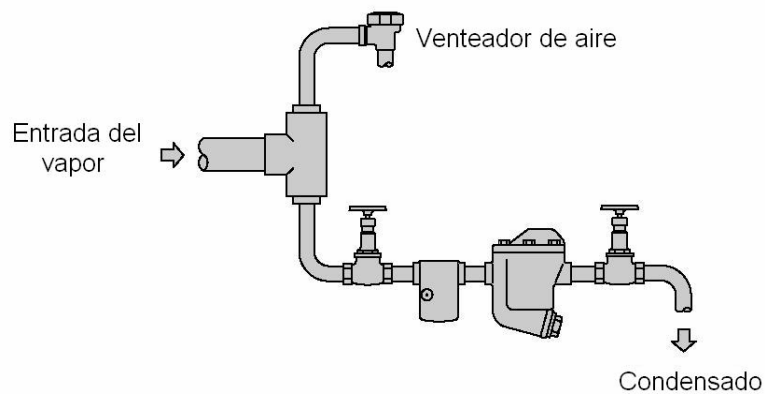
Este tipo de serpentines, como los encontrados en industrias de secado de materiales, se verán expuestos al golpe de ariete si no se presta una adecuada atención a su instalación. La tasa de transferencia de calor será lenta y el control de la temperatura será dificultoso. Este problema será eliminado usando trampas de presión balanceada con cápsula de acero inoxidable, de flotador y termostato o de cubeta invertida. Ver figura 160. Con éste último tipo de trampa el tiempo de calentamiento se puede acortar al instalar un venteador de aire por separado, especialmente al final del serpentín, como lo indica la figura 161.

**Figura 160. Serpentín sobre cabeza**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps- space heating equipment.* Página 8

**Figura 161. Trampa de cubeta invertida con venteador de aire en paralelo**



Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps- space heating equipment*. Página 8

#### **4.4.8.5 Selección de trampas y factores de seguridad para equipos de calefacción**

Las condiciones de operación del equipo, principalmente si estas son a presión constante o variable, definen el tipo y tamaño de trampa a seleccionar. Según si la presión del vapor es constante o variable, existen dos métodos estándares para seleccionar las trampas en los serpentines.

- 1. Presión constante:** se usa un factor de seguridad de 3 a la presión diferencial operación.
- 2. Presión variable:** vapor de 0 a 1 bar g: factor de seguridad de 2 a una presión diferencial de 0.1 bar g. Vapor de 1 a 2 bar g: factor de seguridad de 2 a una presión diferencial de 0.2 bar g. Vapor arriba de 2 bar g: factor de seguridad de 3 a la mitad de la máxima presión diferencial en la trampa.



Si la presión del vapor está por encima de los 2 bar g, el factor seguridad recomendado será de 3, a la mitad de la máxima presión diferencial en la trampa.

#### 4.4.8.6 Selección de trampas para unidades de calentamiento de aire

Se pueden usar dos métodos para calcular la cantidad de condensado que se debe de manejar. El método a usar se define en base a la información que se conoce sobre la operación.

**1. Método energético:** la forma estándar de especificar radiadores y otros serpentines para calentar aire es su capacidad en kJ/h (o kW) a una presión de vapor de 0.15 bar g y una temperatura de entrada del aire de 15°C. Para convertir de la especificación estándar a la capacidad real se deben de usar los factores de la Tabla XL. Una vez que se conoce la capacidad real, se procede a calcular la carga de condensado. Para esto se debe de dividir la capacidad real en kJ/h entre la entalpía de vaporización del vapor a la presión de operación. Finalmente se debe de multiplicar la carga de condensado por el factor de seguridad apropiado.

**Tabla XL. Factores de capacidad para unidades de calefacción**

Temperatura del Vapor °F	Temperatura del Vapor °C	Presión del Vapor bar (g)	Factor de capacidad para unidades de calefacción											
			Temperatura del aire a la entrada, °C											
			-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35
219.1	103.9	0.15	—	—	—	—	—	1.138	1.068	1.000	0.933	0.868	0.805	0.743
227.4	108.6	0.35	1.573	1.492	1.414	1.338	1.263	1.191	1.120	1.052	0.984	0.919	0.855	0.792
239.7	115.4	0.70	1.656	1.574	1.495	1.418	1.342	1.269	1.198	1.128	1.060	0.993	0.928	0.865
248.8	120.4	1.0	1.717	1.635	1.555	1.477	1.401	1.327	1.255	1.184	1.116	1.049	0.983	0.919
261.7	127.6	1.5	1.805	1.721	1.640	1.561	1.484	1.409	1.336	1.264	1.195	1.127	1.060	0.995
272.6	133.7	2.0	1.878	1.794	1.712	1.632	1.554	1.478	1.404	1.332	1.262	1.193	1.126	1.060
282.2	139.0	2.5	1.943	1.858	1.775	1.694	1.616	1.539	1.465	1.392	1.321	1.251	1.183	1.117
290.7	143.7	3.0	2.001	1.915	1.831	1.750	1.671	1.593	1.518	1.444	1.373	1.303	1.234	1.168
305.5	151.9	4.0	2.101	2.014	1.929	1.846	1.766	1.687	1.611	1.536	1.464	1.393	1.323	1.255
318.1	158.9	5.0	2.186	2.098	2.012	1.928	1.847	1.767	1.690	1.615	1.541	1.469	1.399	1.330
329.0	165.0	6.0	2.260	2.171	2.084	1.999	1.917	1.837	1.758	1.682	1.608	1.535	1.464	1.395
338.9	170.5	7.0	2.327	2.237	2.149	2.064	1.981	1.900	1.821	1.744	1.669	1.595	1.524	1.454

Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 26

**2. Método del flujo y aumento en la temperatura del aire:** cuando únicamente se conocen la capacidad del ventilador, en m<sup>3</sup>/h, y el incremento de la temperatura del aire, la carga de condensado se puede calcular a partir de la ecuación (4-9).

**Ejemplo 4-14:** a una unidad de calentamiento de aire para acondicionar un espacio en invierno ingresa aire del exterior a -7°C. La temperatura en el interior se desea mantener a 23°C El vapor suministrado a los serpentines del calentador es saturado con una presión constante de 5 bar g. El ventilador que impulsará la masa de aire lo hace a una razón de 100 m<sup>3</sup>/min. Determinar la carga de condensado que debe manejar la trampa de vapor que sea seleccionada para esta aplicación.

**Solución:** el flujo de aire equivalente es de 6000 m<sup>3</sup>/h. El calor específico del aire para este tipo de aplicaciones se toma como 1.004 kJ/kg °C y la densidad del aire como 1.21 kg/m<sup>3</sup>. De las tablas de vapor saturado se obtiene una entalpía de vaporización de 2086.3 kJ/kg. El cambio en la temperatura del aire es de 30°C. Sustituyendo todos estos valores en la ecuación (4-9) se obtiene la carga de condensado requerida.

$$\dot{m} = \frac{(6000 \text{ m}^3 / \text{h})(1.004 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C})(1.21 \text{ kg} / \text{m}^3)(30^\circ\text{C})}{2086.3 \text{ kJ} / \text{kg}} = 104.8 \text{ kg} / \text{h}$$

Para esta aplicación, donde la presión del vapor se mantiene constante, el factor de seguridad recomendado es de 3. Multiplicando la carga de condensado anteriormente calculada por este factor se obtiene la carga de diseño para la selección de la trampa de vapor, siendo en este caso de 314.4 kg/h.

#### 4.4.8.7 Selección de trampas para tubos serpentín y radiadores aleteados

**Tubo serpentín:** siempre que sea posible se debe de trampear cada tubo en forma independiente para evitar cortocircuito.

**Serpentín de un tubo:** para seleccionar trampas para un sólo serpentín, o para serpentines trampeados de forma independiente, se necesita obtener la capacidad de condensación por unidad de longitud. Esto se hace por medio del uso de la tabla XLI. Se multiplica la capacidad de condensación por metro lineal por la longitud en metros del serpentín para obtener la carga normal de condensado. En aplicaciones con calentamiento rápido, se usa un factor de seguridad de 3. Cuando no se requiere calentamiento rápido, se usa un factor de seguridad de 2.

**Tabla XLI. Factores de condensación en tuberías sin aislar transportando vapor saturado**

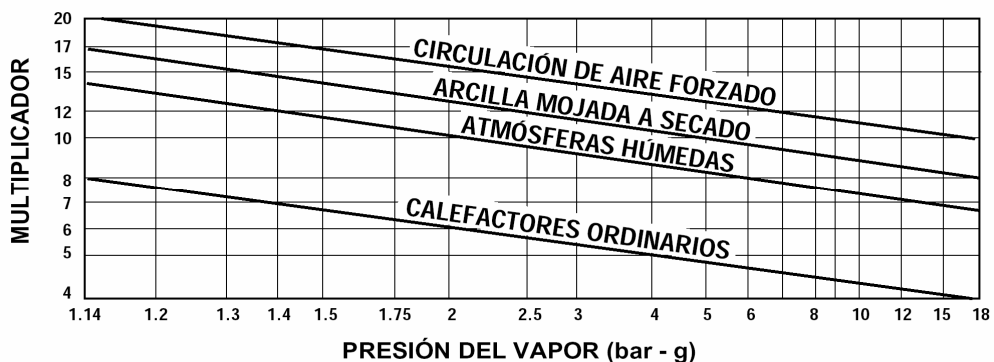
Tamaño de Tubo (in)	Presión, bar (g)								
	1	2	4	8	12	16	32	40	60
	Kilos de condensado por Hora por Metro								
1/2	0.17	0.21	0.27	0.35	0.42	0.47	0.68	0.77	0.99
3/4	0.21	0.26	0.32	0.42	0.51	0.58	0.82	0.93	1.20
<b>1</b>	<b>0.26</b>	<b>0.31</b>	<b>0.39</b>	<b>0.51</b>	<b>0.62</b>	<b>0.70</b>	<b>1.00</b>	<b>1.14</b>	<b>1.48</b>
1 1/4	0.31	0.38	0.48	0.63	0.75	0.86	1.23	1.40	1.81
1 1/2	0.35	0.43	0.54	0.71	0.85	0.97	1.39	1.58	2.05
<b>2</b>	<b>0.43</b>	<b>0.52</b>	<b>0.66</b>	<b>0.86</b>	<b>1.04</b>	<b>1.18</b>	<b>1.70</b>	<b>1.94</b>	<b>2.51</b>
2 1/2	0.51	0.61	0.78	1.02	1.23	1.40	2.02	2.30	2.99
3	0.60	0.73	0.92	1.22	1.47	1.67	2.41	2.75	3.57
<b>3 1/2</b>	<b>0.68</b>	<b>0.82</b>	<b>1.04</b>	<b>1.37</b>	<b>1.65</b>	<b>1.89</b>	<b>2.72</b>	<b>3.10</b>	<b>4.03</b>
4	0.75	0.91	1.15	1.53	1.84	2.10	3.03	3.45	4.49
5	0.91	1.10	1.40	1.85	2.23	2.54	3.68	4.19	5.46
<b>6</b>	<b>1.06</b>	<b>1.29</b>	<b>1.63</b>	<b>2.16</b>	<b>2.61</b>	<b>2.98</b>	<b>4.31</b>	<b>4.92</b>	<b>6.41</b>
8	1.35	1.63	2.08	2.75	3.32	3.80	5.50	6.28	8.19
10	1.64	1.99	2.54	3.36	4.06	4.65	6.75	7.71	10.1
<b>12</b>	<b>1.92</b>	<b>2.33</b>	<b>2.96</b>	<b>3.94</b>	<b>4.75</b>	<b>5.44</b>	<b>7.90</b>	<b>9.03</b>	<b>11.8</b>
14	2.09	2.53	3.23	4.29	5.18	5.93	8.62	9.86	12.9
16	2.36	2.86	3.65	4.85	5.87	6.71	9.77	11.17	14.6
<b>18</b>	<b>2.63</b>	<b>3.19</b>	<b>4.07</b>	<b>5.41</b>	<b>6.54</b>	<b>7.49</b>	<b>10.9</b>	<b>12.5</b>	<b>16.3</b>
20	2.90	3.51	4.48	5.96	7.21	8.26	12.0	13.8	18.0
24	4.14	5.01	6.36	8.40	10.1	11.5	16.6	18.9	24.5

Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 26

**Serpentines con múltiples tubos:** para seleccionar trampas para drenar serpentines que consisten de múltiples tubos, se sigue el siguiente procedimiento:

1. Multiplicar los metros lineales de tubería del serpentín por el factor de condensación dado en la tabla XLI. Así se obtiene la carga normal de condensado.
2. Obtener de la figura 162 el factor multiplicador para las condiciones de la aplicación dada.
3. Multiplicar la carga normal de condensado por el factor multiplicador para obtener la carga de descarga continua requerida en la trampa. El factor de seguridad ya está incluido en el factor multiplicador de la figura 162.

**Figura 162. Factores multiplicadores para especificar trampas en serpentines múltiples**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 24

**Radiación con aletas:** las tablas XLII y XLIII se pueden usar para calcular, con una precisión suficiente para la selección de las trampas, las cargas de condensado en el equipo cuando se desconoce la tasa de transferencia de calor. Para usar la tabla XLIII se debe de saber el tamaño de la tubería; así como el tamaño, número y material de las aletas. Se calcula el factor de condensación por metro de tubería, bajo condiciones normales, con la tabla XLIII. Se convierte a condiciones reales con la tabla XLII.

**Tabla XLII. Factores de conversión para radiación con aletas**

Presión del Vapor bar (g)	Temperatura del Vapor °C	Factores de Conversión						
		Temperatura del aire a la entrada, °C						
		5	10	15	20	25	30	35
0.07	101.5	1.27	1.17	1.07	0.97	0.88	0.78	0.66
0.3	107.0	1.37	1.26	1.16	1.06	0.96	0.85	0.73
0.7	115.0	1.50	1.39	1.29	1.19	1.09	0.97	0.83
1.0	120.0	1.59	1.48	1.37	1.27	1.17	1.05	0.91
2.0	133.5	1.81	1.71	1.60	1.49	1.38	1.25	1.11
4.0	151.5	2.16	2.05	1.93	1.82	1.69	1.55	1.39
6.0	165.0	2.39	2.28	2.17	2.05	1.93	1.79	1.62
8.0	175.0	2.58	2.47	2.36	2.25	2.13	1.98	1.80
10.0	184.0	2.75	2.65	2.53	2.41	2.29	2.14	1.96
12.0	191.5	2.90	2.80	2.68	2.56	2.43	2.28	2.10

Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 26

**Tabla XLIII. Factores de condensación para radiación con aletas**

Materiales	Tamaño Nominal del Tubo (pulgadas)	Tamaño de Aletas mm	Inclinación de Aletas mm	Número de Tubos elevados en centros de 150 mm	Condensado kg/hr por metro de tubo
Tubo de acero, Aletas de acero, pintadas de negro	1 1/4	80 – 85	6.5 – 8.5	1	1.65
				2	3.0
				3	3.9
	1 1/4	105 – 110	6.5 – 8.5	1	2.4
				2	3.6
				3	4.6
2	105 – 110	8.5 – 13	1	2.2	
			2	3.6	
			3	4.6	
Tubo de cobre, Aletas de aluminio sin pintar	1 1/4	80 – 85	6.5	1	2.4
				2	3.3
				3	4.2
	1 1/4	105 – 110	5	1	3.3
				2	4.5
				3	5.4

Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 26

La tabla XLIV resume las alternativas que pueden ser empleadas para el trampeo de equipos empleados en calefacción.

**Tabla XLIV. Equipo para calefacción de espacios**

Aplicación	FT	FT-C	TD	BPT	SM	LE	IB
<b>Baterías de calentamiento</b>	A (4)						
<b>Paneles radiantes</b>	A	B (1)	B (1)				B (1)
<b>Radiadores y gabinetes de convección</b>	B			A	B		
<b>Unidades de calentamiento</b>	A (4)						B (1)
<b>Serpentines suspendidos</b>	B			A			B (1)
<b>Radiadores aleteados y tubos serpentín</b>	A						B (1)

Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps- space heating equipment.* Página 2

#### 4.4.9 Sistemas de distribución de vapor

Los sistemas de distribución de vapor conectan a las calderas con el equipo que en realidad utiliza el vapor. Estos sistemas de distribución transportan el vapor hasta cualquier sitio en la planta donde se necesita su energía calorífica. Los tres componentes principales de un sistema de distribución de vapor son:

- Cabezales
- Tuberías principales
- Ramales

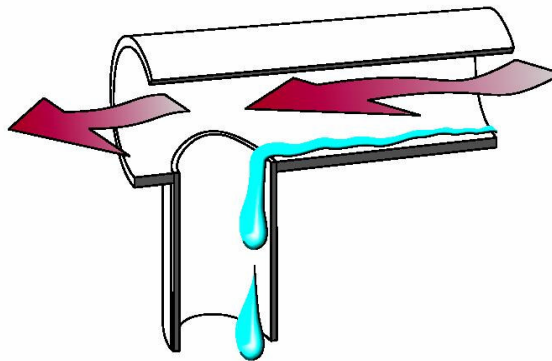
Cada componente cumple con ciertas funciones específicas en un sistema de vapor y, junto con los separadores y las trampas de vapor, contribuye al uso eficiente del vapor.

**Piernas colectoras:** los tramos horizontales que transportan el vapor van acumulando condensado a lo largo de su extensión debido a las pérdidas de calor inherentes al proceso. Estos tramos no deben de ser drenados a través de una pequeña conexión de tubería en la parte inferior. Es común en todos los sistemas de distribución de vapor instalar colectores a ciertos intervalos en las tuberías para que el condensado a alta velocidad pueda caer. Ver la figura 163. Las funciones de estos colectores son las siguientes:

1. Dejar que el condensado sea drenado, por gravedad, del vapor fluyendo a alta velocidad.
2. Colectar el condensado hasta que la presión diferencial sea suficiente para descargarlo a través de una trampa de vapor.

Una pierna colectora del tamaño adecuado puede recoger todo el condensado en la línea pero si es demasiado pequeña se produce el efecto de Venturi donde la caída de presión succiona al condensado fuera de la trampa.

**Figura 163. Pierna colectora**

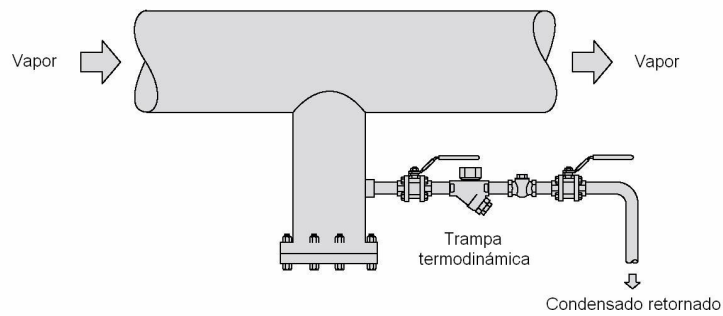


Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 18

Como se ha mencionado, la función de la pierna es recolectar el condensado de la tubería principal. Cuando esta acción se ha logrado y la pierna se va llenando se debe de drenar. Para esto se recomienda una trampa termodinámica debido a que las cargas de condensado asociadas son relativamente pequeñas. La figura 164 muestra una instalación típica de una pierna colectora que recoge el condensado proveniente de una tubería principal y la instalación de una trampa termodinámica drenando a la pierna.



**Figura 164. Pierna colectora instalada en un tramo de tubería principal**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps- steam mains; tanks and vats; pressure reducing valves.* Página 2

Para que la pierna colectora funcione adecuadamente se debe de dimensionar correctamente. Las tablas XLV y XLVI dan dimensiones típicas para piernas colectoras.

**Tabla XLV. Dimensiones para pierna colectora**

Diámetro de la tubería principal - $D$	Diámetro de la pierna - $d_1$	Profundidad mínima de la pierna - $d_2$
Hasta 100 mm	$d_1 = D$	$d_2 = 100$ mm
Entre 125 y 200 mm	$d_1 = 100$ mm	$d_2 = 150$ mm
De 250 mm o más	$d_1 \geq D/2$	$d_2 = D$

Diagrama que muestra una tubería principal horizontal con vapor entrando por la izquierda y saliendo por la derecha. Una pierna colectora se conecta a la parte inferior de la tubería principal. Las dimensiones  $D$ ,  $d_1$  y  $d_2$  están etiquetadas en el diagrama.

Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps- steam mains; tanks and vats; pressure reducing valves.* Página 3

**Tabla XLVI. Dimensiones recomendadas para piernas colectoras en tuberías principales y ramales**

M		D		H	
Tamaño de Tubería		Diámetro de Pierna Colectora		Longitud Mínima de Pierna Colectora (mm)	
mm	in	mm	in	Pre calentamiento Supervisado	Pre calentamiento Automático
15	1/2	15	1/2	250	710
20	3/4	20	3/4	250	710
<b>25</b>	<b>1</b>	<b>25</b>	<b>1</b>	<b>250</b>	<b>710</b>
50	2	50	2	250	710
80	3	80	3	250	710
<b>100</b>	<b>4</b>	<b>100</b>	<b>4</b>	<b>250</b>	<b>710</b>
150	6	100	4	250	710
200	8	100	4	300	710
<b>250</b>	<b>10</b>	<b>150</b>	<b>6</b>	<b>380</b>	<b>710</b>
300	12	150	6	460	710
350	14	200	8	535	710
<b>400</b>	<b>16</b>	<b>200</b>	<b>8</b>	<b>610</b>	<b>710</b>
450	18	250	10	685	710
500	20	250	10	760	760
<b>600</b>	<b>24</b>	<b>300</b>	<b>12</b>	<b>915</b>	<b>915</b>

Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 20

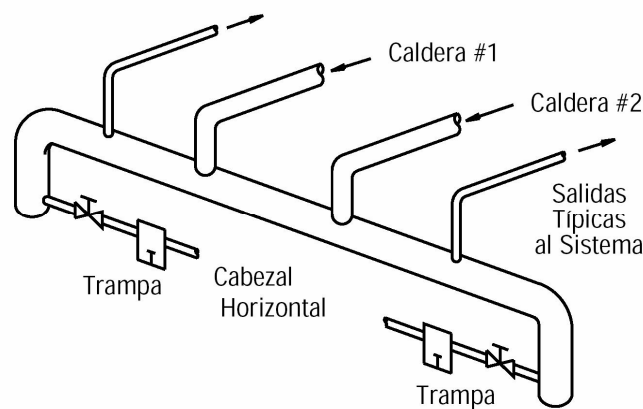
#### 4.4.9.1 Cabezales de vapor

Son clases especiales de tubería de distribución porque pueden recibir vapor de una o varias calderas al mismo tiempo. Lo más común es que sean tuberías horizontales a las que se les alimenta vapor por la parte superior, y al mismo tiempo están conectados a las tuberías principales de distribución. Es importante trampear los cabezales de forma correcta para asegurar que cualquier sustancia indeseable (agua de la caldera y/o partículas) será removida del vapor antes de que sea distribuido.

Las trampas de vapor que le dan servicio a los cabezal deben ser capaces de descargar grandes cantidades de condensado y partículas en forma instantánea. Resistencia al impacto hidráulico debe ser otro factor importante al seleccionar el tipo de la trampa.

La figura 165 muestra un cabezal distribuidor de vapor alimentado por el vapor producido por dos calderas.

**Figura 165. Cabezal de vapor**



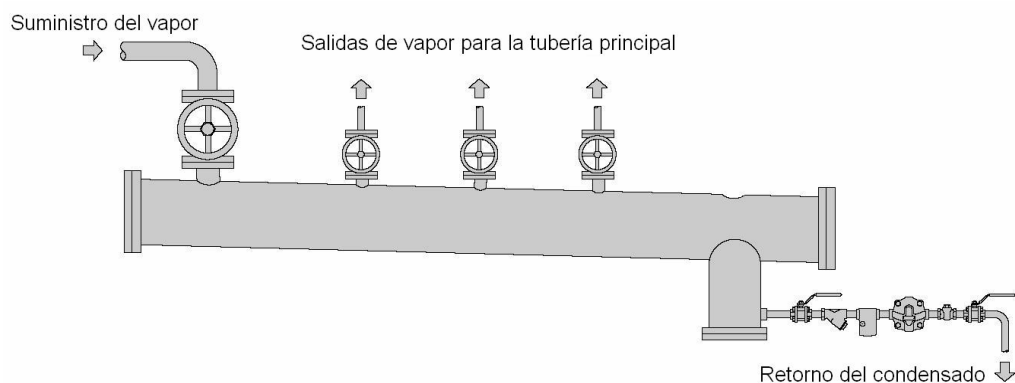
Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 18

Los cabezales deben de ser drenados haciendo uso de un pierna colectora situada en la parte inferior. Cuando el cabezal distribuye el vapor proveniente de una sola caldera será necesario que este posea una pendiente en la dirección del flujo del vapor, para ayudar al drenado del condensado. La trampa de flotador y termostato se recomienda para el drenado del condensado ya que puede manejar cargas fluctuantes. Si el arrastre de agua con el vapor es posible, entonces será necesario usar una trampa termodinámica de disco anti-aire.

La pierna colectora debe de ser dimensionada según las especificaciones dadas por las tablas XLV y XLVI. El diámetro del cabezal debe de dimensionarse considerando una velocidad del vapor de 10 a 15 m/s, para la máxima carga de vapor suministrada.

La figura 166 muestra un cabezal drenado por un conjunto pierna colectora y trampa termostática.

**Figura 166. Cabezal drenado por conjunto pierna colectora y trampa termodinámica**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps- steam mains; tanks and vats; pressure reducing valves.* Página 4

**Selección de trampa y factor de seguridad para cabezales de vapor (sólo para vapor saturado):** un factor de seguridad de 1.5 es recomendado para prácticamente cualquier cabezal de vapor. La capacidad requerida para la trampa se puede calcular mediante la siguiente ecuación (4-11):

$$m = F_s CZ \quad (4-11)$$

donde:

$m$  : capacidad requerida para la trampa (kg/h)

$F_s$  : factor de seguridad

$C$  : carga conectada desde la (las) caldera (s) (kg/h)

$Z$  : acarreo de agua con el vapor anticipado (usualmente es un 10%)

**Ejemplo 4-15:** ¿Qué cantidad de condensado se producirá de un cabezal principal de una caldera si se sabe que esta produce 20 000 kg/h de vapor y se espera un acarreo del 10% de agua con el vapor?

**Solución:** usando la ecuación (4-11) se tiene:

$$m = (1.5) (20\,000 \text{ kg/h}) (0.10) = 3\,000 \text{ kg/h}$$

**Instalación:** si el flujo del vapor en el cabezal es únicamente en una sola dirección, entonces una sola trampa de vapor es necesaria en el extremo de salida del cabezal, como lo muestra la figura 162. Cuando se tiene alimentación de vapor a la mitad del cabezal como en la figura 163, o se tiene flujo del vapor en el cabezal en ambas direcciones, cada extremo necesita ser trampeado.

#### **4.4.9.2 Tubería principal**

La tubería principal que distribuye el vapor acarrea pequeñas gotas de agua en suspensión, así como capas de condensado y aire en las paredes de la tubería. Tanto el aire como el condensado deben de ser removidos para que los equipos de calentamiento operen eficientemente. Por este motivo, uno de los usos más comunes para las trampas es en el trapeo de las tuberías principales. Un trapeo inadecuado en las tuberías principales frecuentemente ocasiona que se tenga golpe de ariete y acumulación de condensado, lo cual puede dañar las válvulas de control y otros equipos. Las trampas que sean usadas para descargar el aire y el condensado acumulados en las tuberías principales deben de descargar a una línea de retorno de condensados adecuadamente dimensionada, y a su vez estas deben de llegar a un adecuado tanque venteado.

Las cargas de condensado asociadas con el drenado de las tuberías principales son relativamente pequeñas por lo cual trampas de baja capacidad serán requeridas. La trampa comúnmente usada en este tipo de aplicaciones es la termodinámica porque son robustas y son eficientes en su operación en condiciones expuestas.

Cuando se suministra vapor por medio de las tuberías principales primeramente es necesario realizar un precalentamiento de la misma. Existen dos métodos para la realización de lo anterior: el supervisado y el automático.

El precalentamiento supervisado es bastante aceptable para el calentamiento inicial de tuberías de diámetro grande y/o de gran longitud. En este método se recomienda que antes de que el vapor fluya por la tubería principal, se abran completamente las válvulas de las piernas colectoras para que el vapor escape a la atmósfera.

Las válvulas de las piernas colectoras se cierran hasta que todo, o casi todo, el condensado del precalentamiento haya sido descargado. Después de ello, las trampas se encargan de remover el condensado que se puede generar en operación normal del equipo. Se sigue un procedimiento similar para el precalentamiento del sistema de tuberías principales en una planta de energía.

Precalentamiento automático es cuando se enciende la caldera y se deja que las tuberías principales y algunos, o todos, de los equipos alcancen la temperatura y presión de operación sin intervención manual o supervisión.

Independientemente del método de precalentamiento se debe de dar suficiente tiempo durante el ciclo para minimizar los esfuerzos térmicos y prevenir posible daño al sistema.

Con precalentamiento supervisado, se deben de usar piernas colectoras con longitud igual a 1.5 veces el diámetro de la tubería, pero nunca de menos de 250 mm. Con precalentamiento automático las piernas colectoras deben de ser de al menos 700 mm de longitud. En ambos casos es buena idea el utilizar piernas colectoras del mismo diámetro que el de las tuberías, hasta tuberías de 100 mm; para tamaños mayores se utilizan de la mitad del tamaño del tubo, pero nunca un tamaño menor a 100 mm

**Selección de trampas y factor de seguridad para tuberías principales (sólo para vapor saturado):** las trampas se deben de seleccionar para que descarguen el condensado producido por pérdidas de radiación durante la operación normal del equipo. Si se seleccionan basado en la carga de arranque, se tendrán trampas demasiado grandes que se desgastarán prematuramente. Las piernas colectoras se deben calcular con base en la colección de condensado durante las condiciones de baja presión del precalentamiento.

Las cargas de condensado en una tubería aislada térmicamente se pueden obtener de la tabla XLVII. Todos los valores en esta tabla presuponen una eficiencia del aislamiento del 75%.

**Tabla XLVII. Condensación en tuberías aisladas que llevan vapor saturado en aire tranquilo a 21°C**

Tamaño de Tubo (in)	Presión, bar(g)								
	1	2	4	8	12	16	32	40	60
Kilos de Condensado por Hora por Metro									
0.5	0.04	0.05	0.07	0.09	0.10	0.12	0.17	0.19	0.25
0.75	0.05	0.06	0.08	0.11	0.13	0.14	0.21	0.23	0.30
1	0.06	0.08	0.10	0.13	0.15	0.18	0.25	0.29	0.37
1.25	0.08	0.09	0.12	0.16	0.19	0.22	0.31	0.35	0.45
<b>1.5</b>	<b>0.09</b>	<b>0.11</b>	<b>0.13</b>	<b>0.18</b>	<b>0.21</b>	<b>0.24</b>	<b>0.35</b>	<b>0.40</b>	<b>0.51</b>
2	0.11	0.13	0.16	0.22	0.26	0.30	0.43	0.48	0.63
2.5	0.13	0.15	0.19	0.26	0.31	0.35	0.50	0.57	0.75
<b>3</b>	<b>0.15</b>	<b>0.18</b>	<b>0.23</b>	<b>0.30</b>	<b>0.37</b>	<b>0.42</b>	<b>0.60</b>	<b>0.69</b>	<b>0.89</b>
3.5	0.17	0.20	0.26	0.34	0.41	0.47	0.68	0.78	1.01
4	0.19	0.23	0.29	0.38	0.46	0.52	0.76	0.86	1.12
<b>5</b>	<b>0.23</b>	<b>0.27</b>	<b>0.35</b>	<b>0.46</b>	<b>0.56</b>	<b>0.64</b>	<b>0.92</b>	<b>1.05</b>	<b>1.36</b>
6	0.27	0.32	0.41	0.54	0.65	0.75	1.08	1.23	1.60
8	0.34	0.41	0.52	0.69	0.83	0.95	1.38	1.57	2.05
<b>10</b>	<b>0.41</b>	<b>0.50</b>	<b>0.63</b>	<b>0.84</b>	<b>1.02</b>	<b>1.16</b>	<b>1.69</b>	<b>1.93</b>	<b>2.51</b>
12	0.48	0.58	0.74	0.98	1.19	1.36	1.98	2.26	2.95
14	0.52	0.63	0.81	1.07	1.30	1.48	2.16	2.46	3.22
<b>16</b>	<b>0.59</b>	<b>0.72</b>	<b>0.91</b>	<b>1.21</b>	<b>1.47</b>	<b>1.68</b>	<b>2.44</b>	<b>2.79</b>	<b>3.65</b>
18	0.66	0.80	1.02	1.35	1.64	1.87	2.73	3.12	4.08
20	0.72	0.88	1.12	1.49	1.80	2.07	3.01	3.44	4.50
<b>24</b>	<b>1.04</b>	<b>1.25</b>	<b>1.59</b>	<b>2.10</b>	<b>2.52</b>	<b>2.88</b>	<b>4.14</b>	<b>4.72</b>	<b>6.12</b>

Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 19



Para presiones o diámetros de tubería no incluidos en la tabla se puede usar la siguiente ecuación:

$$m = \frac{AU(T_v - T_a)(1 - E)}{h_{fg}} \quad (4-12)$$

donde:

$m$ : carga de condensado (kg/h)

$A$ : área exterior de la tubería (de la tabla XLVII)

$U$ : coeficiente global de transferencia de calor (tablas XXXVII y XXXVIII)

$T_v$ : temperatura del vapor (°C)

$T_a$ : temperatura del aire (°C)

$E$ : eficiencia del aislamiento térmico expresado como una fracción decimal

$h_{fg}$ : calor latente del vapor (kJ/kg)

Para las trampas que se instalan entre la caldera y el final de la tubería, aplíquese un factor de seguridad de 2. Se aplica un factor de seguridad de 3 para trampas instaladas al final de las tuberías, o antes de las válvulas reguladoras y de cierre que están cerradas por ciertos períodos de tiempo.

La tabla XLVIII da la carga de condensado (en kg por metro lineal) que se obtiene durante el precalentamiento de tubería principal cédula 40.

Al dividir estos valores dentro del tiempo en horas requerido para el precalentamiento y multiplicando por la longitud total de la tubería se obtienen los kg de condensado por hora.

**Tabla XLVIII. Carga de precalentamiento para tubería cédula 40 desde 21°C**

Tamaño de Tubo (in)	Presión del Vapor, bar(g)						
	0.1	1	2	4	8	12	16
1	0.044	0.054	0.062	0.075	0.091	0.104	0.114
1.25	0.059	0.073	0.084	0.100	0.123	0.140	0.154
<b>1.5</b>	<b>0.070</b>	<b>0.087</b>	<b>0.101</b>	<b>0.120</b>	<b>0.147</b>	<b>0.167</b>	<b>0.184</b>
2	0.094	0.117	0.135	0.161	0.197	0.224	0.247
2.5	0.149	0.186	0.214	0.255	0.313	0.356	0.392
<b>3</b>	<b>0.195</b>	<b>0.243</b>	<b>0.280</b>	<b>0.334</b>	<b>0.409</b>	<b>0.465</b>	<b>0.513</b>
3.5	0.235	0.292	0.337	0.402	0.492	0.560	0.617
4	0.278	0.346	0.399	0.476	0.583	0.663	0.731
<b>5</b>	<b>0.377</b>	<b>0.469</b>	<b>0.540</b>	<b>0.645</b>	<b>0.789</b>	<b>0.899</b>	<b>0.990</b>
6	0.489	0.608	0.701	0.836	1.02	1.17	1.28
8	0.736	0.915	1.06	1.26	1.54	1.75	1.93
<b>10</b>	<b>1.04</b>	<b>1.30</b>	<b>1.50</b>	<b>1.78</b>	<b>2.19</b>	<b>2.49</b>	<b>2.74</b>
12	1.38	1.72	1.98	2.36	2.89	3.29	3.63
14	1.62	2.02	2.33	2.78	3.40	3.87	4.27
<b>16</b>	<b>2.14</b>	<b>2.66</b>	<b>3.07</b>	<b>3.66</b>	<b>4.48</b>	<b>5.10</b>	<b>5.62</b>
18	2.71	3.37	3.88	4.63	5.67	6.45	7.11
20	3.17	3.94	4.55	5.42	6.64	7.56	8.33
<b>24</b>	<b>4.41</b>	<b>5.48</b>	<b>6.32</b>	<b>7.54</b>	<b>9.23</b>	<b>10.51</b>	<b>11.58</b>

Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 19

Para presiones de vapor y cédulas de tubería que no se incluyen en la tabla XLVIII se puede usar la siguiente ecuación para calcular la carga de precalentamiento:

$$m = \frac{m_t C_t (T_2 - T_1)}{h_{fg} t} \quad (4-13)$$

donde:

$m$  : carga de condensado (kg/h)

$m_t$  : masa total de la tubería (kg)

$T_1$  : temperatura de la tubería antes del precalentamiento

$T_2$  : temperatura de la tubería después del precalentamiento

$C_t$  : calor específico de la tubería de acero, usualmente 0.477 kJ/kg °C

**Instalación:** los dos métodos de precalentamiento usan piernas colectoras y trampas en ubicaciones a niveles bajos o puntos de drenado natural, tales como:

- Antes de elevadores
- Al final de tuberías
- Antes de juntas de expansión o curvaturas
- Antes de válvulas o reguladores

Se deben de instalar piernas colectoras y trampas aún cuando no se tengan puntos de drenado natural. Estos elementos se deben de instalar normalmente a intervalos de 90 m, pero nunca a más de 150 m.

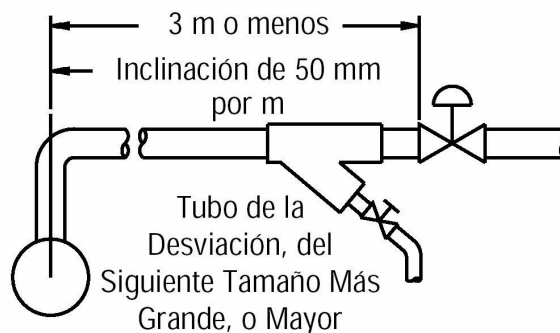
#### 4.4.9.3 Ramales de tubería

Son las tuberías que salen de las tuberías principales de vapor y lo llevan hacia el equipo que lo utiliza. El sistema completo debe de ser diseñado y conectado de forma que se evite la acumulación de condensado en cualquier punto del sistema.

**Selección de trampas y factor de seguridad para ramales de tubería:** la ecuación para el cálculo de la carga de condensado es la misma que la usada para tuberías principales de vapor (ecuación 4-13). Para ramales de tuberías de vapor también se recomienda un factor de seguridad de 3.

**Instalación:** el arreglo del sistema de tuberías, desde la principal al elemento de control, recomendado para cuando se tienen desviaciones de menos de 3 m es mostrado en la figura 167. En este caso no se necesita de una trampa antes de la válvula reguladora de presión siempre y cuando la inclinación del ramal desde el cabezal de alimentación sea de 50 mm por metro de tubería.

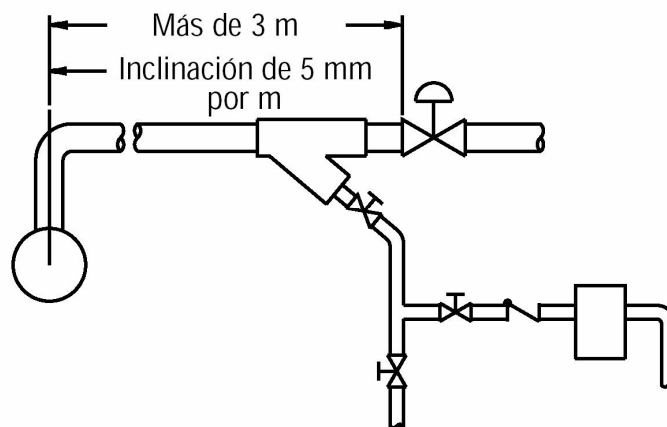
**Figura 167. Tubería para desviación de menos de 3 m**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 21

En la figura 168 se presenta la instalación recomendada para desviaciones de más de 3 m. En estos casos será necesaria la instalación de una pierna colectora y un atrampa antes de la válvula de control de flujo. Un filtro antes de la válvula puede servir como pierna colectora si la línea de escape pasa por una trampa de balde invertido. Esto minimizará el problema de limpiar el filtro. La trampa deberá de especificarse conjuntamente con una válvula de cheque interna, o se debe de instalar una válvula de cheque de compuerta antes de la trampa. La pendiente recomendada debe de ser de 5 mm por metro de tubería.

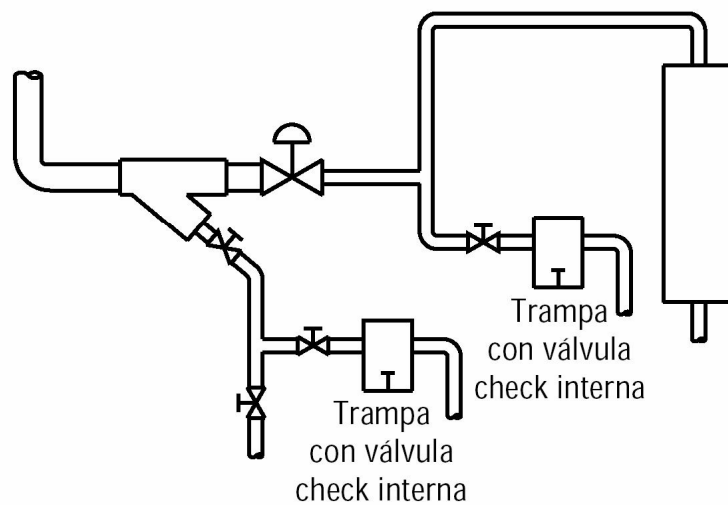
**Figura 168. Tubería para desviaciones de más de 3 m**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 21

Para sistemas de tuberías donde la válvula de control debe de estar a un nivel menor que la tubería principal véase la figura 169. Independientemente de la longitud de la desviación, una pierna colectora y una trampa se necesitan antes de la válvula de control ubicada más abajo que la tubería principal de vapor. Si el serpentín está más arriba que la válvula de control, una trampa también se debe de instalar a la salida de la válvula de control.

**Figura 169. Ramal de tubería donde la válvula de control está a un nivel inferior con respecto a la tubería principal**



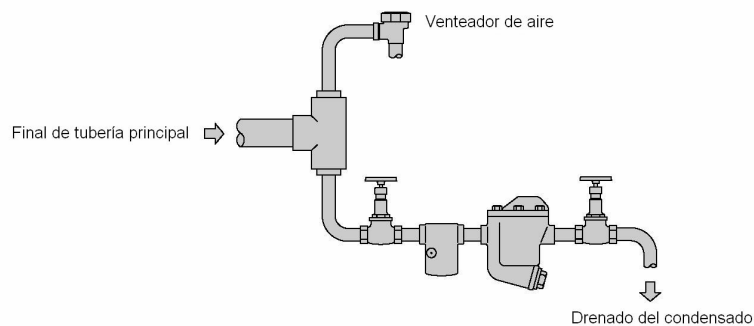
Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 21

#### 4.4.9.4 Extremos de tubería

Los extremos de tuberías son más susceptibles al golpe de ariete que el resto de la tubería. El aire tiende a acumularse en estos puntos durante el período de arranque ya que el vapor lo empujará y lo llevará hasta el final de la tubería. Por este motivo debe de instalarse tanto un venteador de aire como una trampa de vapor.

La forma adecuada de hacer lo anterior es por medio de una conexión tipo “T”. Esto ayudará a disipar cualquier fuerza mecánica causada por el golpe de ariete, a la vez que protege a la trampa y al venteador. La figura 170 muestra el arreglo anteriormente descrito.

**Figura 170. Drenado de un final de tubería**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps- steam mains; tanks and vats; pressure reducing valves.* Página 4

La mejor trampa para esta aplicación es la termodinámica debido a su diseño robusto, pero una buena alternativa también lo es la de cubeta invertida.

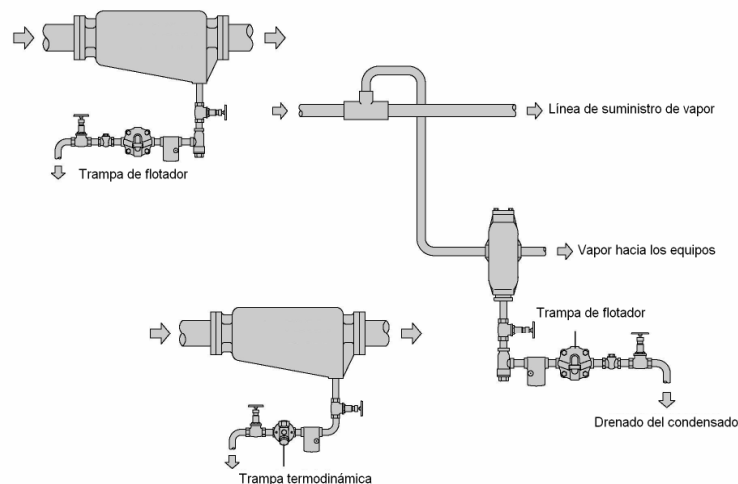
Cualquiera que sea la elección debe de ser acompañada por un venteador de aire instalado en paralelo como muestra la figura 170 y por las razones ya explicadas.

#### 4.4.9.5 Accesorios

##### 4.4.9.5.1 Separadores

Los separadores están diseñados para remover las pequeñas gotas de agua que viajan en suspensión con el vapor que se forman en un sistema de distribución. Los separadores son usualmente instalados antes del equipo donde es particularmente necesario que se tenga vapor seco. También son típicos en tuberías de vapor secundario, debido a que por su misma naturaleza tienen un gran porcentaje de condensado que ha sido separado. La figura 171 presenta varias configuraciones de separadores de vapor.

**Figura 171. Configuraciones de separadores de vapor**



Fuente: *Spirax Sarco, Selecting steam traps- steam mains; tanks and vats; pressure reducing valves.* Página 3



**Selección de trampas y factor de seguridad para separadores:** factores importantes en la selección de trampas para separadores son la habilidad de descargar acumulación de condensado, proveer buena resistencia contra impacto hidráulico, y operar con cargas ligeras.

Úsese un factor de seguridad de 3 en todos los casos; aún cuando se recomienden, en base a la carga de condensado y a la presión de operación, diferentes tipos de trampas.

La siguiente ecuación se puede usar para calcular la capacidad requerida para la trampa:

$$m = f m_v F_c \quad (4-14)$$

donde:

$m$  : carga de condensado (kg/h)

$f$  : factor de seguridad

$m_v$  : flujo de vapor (kg/h)

$F_c$  : fracción de condensación esperada (típicamente del 10% al 20 %)

**Ejemplo 4-16:** ¿qué tamaño de trampa de vapor se requerirá para un separador de vapor cuyo flujo se estima en 500 kg/h?

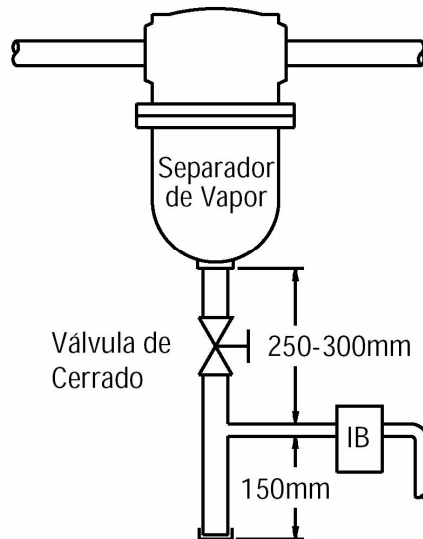
**Solución:** usando la ecuación 4-14:

$$m = (3) (500 \text{ kg/h}) (0.10) = 150 \text{ kg/h}$$

Cuando se emplean los separadores de vapor es esencial eliminar el condensado tan pronto como se forma, la primera opción para el drenaje resulta en una trampa de flotador y termostato. Alternativamente, la trampa de balde invertido puede utilizarse con un venteador de aire por separado. Una tercera alternativa, la trampa termodinámica, es ideal cuando la tubería se encuentra expuesta a condiciones externas, ya que no sufrirá ningún daño debido al congelamiento.

**Instalación:** las trampas deben de conectarse a la línea de drenaje del separador, a unos 250 a 300 mm debajo de éste. La tubería de drenado debe ser del mismo tamaño que el especificado en la conexión del separador, y va hasta la salida de la trampa como indica la figura 172. El tubo del drenaje y el colector de suciedad deben de ser del mismo tamaño que la conexión de drenaje. Una pierna colectora y un colector de suciedad, del mismo tamaño que la tubería, son necesarios para asegurar un flujo positivo y rápido del condensado a la trampa.

**Figura 172. Drenado de un separador de vapor**

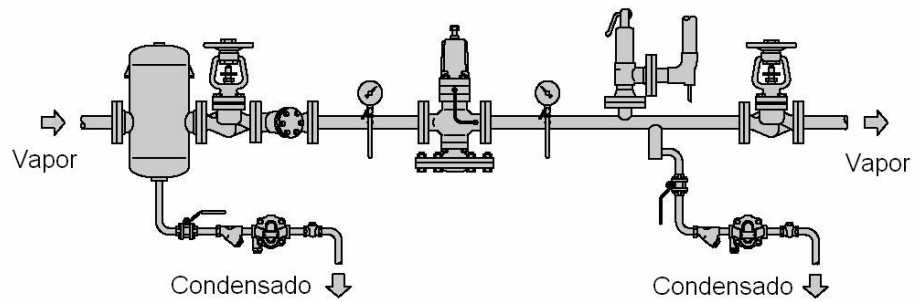


Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 21

#### **4.4.9.5.2 Estación reductora de presión**

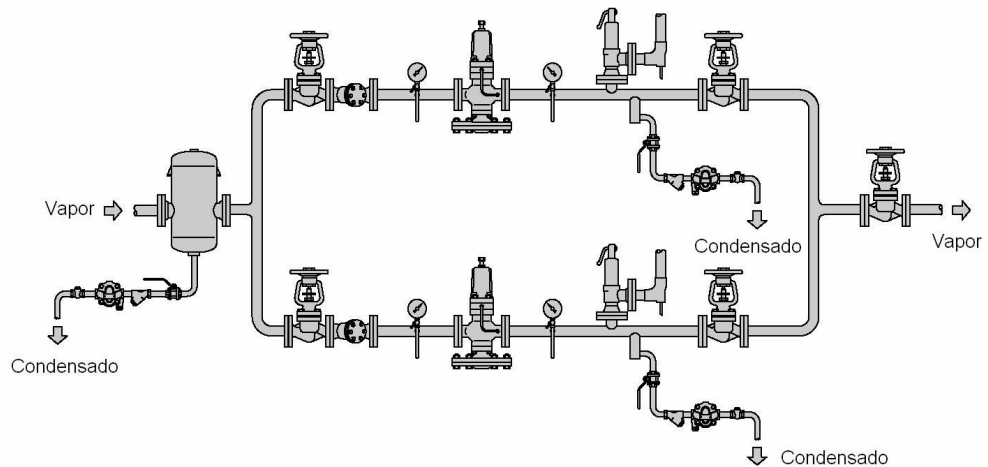
En las válvulas reductoras de presión donde exista la posibilidad de una interrupción en el flujo del vapor bajo operación normal, deberá de hacerse un drenado del condensado formado. Esto mantendrá a la línea libre de condensado y protegerá a la válvula reductora de presión de daños ocasionados por el golpe de ariete. Las trampas de flotador descargan el condensado continuamente y no alteran la presión en la línea durante su descarga, motivo por el cual es la alternativa a emplear en el drenado. Las figuras 171, 172 y 173 presentan distintas configuraciones para estaciones reductoras de presión y el drenado de las mismas.

**Figura 173. Estación reductora de presión estándar**



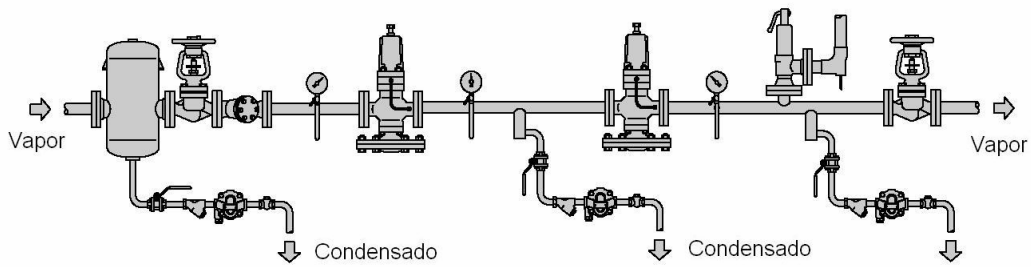
Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps- steam mains; tanks and vats; pressure reducing valves*. Página 7

**Figura 174. Estación reductora de presión en paralelo**



Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps- steam mains; tanks and vats; pressure reducing valves*. Página 7

**Figura 175. Estación reductora de presión en serie**



Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps- steam mains; tanks and vats; pressure reducing valves*. Página 7

La Tabla XLVIX resume las alternativas que se pueden usar cuando se trampean sistemas de distribución de vapor.

**Tabla XLVIX. Sistemas de distribución de vapor**

Aplicación	FT	FT-C	TD	BPT	SM	LE	IB
Cabezales de vapor	A		B (6)				B
Tubería principal	B		A				B
Ramales de tubería	B		A				B
Extremos de tubería	B		A (1)				B (1)
Separadores de vapor	A		B				B
Estaciones reductoras de presión	A			B (5)			

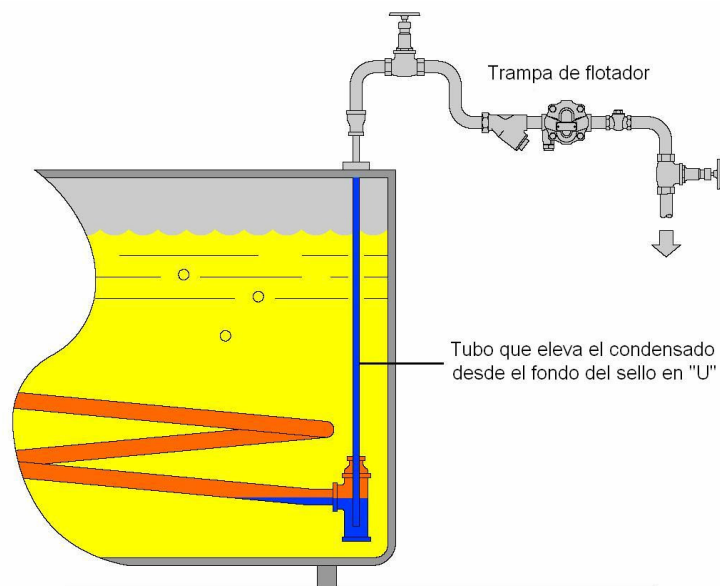
Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps- steam mains; tanks and vats; pressure reducing valves*. Página 2

## 4.4.10 Tinas para calentamiento de líquidos de proceso

### 4.4.10.1 Descargan de condensado por arriba

Un serpentín sumergido en una tina que contiene un líquido de proceso debe de poseer una pendiente en la dirección del flujo del vapor, y finalizar en sello en forma de "U" si la salida es hacia arriba. El tubo que eleva el condensado debe de ser de un diámetro pequeño, el cual deberá de instalarse en la parte baja del sello y cerrado en su parte alta por medio de una junta adecuada. Esto evitará el bloqueo por vapor. La figura 176 presenta el arreglo descrito.

**Figura 176. Tina de proceso con tubo de descarga que eleva el condensado**



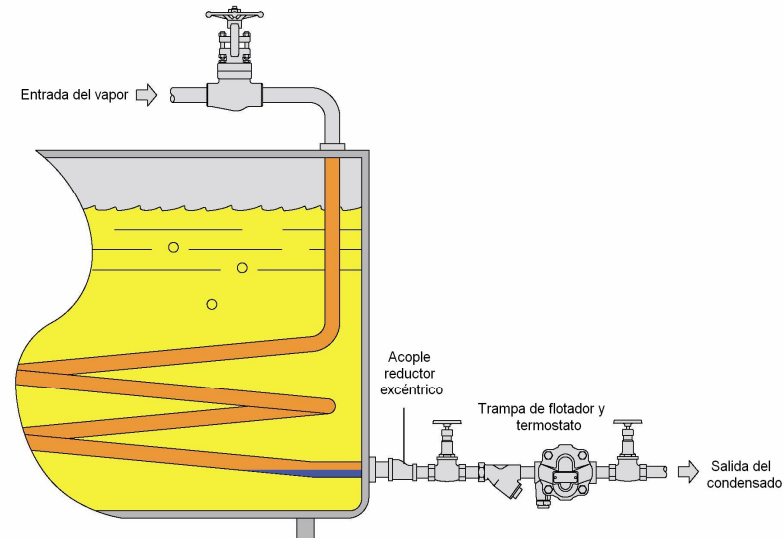
Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps- steam mains; tanks and vats; pressure reducing valves*. Página 5

La trampa a seleccionar puede ser una flotador y termostato, termodinámica o de presión balanceada. La trampa termodinámica resulta apropiada cuando existe alguna fuga en el serpentín y se está calentado algún líquidos corrosivo, ya que es menos afectada por la corrosión en comparación con los otros tipos. Ya que en este tipo de procesos existe la posibilidad de una contaminación en el condensado, éste deberá de ser retirado del sistema y nunca regresado a la caldera. Un rompedor de vacío deberá de ser colocado en la entrada del vapor, para evitar el regreso de líquido corrosivo a través del sistema de suministro.

#### **4.4.10.2 Descargan de condensado por abajo**

Si el serpentín posee su salida por la parte baja de la tina, la figura 177 presenta el arreglo adecuado para el drenaje del condensado usando una trampa de flotador y termostato. Las trampas termodinámicas y las de presión balanceada también pueden usarse. Es importante usar un reductor excéntrico en la parte horizontal final del serpentín para evitar la inundación por condensado del fondo de éste, reduciéndose la tasa de transferencia de calor e incrementando el riesgo del golpe de ariete. El sistema operará de mejor manera si se permite al condensado de la trampa llegar una línea de retorno que no se encuentre inundada o a un recipiente venteador para su posterior bombeo.

**Figura 177. Tina de proceso drenada en su parte baja**



Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps- steam mains; tanks and vats; pressure reducing valves*. Página 6

La tabla L resume las alternativas que pueden ser usadas al trampear tinas de procesos. También se incluyen los tipos de trampas a usar cuando se usan serpentines pequeños para el calentamiento de tanques.

**Tabla L. Tinas y tanques**

Aplicación	FT	FT-C	TD	BPT	SM	LE	IB
Tinas que descargan por arriba	A	B	B	B (5)			B
Tinas que descargan por abajo	A		B (6)	B (5)			
Serpentines pequeños de calentamiento rápido	A			B (5)			
Serpentines pequeños de calentamiento lento					B	A	

Fuente: Spirax Sarco, *Selecting steam traps- steam mains; tanks and vats; pressure reducing valves*. Página 5



#### 4.4.11 Tanques de revaporizado

Cuando se tiene condensado caliente o agua de la caldera que se encuentra a una presión dada y se vacía a una presión menor, una parte del líquido se evapora, formando lo que se llama revaporizado o vapor *flash*. El contenido de calor del vapor *flash* es idéntico al del vapor vivo, a la misma presión. Muchas veces este calor del vapor *flash* es desperdiciado si se deja escapar a través del venteador del equipo receptor. Si se diseña e instala un sistema adecuado de recuperación de éste vapor, el calor latente contenido en el mismo se puede recuperar y utilizar en sistemas de calefacción, o de calentamiento y precalentamiento de agua, aceite y otros líquidos, o también en el calentamiento de líquidos en procesos a baja presión.

Si se tiene vapor de escape, se puede combinar con el vapor *flash*. En otras situaciones, al vapor *flash* se le tiene que añadir vapor vivo a baja presión para completar lo requerido. La cantidad de vapor *flash* generada realmente varía de acuerdo a las condiciones de presión. Al haber mayor diferencia de presiones entre la presión inicial del condensado y su presión de descarga, se tiene mayor generación de vapor *flash*. Para calcular la cantidad exacta, como una fracción decimal, de vapor *flash* que se forma bajo ciertas condiciones, se debe de usar la ecuación (1-5).

**Selección de la trampa:** la carga de condensado se puede calcular usando la siguiente ecuación:

$$m_f = m_c (1 - V_i) \quad (4-15)$$

donde:

$m_f$  : carga de condensado que la trampa del tanque debe descargar (kg/h)

$m_c$  : flujo de condensado que ingresa al tanque de flasheo (kg/h)

$V_i$  : fracción de vapor instantáneo producido al descargar el condensado al tanque de flasheo

**Ejemplo 4-17:** calcular la carga de condensado que un tanque de flasheo debe de descargar si este se mantiene a una presión de 0.7 bar g y recibe 2300 kg/h de condensado provenientes de un proceso de calentamiento a 7 bar g.

**Solución:** primero se debe de calcular la fracción de vapor instantáneo formado al pasar el condensado de 7 bar g a 0.7 bar g. Esto se hace por medio de la ecuación (1-5) en donde, a partir de las tablas de vapor saturado se sabe lo siguiente:

$$h_{f@7\text{bar}g} = 697.22\text{kJ} / \text{kg}$$

$$h_{f@0.7\text{bar}g} = 483.81\text{kJ} / \text{kg}$$

$$h_{fg@0.7\text{bar}g} = 2215.66\text{kJ} / \text{kg}$$

usando estos valores en la ecuación (1-5) se obtiene una fracción de vapor instantáneo de 0.09632. Finalmente, con la ecuación (4-15) se tiene:

$$m_f = (2300 \text{ kg/h}) (1 - 0.09632) = 2078.46 \text{ kJ/kg}$$

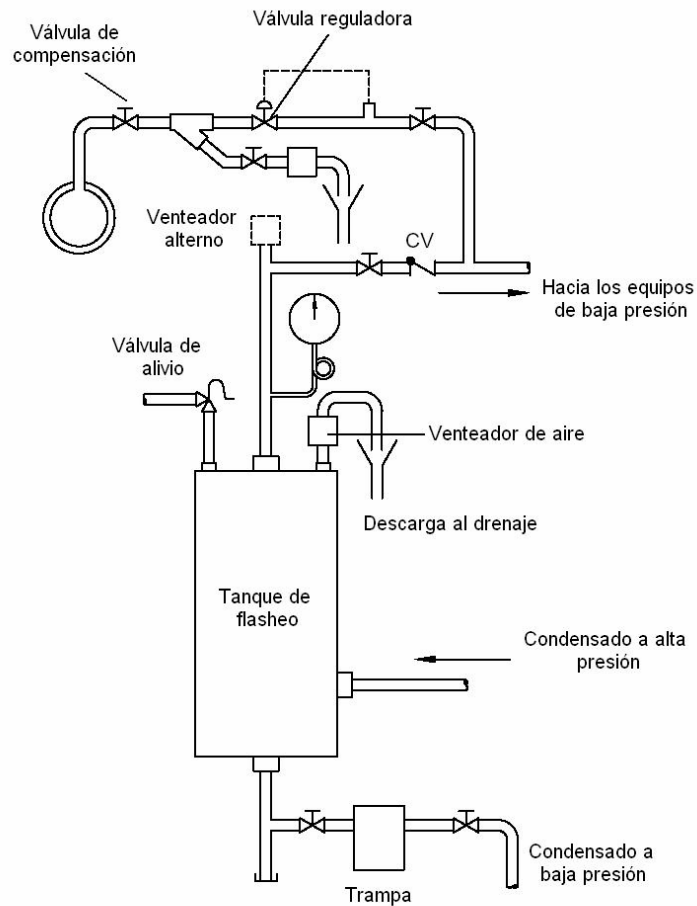
Debido a la importante necesidad de conservar energía y de operar con contrapresión, el tipo de trampa más adecuado para situaciones donde se tiene un sistema para vapor *flash*, es la de balde Invertido con un venteador de aire de alta capacidad. Además, estas trampas funcionan intermitentemente al mismo tiempo que ventean aire y  $CO_2$  a la temperatura del vapor.

En algunos casos, las trampas del tipo de flotador y termostato son una alternativa válida. Una ventaja de estas trampas es su capacidad para lidiar con grandes cargas de aire al arranque del equipo.

**Factor de seguridad:** debido al incremento en las cantidades de condensado al arranque del equipo, a las variaciones de las cargas de condensado durante operación normal, así como a las bajas presiones diferenciales, se recomienda un factor de seguridad de 3 para el trampeo de los tanques de flasheo.

**Instalación:** las tuberías de retorno de condensado contienen tanto condensado como vapor *flash*. Para recuperar el vapor flash, el cabezal de retorno llega a un tanque de flasheo donde se drena el condensado, y el vapor es mandado hacia los puntos en donde puede ser utilizado, como lo indica la figura 178. En esta figura se muestran los accesorios y conexiones recomendados. La válvula cheque en la tubería de entrada evita la fuga del vapor *flash* cuando la tubería no está siendo usada. El *bypass* (líneas punteadas) se usa cuando el vapor *flash* no se puede utilizar. La válvula de alivio ayuda a prevenir un aumento en la presión y una posible interferencia con la operación de las trampas de vapor en el lado de alta presión. La válvula reguladora reduce la alta presión del vapor a la misma presión del vapor *flash*, de manera que pueden combinarse y usarse para calentamiento o en el proceso.

**Figura 178. Tanque de vapor *flash* con complemento de vapor vivo**



Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 38

Debido a que un tanque de flasheo produce contrapresión en las trampas de vapor que descargan en éste, estas deben de seleccionarse de tal manera que se garantice un correcto funcionamiento en la presencia de contrapresión, además de ser capaces de lidiar con las cargas de condensado producidas a las diferentes presiones diferenciales.

Las tuberías de condensado deben de tener cierta inclinación para que descarguen en el tanque. Cuando se tengan varias tuberías de condensado alimentándolo, se debe de instalar una válvula cheque en cada una de ellas. De esta forma, cuando alguna de las líneas no esté en operación se evitará que exista contra flujo que resulte en el desperdicio del vapor *flash*. Si la trampa está operando a baja presión se debe de instalar un drenaje por gravedad hacia el colector de condensados.

En general la ubicación el tanque de flasheo se debe de designar en base a los requerimientos de que se tenga la máxima formación posible de vapor *flash*, y la mínima longitud de tuberías.

Las tuberías del condensado, el tanque de flasheo, y las tuberías que distribuyen el vapor a baja presión deben de ser aisladas térmicamente para prevenir la pérdida de vapor *flash* debido a radiación. No se recomienda el uso de una tobera rociadora en el tubo de alimentación al tanque debido a que se puede tapar, deteniendo el flujo de condensado y produciendo contrapresión en las trampas.

Equipo de baja presión que utiliza vapor *flash* debe de ser trampeado unitariamente, y debe de descargar a una tubería de retorno a baja presión. Se necesita ventear un gran volumen de aire en los tanques de flasheo, por lo cual se recomienda el uso de un venteador termostático que remueva el aire y así evitar que circule hacia el sistema de baja presión.

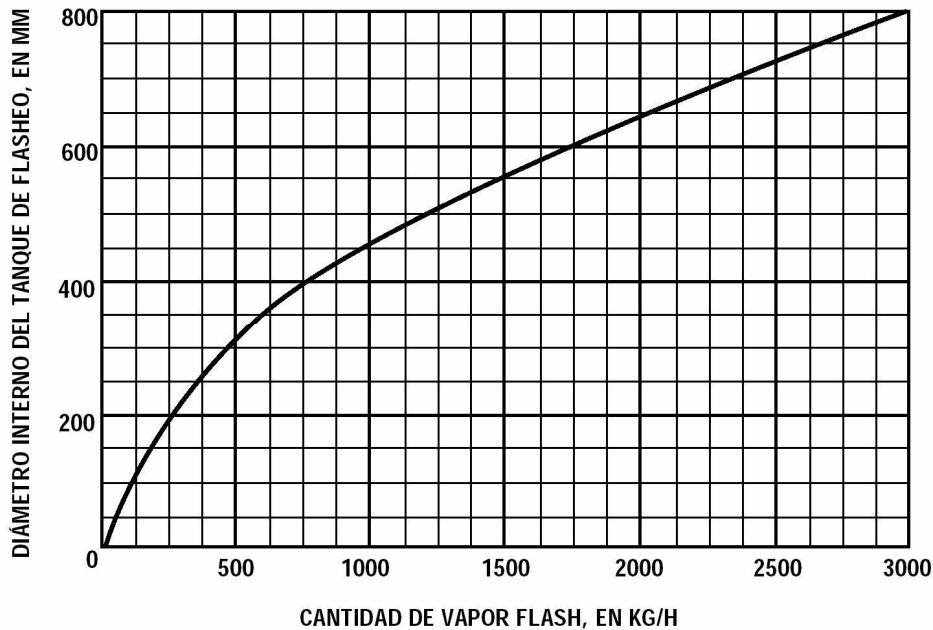
**Dimensiones de los tanques de flasheo:** usualmente un tanque de flasheo puede ser fabricado con un tubo largo de diámetro grande, al que se le ponen tapas en sus extremos, ya sea con soldadura o pernos. El tanque se instala en posición vertical. La salida del vapor estará de en la parte superior, y la descarga del condensado en la inferior. La entrada del condensado debe de estar de 150 mm a 200 mm más arriba que la descarga de condensado.

La dimensión importante es el diámetro interior. Esta dimensión debe de ser suficientemente grande de manera que la velocidad del vapor *flash* hacia la salida en la parte superior no sea muy elevada, y así se minimiza la cantidad de líquido que se acarrea con el vapor. Si se puede mantener una velocidad baja entonces la altura del tanque no es importante, pero algo práctico es especificar una altura para el tanque de 0.7 m a 1.0 m.

Se ha comprobado que a una velocidad del vapor dentro del tanque de 3 m/s se tiene bastante buena separación del vapor y el agua. Con base en esta velocidad se han calculado los diámetros internos apropiados para diferentes cantidades de vapor *flash*; los resultados se presentan en la gráfica 186. Esta gráfica define los mínimos diámetros interiores recomendados. De cualquier forma, siempre que sea conveniente se debe de usar un tanque más grande que el mínimo recomendado.

Para utilizar esta gráfica se procede de la siguiente manera: calcúlese la cantidad esperada de vapor *flash* en kg/h, y úsese para entrar a la gráfica en la escala horizontal; sígase hacia arriba hasta cruzar la curva; sígase hacia la izquierda hasta la escala vertical donde se puede leer el valor del diámetro (en mm).

**Figura 179. Valores de diámetros internos para tanques de flasheo para una cantidad dada de vapor *flash***

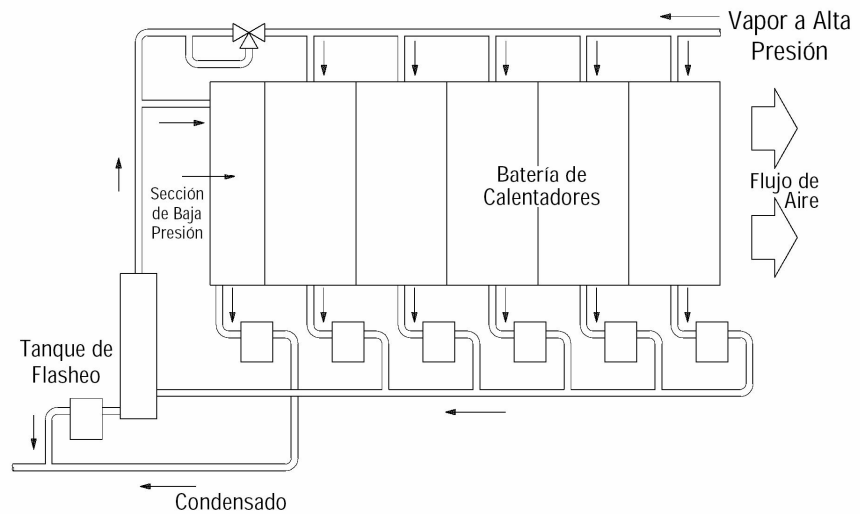


Fuente: *Armstrong. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.* Página 39

La figura 179 no toma en cuenta la presión dentro del tanque, sólo el peso de los fluidos. Aún cuando el volumen de vapor y su velocidad hacia arriba son menores cuando se tiene más presión, debido a que el vapor es más denso, también se tiene una mayor tendencia de cebado. Así que se recomienda, a pesar de todo, se use la gráfica 179 para determinar el diámetro interior.

La figura 180 presenta una batería de calentadores de aire que utiliza una combinación de vapor *flash* y vapor vivo. El primero es tomado del tanque de flasheo y se combina con el segundo al cual se le ha reducido su presión, mediante una válvula reguladora, hasta la presión del vapor *flash*.

**Figura 180. Recuperación de vapor *flash* en batería de calentadores de aire**



Fuente: *Armstrong*. Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados. Página 39





## **5. MANTENIMIENTO Y PRUEBA DE TRAMPAS DE VAPOR**

Ignorar el mantenimiento de las trampas de vapor de una instalación dará como resultado un aumento en los costos de operación del proceso, así como paradas de los equipos no programadas, finalmente repercutiendo en la producción. Es por esto que se debe de prestar especial atención al conjunto de trampas con que cuenta una instalación en particular. El estado de funcionamiento de una trampa de vapor puede caer en alguna de las siguientes clasificaciones:

- Buen funcionamiento.
- Presencia de goteo continuo a través de las uniones.
- Obstruida por vapor.

El mayor problema siempre ha sido la identificación correcta de las trampas defectuosas. Un diagnóstico equivocado puede conllevar a reemplazar trampas en buen estado o las que están en malas condiciones a permanecer en la línea. Por lo tanto, un diagnóstico preciso será de importancia para posteriormente realizar cualquier programa o tarea de mantenimiento.

En este capítulo se presentan los problemas más frecuentemente asociados con el funcionamiento defectuoso de trampas de vapor, las formas de corregirlos y las maneras ordinariamente utilizadas para la detección de trampas en mal estado, conocido como prueba de trampas.

Es necesario entender que para un correcto mantenimiento de trampas debe de ser acompañado con una correcta prueba de trampas, a partir de alguno de los métodos que mas adelante se recomienda en éste capítulo.

## **5.1 Generalidades**

Una trampa de vapor es solamente una fracción del sistema de recuperación de condensado y un análisis de su rendimiento debe de basarse en la consideración del sistema completo y no solamente en una unidad aislada. La selección de la trampa adecuada debe de fundamentarse en los siguientes puntos:

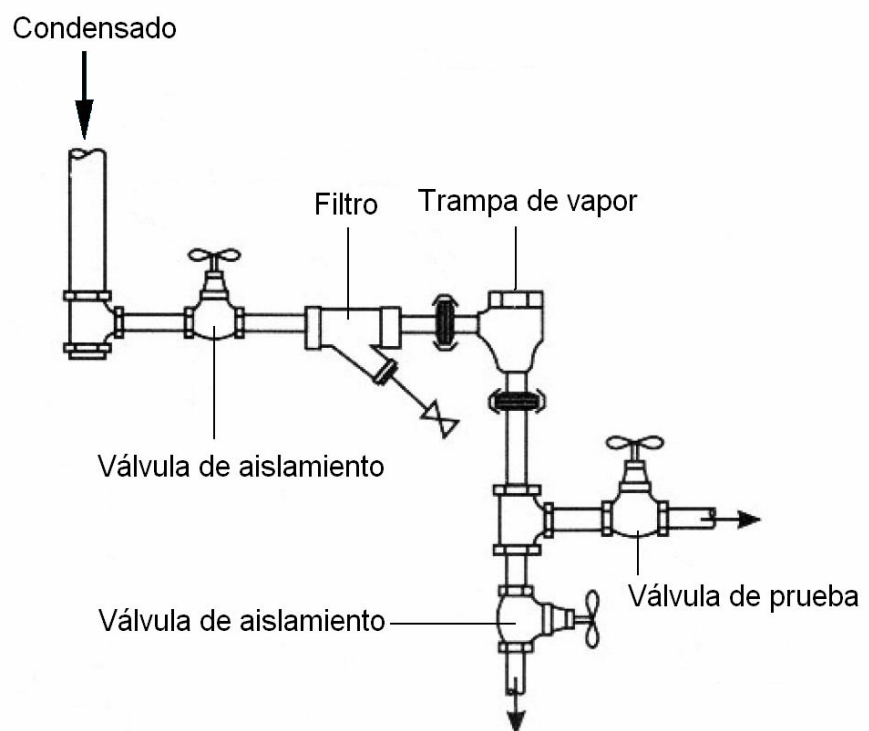
- Estudio cuidadoso del carácter del servicio.
- Presión de trabajo.
- Tamaño conveniente.
- Localización.

Para obtener un rendimiento máximo, la instalación de la trampa debe de ser completa con todas sus válvulas y armaduras necesarias incluyendo:

- Uniones.
- Conexiones de prueba.
- Colador o colector de partículas (filtro).

Todo esto tiene importancia desde el punto de vista del funcionamiento y del mantenimiento. La figura 181 muestra una trampa de vapor que incluye válvulas de aislamiento y de prueba.

**Figura 181. Instalación recomendada para una trampa de vapor incluyendo válvulas de aislamiento y de prueba**



Fuente: Yarway, *How to install and service series 151SN steam trap*. Página 1

En una instalación nueva es necesario soplar perfectamente con aire a presión las líneas de alimentación y de descarga para evitar que las partículas que se hayan acumulado durante la instalación de tramos de tubería y accesorios afecten el desempeño de los equipos en el momento que se ponga a funcionar el equipo.

En donde sea posible, las trampas deben de colocarse cerca del los quipos con el que han de trabajar y ser accesibles para que se les pueda dar un servicio adecuado de mantenimiento. De ser posible, la trampa debe de colocarse debajo del punto de escurrimiento, de otra manera, será necesaria la colocación de una válvula de retención o un sello de agua delante de la misma para evitar posibles anegamientos por condensado que regresa a los tubos de los intercambiadores. Las válvulas derivadotas (*by-pass*), de no mantenerse bien cerradas, pueden ser motivo de molestias en la trampa, tanto por desperdicio de vapor como por pérdida de carga.

El funcionamiento de las trampas debe de probarse de acuerdo con un programa a intervalos regulares y usando uno de los métodos descritos en la sección 5.4. Conforme al tipo de servicio y su importancia, las trampas deben de probarse como sigue:

- **Alta presión:** por lo menos una vez cada semana; en algunos casos con mayor frecuencia.
- **Mediana presión:** prueba mensual, como período base.

- **Baja presión:** bastará con una revisión semestral, excepto en los casos en los que las unidades a las que sirven las trampas requieren una revisión más frecuente (equipo de mayor antigüedad o crítico en su servicio).

Una regla de verificación según la presión de las trampas es la siguiente:

- De 0 a 2.1 bar g: inspección anual.
- De 2.1 a 6.1 bar g: inspección semestral.
- De 6.9 a 17.2 bar g: inspección trimestral o mensual.
- Presiones mayores a 17.2 bar g: inspección mensual o semanal.

Una prueba rápida de funcionamiento de una trampa incluye los siguientes aspectos:

1. Hacer funcionar la válvula de prueba con la válvula de descarga de la trampa cerrada. Si la descarga de la trampa es intermitente, el funcionamiento de la misma es satisfactorio. Un flujo continuo de vapor, o la falta del mismo, es indicativo de que la trampa está funcionando mal.
2. La temperatura de la descarga puede ser “medida”, para compararla con la temperatura de la entrada, por medio de la **prueba de guantes**, o mediante pirómetro. Con un guante de lona en cada mano como protección puede hacerse una apreciación rápida para darse cuenta de la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida.

La medición más precisa con pirómetro, requiere puntos limpiados a lima en la tubería de entrada y de salida, cerca de la trampa, para colocar los contactos del aparato.

3. Si se tiene experiencia con el manejo de un multiscópio o varilla plana de acero, como dispositivos para comprobar el funcionamiento de una trampa, estos elementos son efectivos para el objeto. Las descargas intermitentes de la trampa se reconocen con facilidad. **El golpeteo excesivo** en la trampa es señal de pérdida de carga.

Las trampas deben de **destaparse por lo menos una vez al año**. Esto permite una cuidadosa revisión de sus partes y una concienzuda limpieza en un solvente. Es necesario comprobar el estado de hermeticidad de la **válvula y del asiento**; si uno de ellos se ha desgastado es necesario cambiar los dos, ya que estas piezas vienen ajustadas una a la otra. Este mismo procedimiento tiene que emplearse al cambiar todos aquellos elementos que vengan unidos entre si o con ajuste de presión.

Cada vez que una **trampa falle en su descarga** y la causa no es determinada con facilidad, la descarga de ésta **debe de ser cuidadosamente observada**. Es de gran utilidad **incorporar a la trampa mirillas de vidrio** que sirven **para determinar la correcta descarga de la misma**. De ser así, la prueba será sencilla, de otra manera será necesario desconectar el sistema de tubería de descarga. Para mayor información remitirse a la sección 5.3.4 de éste capítulo.

### **5.1.1 Mantenimiento rutinario**

Este tipo de mantenimiento dependerá del tipo de trampa y de su aplicación. Por ejemplo, la trampa de presión balanceada, posee un elemento diseñado para su fácil reemplazo. El cambio de este elemento a regulares intervalos de tiempo, cada tres años, puede parecer un desperdicio en partes y tiempo. Sin embargo, esta práctica reduce la necesidad de revisar la trampa y asegura que el sistema se encuentre libre de fallas.

Es muy común la aplicación del mantenimiento rutinario que involucra la limpieza y la re-utilización de partes internas, pero comúnmente dejará una trampa de vapor cuyo desempeño no será satisfactorio. Una trampa que haya sido reparada haciendo uso de piezas de otras que han dejado de funcionar necesitará ser revisada con mayor frecuencia y estará expuesta a fallas más frecuentes.

### **5.1.2 Reemplazo de partes internas**

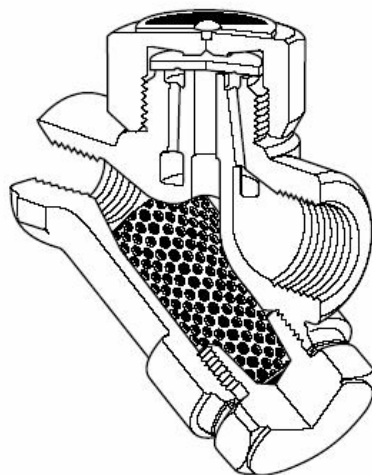
Es una buena práctica el reemplazo de las partes internas de una trampa de vapor. El cuerpo de la trampa generalmente tendrá una larga duración y únicamente las partes internas serán las que estén expuestas a desgaste, dependiendo de las condiciones de operación del sistema. Existen ventajas obvias para reemplazar las partes internas a intervalos de regulares de tiempo. Esto dependerá de la facilidad con la que las nuevas partes puedan ser adquiridas e instaladas, así como en la confiabilidad y disponibilidad de la trampa restaurada para seguir prestando su servicio.



Los elementos de las trampas termostáticas generalmente se pueden cambiar al remover un tornillo que ajusta conjuntamente con el asiento de la válvula. El reemplazo resulta fácil y la trampa reparada tendrá una operación confiable, asumiendo que las instrucciones de mantenimiento se han seguido como el fabricante lo especifica.

Si el asiento o el disco de una trampa termodinámica resultan con daños, el disco puede ser fácilmente reemplazado, como lo muestra la figura 182. Daños en las superficies del asiento pueden ser rectificadas haciendo uso de una pulidora suave. El reemplazo de los asientos de algunas trampas termodinámicas de alta presión resulta más complicado. Se tendrá que separar las dos juntas empaquetadas que separan el vapor del condensado. El punto más débil es la junta entre el cuerpo de la trampa y el asiento, particularmente si han sido expuestas a la presencia de vapor en la descarga.

**Figura 182. Visión seccionada de una trampa termodinámica**

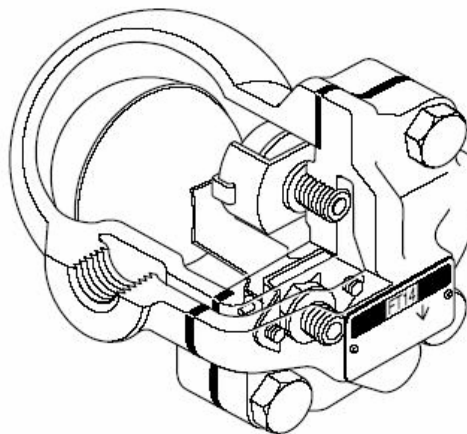


Fuente: *Spirax Sarco, Testing and maintenance of steam traps.* Página 5

Siempre debe de hacerse referencia a las instrucciones de mantenimiento proporcionadas por el fabricante antes de realizar cualquier tarea de reparación el las trampas de vapor. Un fabricante de buena reputación siempre estará en la disponibilidad de proporcionar información apropiada sobre sus productos, advertencias sobre el uso del mismo y disponibilidad de partes separadas para reemplazo.

Para una facilidad de los trabajos de mantenimiento se debe de tener en cuenta las características con las que la trampa fue instalada originalmente. La trampa de flotador y termostática mostrada en la figura 183 ha sido diseñada de tal manera que la cubierta que contiene las partes internas pueda ser desmontada y llevada al taller de reparación, dejando el cuerpo principal conectado a la línea.

**Figura 183. Partes internas de una trampa de flotador y termostática**



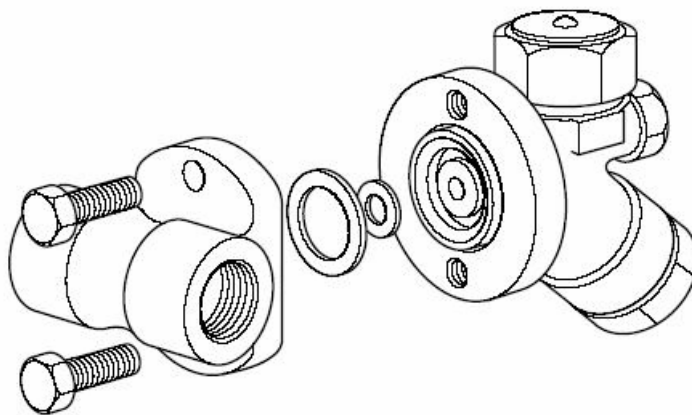
Fuente: Spirax Sarco, *Testing and maintenance of steam traps*. Página 6

### 5.1.3 Reemplazo de trampas

En ocasiones, será más fácil y barato el reemplazo de una trampa que su reparación. En estos casos es esencial que la trampa en si misma pueda ser cambiada con facilidad. Las conexiones con bridas proporcionan una solución, sin embargo una trampa con este tipo de conexiones resulta más cara que su equivalente con uniones roscadas. El mantenimiento de las uniones de tipo brida resulta en costos adicionales.

Una conexión giratoria permite una fácil desconexión y reemplazo de una trampa de vapor. La trampa mostrada en la figura 184 está diseñada para un rápido reemplazo en sistemas de vapor. Esta incluye un conector que se queda unido a la línea durante los procedimientos de mantenimiento. La trampa puede ser fácilmente desmontada al quitar dos pernos.

**Figura 184. Conexión giratoria de una trampa para fácil reemplazo**



Fuente: Spirax Sarco, *Testing and maintenance of steam traps*. Página 6

## **5.2 Comprobación de desperfectos en trampas**

A continuación se presenta una lista que contiene las fallas más comunes en trampas de vapor así como la solución a estos problemas.

### **1. Si la trampa está fría en su exterior y no hay descarga, se deben de verificar los siguientes aspectos**

**Problema: presión del vapor muy alta**

**Causas:**

- Presión de especificación de diseño equivocada.
- La presión del vapor ha sido elevada sin alterar o ajustar la trampa. Consultar al fabricante de la trampa, quien suministrará partes de repuesto para mayor presión, o dar las instrucciones necesarias al personal de mantenimiento para ajustar la trampa.
- Cambio de presión de operación sin hacer modificaciones al sistema.
- Indicador de lectura de presión (manómetro) de la línea dañado.
- Orificio de descarga de la trampa agrandado debido al uso.

**Problema: el agua o vapor no llegan a la trampa**

**Causas:**

- Filtro, válvula o tubería delante de la trampa taponado; hacer limpieza de los elementos anteriormente mencionados.
- Orificio de descarga de la trampa agrandado debido al uso.
- Válvula dañada o rota en la línea de la trampa.
- Piezas internas de la trampa tapadas con suciedad o incrustaciones; desmontar la trampa y limpiarla con solvente apropiado. Instalar filtro delante de la trampa.
- Línea de conducción de vapor y/o accesorios obstruidos. Desmontar y limpiar.
- La línea de derivación en puente (*by-pass*) está abierta o tiene fugas; cerrar o reparar.

**Problema: mecanismo interno desgastado o defectuoso**

**Solución:**

- Piezas internas de la trampa dañadas o rotas; desmontar la trampa, reparar o reemplazar según requerimientos.

**Problema: alta presión de vacío en la línea de retorno**

**Solución:**

- Por incrementarse el diferencial de presión para el cual la trampa ha sido diseñada, para que opere eficientemente, se debe instalar dispositivos de cambio de presión a fin de disminuir el diferencial. Se recomienda la instalación de reguladores de vapor con más capacidad de regulación.

**Problema: cuerpo de la trampa lleno de suciedad**

**Solución:**

- Instalar filtros o remover el causante de la suciedad.

## **2. Si la trampa está caliente pero no hay descarga**

**Problema: el agua no llega a la trampa**

**Causas:**

- La trampa está instalada en un nivel superior a una válvula con fuga.
- Tubo de sifón dañado o roto en el cilindro de drenaje.
- Vacío en la cámara de vapor. Se recomienda instalar una válvula de cheque de ½ in de diámetro con anulador (rompedor)
- Vacío entre la válvula de admisión de vapor y la cavidad de vapor.

**3. Si hay pérdidas de vapor o la trampa libera vapor al ambiente, el problema se deberá a alguna de las siguientes causas**

**Causas:**

- La válvula falla al asentar.
- Partes de la válvula desgastadas.
- La trampa ha perdido carga; revisar si la presión del vapor ha disminuido súbitamente o si existen frecuentes caídas de presión.
- Suciedades o incrustaciones en la trampa; desmontar y limpiar.
- Trampa de cubeta invertida (de ser de este tipo) demasiado grande, pierde el sello; usar un orificio más pequeño o colocar una trampa más pequeña.

**4. Si la trampa falla en descarga en una forma continua, revisar lo siguiente**

**Problema: la trampa es muy pequeña**

**Soluciones:**

- Una trampa más grande o dos trampas adicionales deben de ser conectadas en paralelo.

- Posiblemente se instaló una trampa con capacidad de operación de mayor presión; se recomienda instalar la trampa adecuada o cambiar el sistema interno de la misma a la especificación adecuada.

#### **5. Si la trampa opera satisfactoriamente cuando se descarga a la atmósfera, pero no así cuando se conecta a la línea de retorno**

Es recomendable revisar lo siguiente, ya que la contrapresión reducirá la capacidad de la trampa.

- La línea de retorno puede ser muy pequeña, de ser así la trampa estará caliente.
- Otras trampas podrán tener fugas. La trampa deberá de estar caliente.
- Ventilación a la atmósfera en el tanque receptor construido. La trampa podrá estar fría o caliente.
- Obstrucción en la línea de retorno. Aquí también podrá estar fría o caliente.
- Alta presión de vacío en la línea de retorno. La trampa estará fría.

#### **6. La trampa no cierra**

- La trampa es muy pequeña para la carga; calcular la carga de condensado que debe de manejar (incluir factor de seguridad) y colocar una de tamaño adecuado.



- Mecanismo defectuoso mantiene abierta la trampa; repararlo.
- Carga de condensado más grande debido a:
  - Espuma o arrastre de agua por la caldera, fugas en serpentines de vapor, cocedores u otras unidades.
  - Carga mayor en los procesos de trabajo; localizar la causa del aumento del flujo de condensado, realizar la purga respectiva o colocar una trampa de mayor capacidad. Nota: en las trampas de descarga continua no ocurrirá este problema, sino que se sobrecargará la línea del condensado hacia la trampa y el agua retrocederá.

## **7. La capacidad de la trampa disminuye súbitamente**

- La presión de entrada del vapor a la trampa es demasiado baja; aumentar la presión del vapor, colocar una trampa de mayor tamaño, cambiar las partes sometidas a presión o el cuerpo.
- La contrapresión es demasiado alta; revisar la línea de retorno que pueda estar tapada, o localizar las trampas que arrojan vapor a la línea de retorno, la derivación en puente (*by-pass*) está abierta o el respiradero de retorno está tapado.
- Contrapresión muy baja.

## **8. El condensado no puede salir del sistema**

- El sistema tiene aire; colocar un respiradero adentro, o una trampa con mayor capacidad de eliminación de aire (venteo de aire), para liberar el mismo.
- Presión del vapor muy baja; elevar la presión al régimen adecuado.
- El condensado circula en cortocircuito (no hay trampa); instalar trampas en cada aparato que las necesite.

## **9. El vapor no produce suficiente calor**

- Elementos termoestáticos defectuosos en las trampas de los radiadores; desmontarlos, probarlos y reemplazar elementos dañados o deteriorados.
- La caldera arroja agua (arrastre de agua con el vapor); reducir el nivel de agua de la caldera. Si la caldera produce espuma, restringir el fuego (apagar) y llenar la caldera con agua nueva, mientras se le purga a intervalos de 15 segundos.
- Asiento de la válvula en la trampa rayado u ovalado; esmerilar el asiento o reemplazarlo el cuerpo de la trampa por uno nuevo.
- La bomba de vacío trabaja de continuo; buscar algún radiador roto, agrietamientos en la línea principal de retorno, armaduras de tuberías rotas (juntas y soportes) o alguna conexión floja; o el prensaestopa de la flecha de la bomba gotea.

- Excesivos golpes de ariete en el sistema; revisar el tamaño de la trampa de goteo. Las trampas de goteo subdimensionadas no pueden manejar todo el condensado durante el período de calentamiento, produciéndose el golpe de ariete. Colocar una trampa de mayor capacidad si las líneas de goteo están limpias y libres de incrustaciones. Dimensionar la trampa en función de la carga de calentamiento y no para la carga con la línea caliente.
- El sistema presenta una baja en su rendimiento; algunas plantas de calentamiento viejas trabaja defectuosamente, porque un número considerable de los elementos de las trampas de vapor están defectuosas. La manera más sencilla de remediar esta situación, es renovar todos los elementos termoestáticos de los radiadores, que es un procedimiento de bajo costo y a la vez seguro.

#### **10. Reflujo en la línea de retorno**

- Las trampas situadas por debajo de la línea principal no tienen su armadura (juntas y soportes) necesaria; instalar una válvula de retención de flujo o un sello de agua, o ambas cosas, dependiendo de las recomendaciones del fabricante de las trampas.
- Las trampas de alta presión descargan en un retorno de baja presión; la expansión puede producir alta contrapresión: cambiar la tubería para evitar este fenómeno al excederse la capacidad de la trampa.
- Falta una “pierna de enfriamiento” antes de la trampa termoestática que descarga a una línea principal; el condensado puede estar demasiado caliente para hacer que la trampa abra correctamente.

Deberá de colocarse una longitud de tubería o “pierna de enfriamiento” de 1.22 m a 1.83 m (4 a 6 ft) antes de la trampa termoestática en este tipo de instalaciones. Además, se deberá de intercalar un filtro en la “pierna de enfriamiento”, para evitar la entrada de partículas sólidas a la trampa. Ver figura 80.

Muchas de las dificultades que se experimentan con las trampas después de trabajos de conservación y de reparaciones, no se debe a la condición defectuosa de las mismas. Para disipar cualquier duda sobre el estado de una trampa, utilizar un **puesto de prueba para trampas reparadas**. Un puesto adecuado puede hacerse con una válvula de reducción de vapor y conexiones de la tubería de agua a una línea de aire comprimido, conduciendo todo a un tubo que alimente la trampa. Con este dispositivo, los operadores estarán en capacidad de probar cada una de las trampas en sus condiciones de trabajo, antes de instalarlas.

Para garantizar el funcionamiento correcto de las trampas de vapor es esencial prever un plan de mantenimiento. Esto significa la limpieza de los filtros y el reemplazo de las partes internas de los equipos que muestren señales de desgaste. La mayor parte de los elementos solo necesitan atención una vez al año si bien los filtros deben limpiarse con mayor frecuencia, especialmente en instalaciones nuevas o en las que se hayan efectuado reparaciones. Las averías en las trampas de vapor pueden ser las que se describen en la tabla LI.

**Tabla LI. Averías más comunes en trampas de vapor**

<b>Tipo de trampa</b>	<b>Problema</b>	<b>Posibles soluciones</b>
Termostática de presión balanceada	Pierde vapor	* Si el asiento está erosionado, cambiar partes internas, incluido el elemento termostático.
		* Si la válvula y el asiento están en buen estado, verificar el elemento termostático, frío no se puede comprimir. Cambiar elemento termostático.
* Si las ondulaciones están algo aplanadas, hubo daños por golpes de ariete. Cambiar elemento termostático.		
	No descarga condensado	* Probablemente el elemento se habrá extendido excesivamente, por una presión interior muy alta y no puede levantar la válvula de su asiento, o sobrecalentamiento y apertura de la trampa aún muy caliente y antes de que haya condensado el vapor contenido por el fuelle. Cambiar el elemento termostático.
Termostática de expansión líquida	Pierde vapor	* Verificar si hay suciedad o erosión en válvula y asiento, si existe se deberá de cambiar todos los elementos.
		* Si ha sido regulada para que cierre a presión alta, no lo hará a presiones bajas.
Termostática bimetálica	Pierde vapor	* Si hay suciedad depositada, el esfuerzo puede no ser suficiente para apretar la válvula contra su asiento, ya que la presión que puede ejercer el bimetálico es limitada.
De flotador	Pierde vapor	* Verificar que no haya suciedad que impida el cierre correcto en la válvula o el termostato.
		* Comprobar que no se ha desalineado la palanca que mueve la válvula.

**Continuación tabla LI**

De flotador	Pierde vapor	* Verificar que el flotador baja hasta su posición inferior sin rozar con el cuerpo de la trampa.
	No descarga condensado	* Verificar que la presión diferencial máxima de funcionamiento en operación, no sea mayor a la marcada en la placa.
		* Observar que el flotador no esté agujereado o deformado, para que pueda flotar.
		* Verificar si trabajan correctamente el eliminador de aire y el antibloqueo, cuando lo hay.
De balde invertido	Pierde vapor	* Comprobar que no haya perdido el sello de agua, ya sea por vapor muy sobrecalentado, fluctuaciones súbitas de presión o defectuosa instalación de la trampa que permite que el condensado salga por gravedad.
		* Instalar una válvula de retención antes de la trampa.
De balde invertido	No descarga condensado	* Comprobar que la presión diferencial máxima maraca en la placa sea superior a la de servicio.
		* Verificar que el orificio de eliminación de aire no está obstruido con lo que se producirá bloque de aire.
Termodinámica	Pierde vapor	* Verificar si se trata de suciedad, limpiar el filtro, disco y asiento.
		* Rectificar disco y asiento o cambiar ambos si es del tipo de asiento recambiable.
		* Si descarga con rapidez, la trampa está sobredimensionada, la tubería que va montada tiene diámetro insuficiente o la contrapresión es excesiva

Fuente: César Rodríguez Juárez, **Diseño e instalación de la red de distribución de vapor en el departamento de producción de laboratorios Vizcaíno**, Páginas 54 y55

### 5.3 Pruebas de funcionamiento en trampas

Antes de tratar el tema referente a los diferentes métodos que se utilizan para diagnosticar el funcionamiento de una trampa de vapor es necesario conocer los tres tipos de fallas que puede presentar una trampa de vapor.

- **Falla de posición cerrada:** notable por el pobre comportamiento del equipo debido a inundaciones con condensado. Esta clase de falla pasa desapercibida en las tuberías de vapor.
- **Falla en posición abierta:** ocasiona pérdidas de vapor vivo. Las trampas frecuentemente descargan a un sistema de retorno de condensado y el vapor vivo que sale por el tanque de almacenamiento puede indicar problemas, no obstante es difícil localizar la trampa defectuosa.
- **Operación deficiente:** es la falla más común, y también la más difícil de identificar y localizar; resultando en una pérdida continua de vapor. Puede ser causada por numerosas razones específicas a cada tipo de trampa y los ejemplos son excesivamente repetitivos, cierre incompleto de válvulas, cierre lento en presencia del vapor, etc.

A continuación se exponen los métodos más comunes para la comprobación del funcionamiento de las trampas de vapor. Se incluye el equipo necesario para realizar la prueba así como las ventajas y limitaciones de cada método en particular.

### 5.3.1 Temperatura

Este método se basa en el hecho de que el vapor a alta presión de un lado de la trampa tiene una temperatura mayor que el condensado a baja presión del otro lado. Aunque esto es cierto, la temperatura 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 debe medir la temperatura en la descarga. Sin embargo, muchos equipos de medición no tienen tiempo de respuesta inmediata y muchas trampas ciclan demasiado rápido para advertir una variación marcada de la temperatura.

La calidad de la superficie (buen contacto, buena emisividad) puede afectar la confiabilidad de las lecturas. La única prueba que se puede hacer con certeza al medir la temperatura en el lado de descarga es la comprobación de si la trampa ha fallado cerrada.

El método tradicional para verificar el funcionamiento de las trampas para vapor es la medición de temperaturas en la entrada y descarga. Existen métodos que utilizan desde crayones sensitivos a la temperatura hasta pirómetros infrarrojos, estos últimos sólo han sido útiles para valores limitados ya que únicamente funcionan cuando una trampa causa serias inundaciones, pudiendo tener relevancia sólo en el caso de trampas termostáticas. Sin embargo si la temperatura del condensado y el vapor formado por vaporización (*flash steam*), en el lado de la descarga es la misma que la del vapor vivo, la medición de temperatura no permite tener una guía para saber el comportamiento de la trampa.



**Equipos empleados para la prueba:** estos pueden ser desde un simple frasco con agua hasta pirómetros de radiación. A continuación se especifica cada uno de estos.

- **Frasco con agua:** es más que suficiente para determinar si la trampa está caliente o fría. Si se evaporan rápidamente las gotas de agua rociadas sobre la superficie de la trampa, es probable que ha fallado cerrada.
- **Un termómetro de contacto:** puede comprobarse lo mismo y, además, puede dar una indicación de la situación en la salida de la trampa; sin embargo, se necesita de un buen contacto con la tubería.
- **Pirómetro de radiación:** proporciona más precisión en la lectura de temperaturas, pero no se obtiene mayor información.
- **Pirómetro óptico o termógrafo:** ofrece la posibilidad de “ver” las diferentes temperaturas y posiblemente se puede identificar ciclajes y aún fugas al final del ciclo abierto de una trampa intermitente, pero no con gran seguridad.

### **Ventajas**

- Indicación de trampas frías o falladas cerradas.
- Algunos medidores logran identificar el ciclaje de las trampas.

- Identificación de condiciones inesperadas en las trampas o en la línea de condensado.
- Identificación de situaciones anormales, por ejemplo, filtros tapados o tubos de desvío abiertos (*by pass*).

### **Limitaciones**

- No se cuantifican las pérdidas de vapor.
- Necesidad de entender el principio de operación de las trampas.
- Necesidad de conocer con anticipación las temperaturas del vapor, tanto en la entrada como en la salida de las trampas.
- El ciclaje de las válvulas de vapor puede influir en las mediciones.
- Costo elevado de algunos medidores (pirómetro y/o termógrafo).
- Las superficies deben de estar limpias.
- No se puede distinguir entre descargas de vapor y condensado con vapor (*flash steam*).
- Medidores complejos necesitan de cuidadosa calibración.

### 5.3.2 Sonido

Este tipo de prueba aprovecha los diferentes tipos de sonidos que producen el flujo de un líquido, el flujo de un gas y el cerrado de una válvula metálica. El medidor se debe de colocar lo más cerca posible de la salida de la trampa.

Con experiencia se puede llegar a identificar diferencias en tipos de fluidos así como los sonidos característicos de las diferentes trampas en buen funcionamiento.

#### **Equipos empleados para la prueba:**

- **Destornillador:** es el equipo básico para escuchar una trampa en funcionamiento con la manecilla (preferiblemente de plástico) puesta al oído y el metal tocando la trampa cerca de la salida.
- **Estetoscopio:** de mecánico o de médico (es preferible el último por su calidad) tiene la misma función que el destornillador, es más cómodo, confiable y seguro en la verificación de trampas. Al ponerlo en contacto con la trampa para vapor, transmite las vibraciones a los auriculares a través de una membrana.
- **Puntas de ampliación con audífonos:** permiten mejor concentración en el sonido amplificado de la trampa.
- **Puntas de prueba de ultrasonido:** filtran efectivamente el sonido del ambiente y amplifican el sonido de la trampa. El sonido que producen es proporcional al flujo.

No se puede usar para cuantificar fugas, a pesar de la intensidad del sonido análogo a la cantidad de flujo. Para que se consiga lo anterior, se tendría que hacer una calibración con cada trampa que se desee probar.

**Ventajas:**

- Se puede escuchar el funcionamiento de las trampas.
- El equipo empleado es de bajo costo.
- El equipo no requiere de calibración.
- Con ultrasonido puede escucharse fugas pequeñas y se puede despreocupar el sonido externo.

**Limitaciones:**

- No es posible cuantificar las fugas.
- Necesidad de entender el principio de operación de las trampas.
- Es difícil distinguir entre el flujo de vapor y de condensado. Un flujo continuo puede indicar una de las siguientes situaciones: (a) fuga; (b) trampa inadecuadamente dimensionada para la carga.
- Juicio subjetivo sobre si la frecuencia de descarga es adecuada.

- Puede existir interferencia del ruido ambiental. Cuando hay varias trampas para vapor próximas, las tuberías transmiten las vibraciones, mismas que pueden dar lugar a errores en el diagnóstico.
- Cuando se usa ultrasonido; la ubicación de la punta de prueba en la trampa, la fuerza de contacto, pérdidas de presión a través de las trampas y la construcción de las mismas influyen en el ruido. Además, el equipo es de alto costo y de frecuente calibración.

### **5.3.3 Ultrasonido**

Se basa en el principio físico de que un fluido al pasar por un orificio restringido, produce vibraciones de frecuencia elevada, no perceptibles por el oído humano (ultrasonido). Consiste básicamente en una sonda de contacto o receptor de ultrasonidos, un transductor que convierte las señales de ultrasonidos en impulsos eléctricos (con ayuda de un amplificador), filtros y convertidor de la señal en sonido audible por los auriculares (audífonos). Además lleva un micrófono direccional que detecta ultrasonidos procedentes del ambiente.

#### **Ventajas:**

- Es muy sensible y puede ajustarse según el tipo de fuga a detectar.
- Resulta muy útil para inspecciones rápidas.
- En trampas para vapor de descarga continua es más fácil determinar si lo que produce el ultrasonido es la descarga de condensado o una descarga de vapor.

Los diferentes tipos de trampas para vapor producen sonidos cuando están en operación. Un operador o técnico puede ser entrenado para reconocer estos sonidos y diagnosticar cuando una trampa para vapor funciona en forma incorrecta (esto se aplica también al estetoscopio).

A continuación se presenta el tipo de falla de varios tipos de trampas y la interpretación del sonido producido.

**1. Trampas de cubeta invertida:** fallan, por lo regular, en posición abierta, dando como resultado un sonido continuo similar al del vapor cuando pasa por la trampa, la cubeta también puede ser oída, cuando golpea con el cuerpo de la trampa. Estas trampas poseen un modo de descarga que usualmente es semi cíclico. Cuando la trampa trabaja en medios donde la carga es alta tendrá un ciclaje bien definido del tipo *on/off*. El medidor ultrasónico presentará una lectura de barrido de atrás hacia delante. Cuando las cargas son bajas el modo de descarga de la trampa cambiará a una del tipo de baja modulación en el flujo y el medidor ultrasónico presentará una baja lectura continua. Cuando la trampa opera deficientemente, la lectura del indicador sónico será del 100%.

**2. Trampas de flotador y termostáticas:** normalmente fallan en posición cerrada. Un pequeño orificio en el flotador de la válvula hará que éste, por su propio peso, caiga hacia abajo; también un golpe de ariete puede causar que el flotador se colapse. En estos la trampa no cierra correctamente y no se oirá ningún sonido. Alternativamente, si la trampa tiene fallas en la posición abierta, un sonido continuo será oído, como cuando el vapor pasa a través de la trampa. Este tipo de trampas poseen una descarga continua modulada.

Si la carga de condensado es pequeña, como la que se encuentra en las tuberías principales de distribución de vapor y en líneas de traceo (venas de vapor), los niveles de sonido normales serán bajos y el medidor ultrasónico dará lecturas continuas bajas. Altas lecturas serán un indicativo de que alguna parte de la trampa ha fallado. Cuando se lleve a cabo la prueba, deberá de cerciorarse que este tipo de trampas posea dos orificios; el principal localizado por debajo del nivel normal de condensado, y el orificio correspondiente al venteador de aire termostático en la parte superior del espacio ocupado por el vapor.

Cuando este tipo de trampas es usado en equipos de procesos que operan en condiciones normales, como el caso de intercambiadores de calor y sistemas de distribución de aire caliente, el flujo de condensado será continuo con un alto nivel de sonido. Para que la prueba ultrasónica sea precisa, la carga de condensado debe de ser removida o aligerada para permitir a la trampa que cierre, por medio de una regulación del flujo con la válvula que está antes de la entrada del equipo.

Las lecturas deberán de ser comparadas tanto a altas como a bajas cargas. Para reducir la carga, el flujo de aire que pasa a través de un serpentín, para el caso de un calentador de aire o batería de calentamiento, deberá de ser cortado; en un intercambiador de calor, el flujo del líquido que es calentado deberá de ser interrumpido. En cualquier caso, la trampa deberá de interrumpir su apertura para que la prueba se realice satisfactoriamente. Cuando la carga ha sido disminuida o cortada, el medidor ultrasónico presentará lecturas muy bajas e incluso próximas a cero si el orificio está en buenas condiciones.

**3. Trampas termodinámicas:** generalmente fallan en posición abierta, permitiendo el paso continuo de vapor y poseen una descarga del tipo ráfaga, es decir intermitente. Si la trampa está correctamente dimensionada y su operación es normal el detector de ultrasonido puede registrar el sonido del disco, en forma cíclica de 4 a 10 veces por minuto o menos. Una trampa que cicla más de diez veces por minuto o presenta una descarga continua indicará que se encuentra severamente dañada, está sometida a alta contrapresión, o la suciedad acumulada impide el correcto asiento del disco.

**4. Trampas termostáticas:** cuando fallan en posición cerrada, lo hacen en forma silenciosa, mientras que aquellas que fallan en posición abierta producen un sonido continuo. En operación normal el detector ultrasónico será capaz de registrar el sonido del ciclo de apertura y cierre de la válvula.

Cuando una trampa termostática es usada en radiadores el equipo siempre trabajará a baja presión y la forma en que descarga es intermitente. La carga que este tipo de trampas maneja en estos equipos es normalmente baja y la lectura que se presentará en el medidor ultrasónico será baja o cercana a cero. Ya que las trampas termostáticas se encuentran completamente abiertas cuando están frías, la trampa puede ser probada tanto para su posición abierta como cerrada al detener la alimentación y permitiendo que ésta se enfríe. Cuando la trampa esté fría, se debe de abrir la válvula de suministro de vapor mientras la probeta sónica se encuentra conectada a la salida de la trampa. La descarga deberá de comenzar rápidamente deteniéndose en un corto intervalo de tiempo. De esta manera se probará por completo la trampa y debe de usarse cuando una prueba normal presenta datos con los cuales no se puede llegar a una conclusión.



Las trampas termostáticas para uso general presentarán una descarga modulada ya sea que la carga sea alta o baja. Cuando se instalan para el drenado de tuberías principales de distribución o en líneas de traceo las cargas serán bajas, las lecturas proporcionadas por el medidor ultrasónico serán igualmente bajas y la descarga será intermitente. En la mayor parte de aplicaciones donde se emplea este tipo de trampas la descarga será modulada y en ocasiones cíclica. Para realizar las pruebas ultrasónicas se deberá de seguir el mismo procedimiento descrito para las trampas de flotador y termostato.

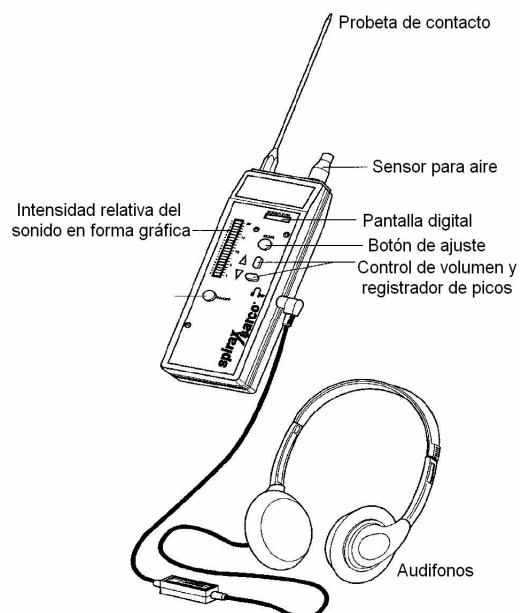
Cerrando la trampa y dejando que enfríe se permitirá a la válvula interna abrir por completo. Cuando la trampa haya regresado a sus condiciones normales de operación, descargará rápidamente y se cerrará en pocos minutos. El medidor ultrasónico estará en capacidad de hacer mediciones tanto en el momento de la descarga continua de condensado como cuando haya cesado. Este método deberá de ser usado cuando las lecturas que normalmente se obtienen son poco claras ya sea que la trampa trabaje bien o presente fugas de vapor.

**5. Trampas bimetálicas:** no responden a los cambios de carga tan rápidamente como otros tipos de trampas y el modo de descarga es normalmente modulada. Usualmente se encuentra este tipo de trampas en aplicaciones donde la carga de condensado es baja, como en el caso de líneas de traceo; donde la descarga normalmente es continua con un bajo nivel de sonido. Drenando el condensado antes de la trampa hará que esta se cierre, y los niveles ultrasónicos caerán a cero.

**6. Orificios de drenado:** estos siempre darán una tasa constante de flujo y nunca se cerrarán. Si el condensado es desviado antes de la trampa, es posible que el nivel de sonido cambie debido al cambio de volumen de una mezcla de vapor y agua a la presencia únicamente de vapor. En cualquier caso de prueba, sea visual o sonora, será difícil interpretar lo que se está observando o escuchando. La prueba ultrasónica no es adecuada para este tipo de dispositivos ya que, por diseño, estos orificios producen fugas de vapor.

La mayoría de unidades ultrasónicas proporcionan las lecturas de una manera tanto visual como audible. Los detectores ultrasónicos son dispositivos de amplio uso para la prueba de trampas debido a la facilidad en su uso, precisión y facilidad de uso en el campo, debido a su tamaño. La figura 185 muestra uno de estos instrumentos.

**Figura 185. Detector ultrasónico portátil**



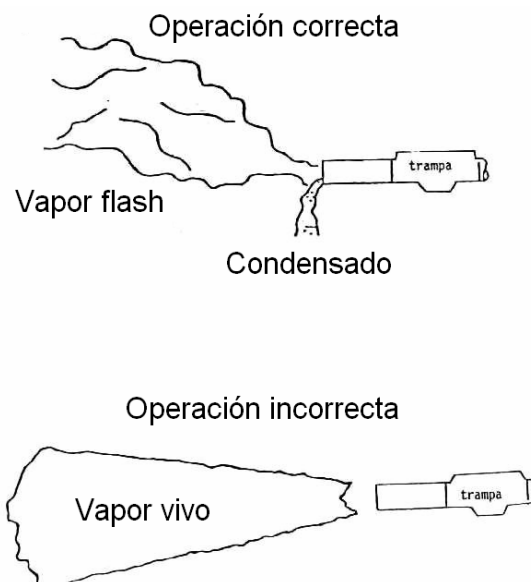
Fuente: *Spirax Sarco, Testing steam traps to keep your system operating effectively and efficiently.* Página 4

### 5.3.4 Inspección visual

Con una inspección visual puede entenderse casi exactamente el funcionamiento de una trampa a través de la observación de la salida de la misma. Normalmente se instala una "T" en la salida de la trampa y una válvula de tres pasos, para que se pueda dejar pasar el condensado de la trampa 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 la figura 186. 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.

**Figura 186. Inspección visual de trampas de vapor**



Fuente: ICAITI. **Ahorro de energía en sistemas de vapor.** Página 170

## **Equipo**

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

## **Ventajas:**

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

## **Limitaciones:**

- No se cuantifican las fugas.
- Necesidad de entender el principio de operación de las trampas.
- Necesidad de entender y conocer el vapor instantáneo.
- La descarga al ambiente no es necesariamente igual a la descarga en la línea de retorno a cierta presión.
- Posible peligro en descargas grandes o de alta presión.
- Se necesita de la instalación de líneas y válvulas adicionales.

- Juicio subjetivo sobre si la frecuencia de descarga es adecuada.

#### **5.3.4.1 Observación de descarga a la atmósfera**

Las trampas descargando a la atmósfera presentan facilidad y seguridad para verificar su operación. Aún para una persona no familiarizada con ellas, es fácil observar la descarga de la trampa y decidir en todo caso si trabaja correctamente. Las trampas que descargan en forma continua o intermitente son particularmente fáciles de verificar; cuando la trampa está cerrada, únicamente una pequeña neblina debe ser visible y ésta es causada por la evaporación de pequeñas gotas que salen por la conexión de salida (*flash steam*). Cuando la trampa está descargando normalmente habrá una cantidad de vapor producido por la vaporización instantánea, que sale junto con el condensado y no debe ser confundido con vapor vivo.

Las trampas termodinámicas, de presión balanceada convencionales y de cubeta invertida, manejando cargas moderadas trabajarán de esta forma.

Las trampas de flotador, bimetálicas y algunas de presión balanceada con elementos de acero inoxidable, en muchos casos darán una descarga continua. Con estos tipos de trampas es más difícil decidir si trabajan correctamente; sin embargo, si hay una zona en la descarga de la tubería con una neblina azulosa, esto será una indicación de que por la trampa está pasando vapor vivo.

Por otra parte, el operador con experiencia notará el cambio en el ruido de una válvula operando correctamente (sonido regularmente intermitente y de cierta intensidad) y de otra con operación defectuosa (con poco o ningún ruido, además de que éste se presenta de forma continua).

#### **5.3.4.2 Observación por mirillas de vidrio**

La mirilla o visores de vidrio es una ventana colocada en el lado de la descarga de la trampa, de tal forma que el flujo descargado pueda ser observado. Generalmente es efectiva en el caso de trampas que tienen una descarga limpia, pudiendo ser necesaria alguna experiencia para juzgar si la descarga de la trampa es correcta, particularmente si estas descargas son grandes.

En algunas instalaciones puede ocurrir que se presenten incrustaciones en el lado interno del cristal que se encuentra en contacto con el fluido, impidiendo la visibilidad correcta.

Cuando los visores de vidrio se utilizan para comprobar el correcto funcionamiento de trampas que descargan en forma de ráfaga, como las termodinámicas, estos deberán de colocarse al menos a una distancia de 1 m después de la trampa. Para otros tipos de trampas, el visor deberá de colocarse inmediatamente después de la trampa.

Los visores de vidrio no proporcionan un método exacto para el monitoreo de las trampas de vapor. En la práctica, se necesita del completo conocimiento de la forma como opera el equipo que es drenado y el diagnóstico siempre es subjetivo, dependiendo de la experiencia del observador. Por ejemplo, dependiendo de la tasa de flujo del condensado, de la presión y del modo de descarga de la trampa, puede ser dificultoso el distinguir si la trampa presenta fugas de vapor o si se ha formado revaporizado (*flash steam*) después de que el condensado ha pasado por la trampa.

Los visores de vidrio poseen una reducción concéntrica lisa en la conexión de entrada, que produce turbulencia cuando el fluido pasa a través del dispositivo. El flujo turbulento dentro del visor permite la detección de cualquier fluido. Los visores de vidrio se encuentran disponibles con una, dos o múltiples ventanas para observar el flujo. La figura 187 presenta los diferentes tipos mencionados.

**Figura 187. Visores de vidrio**



Fuente: *Spirax Sarco, Gauges, sight glasses and vacuum breakers*. Página 5

Algunos visores de vidrio son instalados con una fuente de luz, esto resulta útil cuando el dispositivo es colocado en un área con baja iluminación natural, o donde un visor de una sola ventana debe de ser usado, como en el caso de tanques de almacenamiento de fluidos.

Los visores de vidrio generalmente se reemplazan por dispositivos electrónicos tales como sensores de conductividad, los cuales detectan inundaciones de condensado en el interior de los serpentines de calentamiento, antes de la trampa, o trampas con fugas. Estos dispositivos no requieren de expertos en el conocimiento de trampas de vapor y proporcionan resultados satisfactorios.

### Visor con válvula de retención incorporada

Este tipo de visor, mostrado en la figura 188, es una combinación de un visor de vidrio con una válvula de retención de flujo (*check valve*). Una bola en la parte superior del tubo de flujo es levantada de su asiento por el fluido a medida que éste pasa a desde una ventana cilíndrica hasta la conexión de salida. Cuando existe una inversión en el flujo, la bola es forzada de regreso a su asiento en la entrada. El movimiento de la bola hace fácil visualizar el flujo, a la vez que proporciona un corte al invertirse el flujo.

**Figura 188. Visor con válvula de retención de flujo**



Fuente: *Spirax Sarco, Gauges, sight glasses and vacuum breakers*. Página 6

Tal como en el caso de los visores de vidrio sin válvula de retención, este tipo de dispositivo es usado para observar la descarga de trampas de vapor. La posición de la bola interna indica cuando el condensado está fluyendo.



Cuando el condensado alcanza la trampa, este dispositivo elimina la necesidad de la instalación de una válvula de retención por separado, simplificando la instalación. Los visores de este tipo son particularmente útiles cuando se observa la descarga de trampas que poseen un sello de vapor.

### **5.3.5 Medición del condensado**

La medición de condensado es la única manera segura de comprobar y cuantificar el funcionamiento de una trampa. Sin embargo, tiene la desventaja de ser muy lenta y de requerir de un balance de calor y masa del sistema para determinar las pérdidas. Los cálculos consumen mucho tiempo y se necesita de buenos datos del proceso. Para este método es necesario hacer uso de las ecuaciones del capítulo 2, ya que al determinar la cantidad de vapor requerida por un equipo de calentamiento se conocerá la cantidad de condensado formado después del proceso de transferencia de calor, que son iguales.

#### **Equipo:**

El equipo más recomendable y fácil de encontrar en una planta es un par de barriles de 55 galones (0.21 metros cúbicos). 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 del agua pesando o midiendo el volumen y la temperatura del barril. Optativamente, el condensado se puede descargar en otro barril o recipiente lleno de agua fría, pesándolo antes y después del flujo de condensado.

**Ventajas:**

La única, pero muy importante, que tiene la medición de condensado es la determinación de la pérdida de vapor a través de la trampa. Con base a esto puede decidirse si es necesario su reemplazo o no. Con este método puede comprobarse la eficiencia de otros métodos.

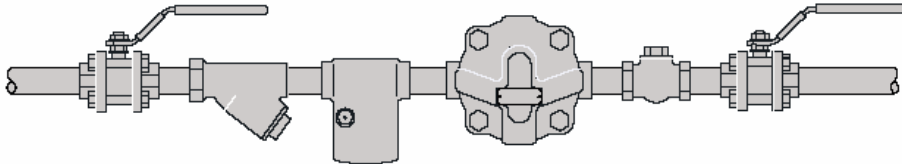
**Limitaciones:**

- Gran inversión de tiempo.
- Necesidad de usar métodos de balance de masa y calor en el equipo de proceso.
- Se identifica una trampa en mal estado, pero no la causa de la falla sin inspección visual.

**5.3.6 Conductividad**

La tecnología más reciente empleada para la prueba de trampas es la de conductividad. Ya que el agua es una sustancia conductiva y el vapor no lo es tanto, se puede censar la presencia o ausencia de agua por medio de lecturas de resistencia ecléctica. El sensor es montado en una cámara que ha sido diseñada con un vertedero que se llena de condensado cuando la trampa opera normalmente. Cuando la trampa presenta fugas de vapor o goteos continuos, el nivel de condensado caerá exponiendo el sensor. La figura 189 muestra una trampa con una cámara para sensor instalada por separado.

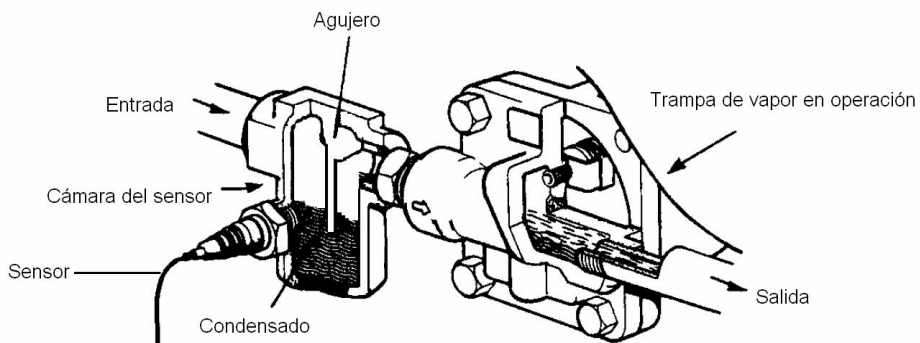
**Figura 189. Trampa de vapor con cámara para sensor por separado**



Fuente: *Spirax Sarco, Testing and maintenance of steam traps.* Página 4

La figura 190 muestra las partes de las que consiste la cámara diseñada para el sensor.

**Figura 190. Partes de una cámara para sensor de conductividad**



Fuente: *Spirax Sarco, Testing steam traps to keep your system operating effectively and efficiently.* Página 6

La cámara del sensor está diseñada de tal manera que la sonda estará ubicada a dos terceras partes desde el pie del vertedero con un pequeño agujero en la parte superior que queda al mismo nivel que la tubería. Este agujero permite que una pequeña cantidad de vapor fluya por la cámara sin afectar el nivel del líquido para compensar las pérdidas de calor desde la trampa y las tuberías y prevenir que la unidad sea demasiado sensitiva.

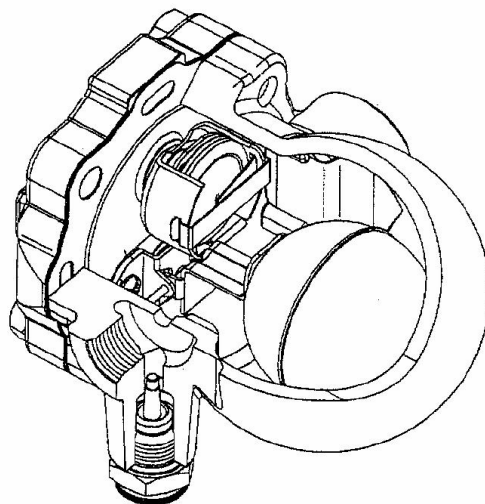
Cuando una fuga de vapor ocurre, la presión a través del pequeño orificio caerá creando un efecto manométrico, disminuyendo el nivel del líquido y exponiendo el sensor al vapor. La señal eléctrica que llega al aparato medidor será interrumpida y se mostrará la falla. La cámara que contiene al sensor deberá de ser permanentemente fijada a la línea, por delante de la trampa. Estos sistemas trabajan con cualquier tipo de trampa sin importar el fabricante.

Muchos diseños pueden censar pérdidas de vapor y/o bajas temperaturas de operación dependiendo del tipo de sensor utilizado, además pueden conectarse a un sistema que monitoree continuamente la trampa a distancia. Los diseños más nuevos incorporan una sonda que controla la temperatura conjuntamente con el sensor de conductividad. Estos diseños mostrarán las trampas que han fallado en posición abierta o cerrada.

Diseños más recientes han incorporado el sensor directamente en el cuerpo de la trampa. Los tipos de trampas que hacen uso de este diseño son las de tipo termodinámica, cubetas invertidas y termostáticas. La figura 191 muestra una trampa de flotador y termostato seccionada con sensor de conductividad en la parte baja de la misma.

Una vez adecuadamente instalado uno de estos dispositivos medidores de conductividad no se requiere de ningún entrenamiento especial por parte del operario ya que proporciona una lectura automática sobre el estado de la trampa.

**Figura 191. Trampa de flotador y termostato con sensor de conductividad incorporado**



Fuente: *Spirax Sarco, Testing steam traps to keep your system operating effectively and efficiently.* Página 7

#### **5.4 Hoja de control para una estación de trampeo**

La finalidad de realizar pruebas de funcionamiento en trampas de vapor a intervalos regulares de tiempo consiste en identificar tanto las que operan satisfactoriamente como las que presentan algún tipo de desperfecto. Esta identificación permitirá planificar adecuadamente una rutina de mantenimiento en las trampas que ocasionan problemas a equipos de calentamiento. Planificando el momento adecuado donde las tareas de mantenimiento tendrán una incidencia mínima en el proceso beneficiará a todas las áreas involucradas dentro de la cadena productiva de la empresa.

Todo trabajo de inspección y mantenimiento que se realice en trampas de vapor deberá de quedar registrado para que en un futuro se tenga información de lo actuado y se pueda llevar un historial del funcionamiento de las trampas en cada equipo. Para realizar lo anterior, se sugiere usar como modelo la tabla LII que proporcionará una ayuda en la administración del mantenimiento de las trampas. Los datos mostrados son un ejemplo para el uso de la misma.

**Tabla LII. Datos obtenidos de la evaluación de una estación de trampeo**

Fecha de la evaluación	9 de julio de 2007
Responsable	Antonio Fernández
Nombre del área de proceso	Cocina
Código del área de proceso	C-01125
Número de identificación de trampa	TEF-201
Marca	Spirax Sarco
Modelo y número de serie	FT-15
Tipo de trampa	Flotador y termostato
Diámetro nominal de la conexión	¾ in
Válvula de seguridad	Si
Válvula de prueba	No
Mirilla de vidrio	Si
Tipo de conexión	Roscada
Presión de entrada	12 psi g
Presión de salida	3 psi g
Descarga a	Colector de condensado
Aplicación o servicio de la trampa	Calentamiento de agua para cocimiento
Equipo	Marmita de cocción fija No. 1 (MCF#1)
Ubicación de la trampa	Ducto subterráneo
Estado de la trampa	Fuga parcial
Reparaciones a realizar (Incluir fecha)	
	1. Ajuste externo (11/07/2007)
	2. Reparar fuga en accesorios (11/07/2007)
Supervisor de Sección	Vo. Bo. Jefe de Mantenimiento

### **5.4.1 Significado de las casillas de la hoja de control para estación de trampeo**

Como se observa en el ejemplo dado por la tabla LII, es necesaria la identificación de todas las trampas presentes en cada área donde el vapor es usado. A continuación se describe el significado de cada una de las casillas que aparecen en la tabla LII.

**Fecha de Evaluación:** colocar el día en que fue realizada la inspección.

**Responsable:** colocar el nombre de la persona a quien se le asignó la tarea de evaluación y/o reparación.

**Código del área de proceso:** se refiere al lugar dentro de la planta o servicio en donde se usará el vapor. Para conocer el lugar de pertenencia se debe emplear una letra mayúscula como sigue:

- Cocina: C
- Lavandería: L
- Central de Equipos: CE
- Sala de Máquinas: SA
- Tubería de Distribución: TD
- Sala de prensas: SP

Nota: la denominación del área de proceso dependerá del tipo de instalación, ya sea un hospital, un hotel o una fábrica en particular.

Seguidamente de la letra, separada por un guión, se procede a colocar un número correlativo comenzando por 001.

Es absolutamente necesario que primeramente se coloquen las letras que corresponden a las áreas de proceso, ya que las trampas de cada uno de estos lugares comenzarán a ser numeradas desde el 001.

**Número de identificación de la trampa:** para esto es necesario conocer el tipo de trampa usada. La nomenclatura será la siguiente:

- Flotador y termostato: FT
- Flotador y termostato con dispositivo antibloqueo por vapor: FT /SLR
- Termodinámica de disco: TD
- Presión balanceada: BP
- Bimetálica: SM
- Cubeta invertida: IB
- Expansión metálica: SME
- Expansión de líquidos: LE
- Impulso: IM
- Laberinto: LB
- Orificio: OF

Cualquier otro tipo de trampa que exista, como el caso de las que incluyen sensores de conductividad incorporados, deberá de quedar claramente especificada.

Luego, seguido por la nomenclatura anterior, colocar un número correlativo para identificar la trampa. Por ejemplo, BP-202, quiere decir que se trata de una trampa de presión balanceada cuyo número es el 202 del total de las trampas con que cuenta el área de proceso evaluada.



**Marca:** especificar la empresa fabricante de la trampa para la adquisición de repuestos e información técnica.

**Modelo:** apuntar el modelo y /o número de serie que la trampa lleva impresa para su reconocimiento y adquisición de repuestos o sustitutos, basándose en lo especificado por el fabricante.

**Tipo de trampa:** tomando como referencia el número de identificación de la trampa se escribirá la clase de trampa de vapor usada. (cubeta invertida, presión balanceada, etc.)

**Diámetro nominal de la conexión:** se refiere al diámetro especificado por la trampa para su conexión. Debe de especificarse si la unidad de medida es del sistema internacional o inglés.

**Válvula de prueba:** aquí se hará referencia si la instalación de la trampa posee la válvula usada para observar el escape de vapor y así poder realizar la inspección visual. Especificar la existencia o ausencia del elemento.

**Mirilla de vidrio:** se especificará si la estación de trampeo en cuestión cuenta con este elemento para facilitar la tarea de observación de la descarga de la misma.

**Tipo de conexión:** especificar si la trampa posee uniones roscada, por bridas o soldada.

**Presión de entrada:** referente a la presión manométrica del vapor a la entrada de la trampa. Normalmente este valor se presenta en psi g o bar g.

**Presión de salida:** se refiere a la presión manométrica del vapor a la salida (contrapresión) del equipo drenado o su descarga directamente a la atmósfera, en cuyo caso será igual a cero. Su valor normalmente se da en psi g ó bar g.

Para estas dos presiones anteriormente mencionadas es necesario que el equipo cuente con sus manómetros en buen estado. Si estos están defectuosos o no existen, hacer la anotación para notificar al departamento de mantenimiento.

**Descarga:** se deberá de marcar si la trampa deja pasar el condensado a un colector que lo bombea de regreso al desaerador (condensador) o a la atmósfera.

**Aplicación o servicio:** especificar el uso que se da al vapor en el equipo en cuestión, por ejemplo, calentamiento de agua. Para una lista completa ver la sección “especificaciones”.

**Equipo:** especificar claramente el nombre y número de identificación del equipo que usa el vapor, según lo especificado en el inventario.

**Ubicación de la trampa:** describir el lugar físico, con respecto al equipo donde se encuentra la trampa.

**Estado de la trampa:** en este punto se debe especificar la condición de trabajo de la trampa basándose en la inspección realizada. Remitirse a sección “especificaciones” para mayor información.

**Reparaciones a realizar:** aquí debe de incluirse las reparaciones que se le realizarán a la trampa de vapor así como fecha programada para estas tareas y así notificar a los usuarios del equipo que el mismo quedará fuera de línea. Remitirse a sección “especificaciones” para sugerencia de posibles reparaciones.

**Supervisor de sección:** aquí deberá de ir la firma de la persona en jefe del área donde fueron hechas las evaluaciones y/o reparaciones.

**Vo. Bo. Jefe de mantenimiento:** finalmente, deberá de colocarse la firma y sello del jefe del departamento de mantenimiento para dar por terminada la inspección y/o reparación de la estación de trampeo.

## **5.4.2 Otras especificaciones**

A continuación se presenta el listado de las aplicaciones, estado de la trampa y reparaciones que se pretende manejar en la hoja de control de trampas de vapor.

**5.4.1.1 Aplicación o servicio:** una instalación puede contar con todos o algunos de los siguientes equipos para desempeñar los procesos de calentamiento.

### **1. Equipo de cocina:**

- Marmitas de cocción fijas o de pedestal
- Marmitas de cocción basculantes (de volteo)
- Hornos de vapor (pelador de verduras)
- Planchas

- Lavadora de platos

## **2. Calentamiento de aceite combustible:**

- Tanques de almacenamiento
- Calentador de línea
- Calentadores de efusión
- Líneas de traceo (venas de vapor)
- Intercambiadores de tubos y coraza
- Tubos encamisados

## **3. Equipos para instrumental quirúrgico**

- Autoclaves y esterilizadores

## **4. Secadores industriales**

- Secadores de aire caliente
- Serpentes secadores
- Secadores de tubería de varios niveles
- Cilindros secadores drenado pos sifón
  - \* Cilindro rotatorio lleno de vapor con el producto afuera
  - \* Secadora calentada con vapor con el producto adentro
- Máquinas de apresto de cilindros múltiples

## **5. Equipo para lavandería**

- Secadoras rotativas
- Planchador de rodillos
- Planchadoras de trajes

- Planchadoras y calandras
- Máquinas de lavado en seco

## **6. Sistemas de distribución de vapor**

- Tubería principal
- Estaciones reductoras de presión
- Tramos horizontales (ramales de tubería)
- Separadores
- Extremos de tuberías
- Drenaje de cierre (para protección por congelamiento)
- Cabezales de vapor

## **7. Tanques y tinas**

- Depósitos para agua caliente
- Tinas de procesos (descarga por arriba y por abajo)
- Tanques pequeños calentados por serpentines (calentamiento rápido y lento)
- Tanques de *flasheo* (revaporizado)

## **8. Equipo para calentamiento de espacios (calefacción)**

- Intercambiadores de calor de tubos y coraza
- Baterías de calentamiento
- Paneles radiantes
- Radiadores y gabinetes de convección

- Unidades de calentamiento y baterías de calentamiento de aire (unidades de calentamiento y unidades de manejo de aire)
- Serpentes suspendidos
- Serpentes estampados
- Serpentes tubulares
- Tubos serpentes y radiadores aletados

## **9. Equipo de procesos**

- Calentadores de aire de proceso
- Ollas con camisa de vapor
  - \* Marmitas fijas
  - \* Marmitas basculantes
- Retortas
- Autoclaves industriales
- Digestores
- Planchas calientes
- Ollas cerveceras
- Evaporadores, calandrias y recalentadores
- Vulcanizadoras
- Máquinas de absorción

## **10. Prensas**

- Prensas de platos múltiples (conexiones en serie y en paralelo)
- Moldes para neumáticos

**5.4.1.2 Estado de la trampa:** de acuerdo con la inspección que haya realizado la persona a quién se le asignó la tarea, este podrá incluir en la hoja los siguientes aspectos para corregir el problema asociado con una trampa de vapor:

- Purgar por válvula de prueba
- Fuga continua (presencia de vapor)
- Fuga parcial (goteo)
- Bajo rendimiento (especificar ciclos)
- Buen funcionamiento
- Baja temperatura de operación
- Fuera de servicio
- Mal instalada
- Mal dimensionada
- Anulada
- Filtro obstruido

**5.4.1.3 Reparaciones recomendadas:** para corregir una trampa que opera deficientemente se podrán realizar las siguientes tareas de mantenimiento:

- Cerrar válvula de prueba
- Realizar un ajuste externo de la trampa
- Realizar un ajuste interno de la trampa
- Sustituir partes internas
- Sustituir trampa
- Limpiar filtro
- Cambiar filtro
- Limpiar partes internas

- Poner trampa en servicio
- Eliminar trampa
- Identificar trampa con rótulo
- Reparar trampa
- Reparar el asiento de la válvula
- Empaquetar válvula
- Sustituir válvula
- Revisar línea
- Sustituir accesorios
- Modificar tubería de descarga
- Reparar fuga en accesorios
- Reparar válvula de prueba
- Sustituir válvula de prueba

En el anexo se presenta un modelo de una hoja para la identificación de una estación de trampeo de vapor que puede ser usada por cualquier institución que haga uso del vapor.





## 6. RECUPERACIÓN DEL CONDENSADO

### 6.1 Introducción a la recuperación del condensado

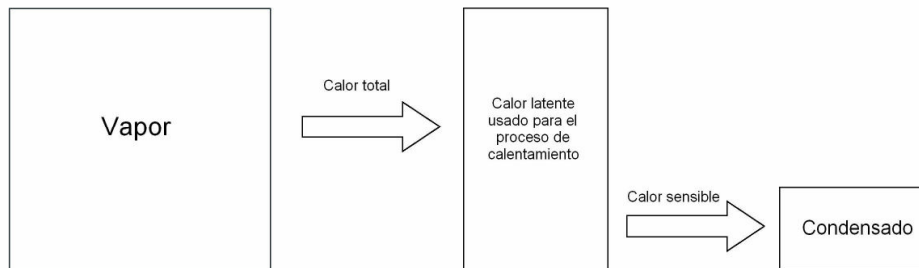
Generalmente, el vapor es producido por alguna de las siguientes razones:

- Para la generación de energía eléctrica, tanto en plantas eléctricas como de cogeneración.
- Para el suministro de calor a algún proceso de planta.

Cuando un kilogramo de vapor condensa totalmente, se formará un kilogramo de condensado a la misma presión y temperatura que la del vapor. Un sistema eficiente de vapor reutilizará este condensado.

El vapor saturado usado en procesos de calentamiento cede su calor latente (entalpía de evaporación), el cual es una alta proporción del calor total que contiene. El calor residual que contiene el vapor es retenido en el condensado como calor sensible (entalpía del líquido), como lo muestra la figura 192.

**Figura 192. Comparación del calor cedido por el vapor y el retenido en el condensado**



Fuente: *Spirax Sarco, Introduction to condensate recovery*. Página 2

Debido al hecho de su contenido energético, y por ser básicamente agua destilada, el condensado es ideal para ser usado como agua de alimentación para la caldera. Un eficiente sistema de vapor recolectará este condensado y lo regresará a un desaerador, a un tanque colector que alimenta a la caldera, o lo usará en algún otro proceso en la planta. Únicamente cuando exista un alto riesgo de contaminación el condensado no deberá de ser regresado a la caldera. Aún siendo este el caso, existe la posibilidad de recolectar este condensado y usarse como agua caliente para algún proceso o hacerlo circular a través de un intercambiador de calor donde se puede recuperar su contenido energético antes de expulsarlo a un drenaje.

El condensado es descargado desde los equipos a través de las trampas de vapor desde una alta presión hasta una baja. Como resultado de ésta caída en la presión, parte del condensado se re-evaporará en lo que se conoce como vapor *flash*. La proporción de este revaporizado es determinada por la cantidad de calor que puede ser retenida tanto por el vapor como por el condensado. Típicamente esta cantidad de revaporizado producido se encuentra en el rango del 10% al 15% de la masa del condensado. Sin embargo, el porcentaje volumétrico del cambio puede ser considerablemente mayor.

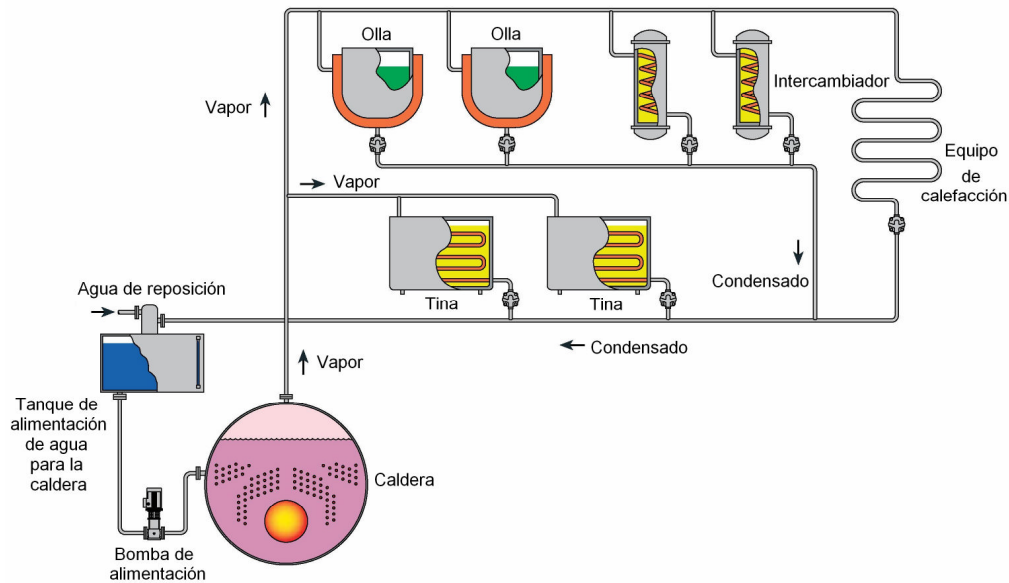
Por ejemplo, condensado a 7 bar g perderá aproximadamente un 13% de su masa cuando se descarga a la presión atmosférica (0 bar g), pero el espacio requerido por el revaporizado será de unas 200 veces mayor al requerido por el condensado del cual fue formado. Esto puede llegar a crear un efecto de obstrucción en las líneas de descarga de trampas, y debe de ser tomado en cuenta al dimensionarlas.

El vapor producido en una caldera por medio de la transferencia de calor al agua generalmente se le denomina vapor vivo. Los términos vapor vivo y revaporizado son usados con la intención de diferenciar su procedencia. Ya sea que el vapor sea producido en una caldera o por el proceso de descargar condensado a una presión menor, posee la misma capacidad de entregar calor. El vapor *flash* generado a partir del condensado puede contener más de la mitad del total del calor contenido en el condensado. Un eficiente sistema de vapor recuperará y reutilizará éste vapor *flash*. Condensado y vapor *flash* que sean expulsados del sistema significarán la necesidad de un tratamiento para el agua de alimentación, mayor combustible utilizado para el calentamiento y un incremento en los costos de operación.

Este capítulo se encuentra enfocado en estas dos áreas: manejo del condensado y recuperación del vapor *flash*.

**Retorno del condensado:** un sistema eficiente para la recuperación del condensado, que lo recolecta desde los equipos que hacen uso del vapor y lo regresa al sistema de alimentación de la caldera, se pagará por sí mismo en un periodo de tiempo muy breve. La figura 193 muestra un simple circuito de vapor y condensado, que regresa el condensado a un tanque de alimentación de la caldera.

**Figura 193. Circuito típico de vapor y condensado**



Fuente: *Spirax Sarco, Introduction to condensate recovery*. Página 4

### 6.1.1 ¿Por qué regresar el condensado y reutilizarlo?

**Razones financieras:** el condensado es un recurso valioso y la recuperación de una pequeña cantidad siempre es económicamente justificable. El condensado que no se recupera deberá de ser reemplazado en la caldera por agua fría de alimentación. Esto incluirá un aumento en los costos para el tratamiento químico de la misma así como mayor cantidad de combustible quemado para aumentar la temperatura de ésta.

**Cargas de agua:** cualquier cantidad de condensado que no sea regresado deberá de ser reemplazado por agua proveniente de la red local o de cualquier otra fuente, previamente tratada antes de ingresar a la caldera. Esto aumentará los costos relativos al agua proveniente de la red o de energía eléctrica necesaria para el bombeo de la misma, si esta se toma de algún pozo.

**Restricciones de afluencia:** en la mayoría de países, la temperatura del agua que puede descargarse al drenaje municipal debe de estar por debajo de los 40°C, ya que puede ser perjudicial para el medio ambiente y causar daños en las tuberías subterráneas. El condensado que se encuentre por encima de esta temperatura deberá de ser enfriado antes de su descarga, lo cual se traduce en un incremento en los costos energéticos.

**Optimización de la producción de vapor de la caldera:** mientras más baja sea la temperatura del agua de alimentación para la caldera, más baja será la tasa de producción de vapor de ésta. Esto se debe a la necesidad de transmitir más calor a esta agua fría para aumentar su temperatura, traduciéndose en una mayor cantidad de combustible que deberá de ser quemado para este propósito. Finalmente, se dispondrá de una menor cantidad de calor para la producción del vapor.

**Calidad del agua de alimentación para la caldera:** el condensado es agua destilada, la cual posee una baja cantidad de sólidos no disueltos. Las calderas necesitan ser purgadas para reducir su concentración de sólidos disueltos en el agua. Regresando mayor cantidad de condensado al tanque de alimentación se reducirán las frecuencias de purga y el desperdicio de energía contenida en estas purgas.

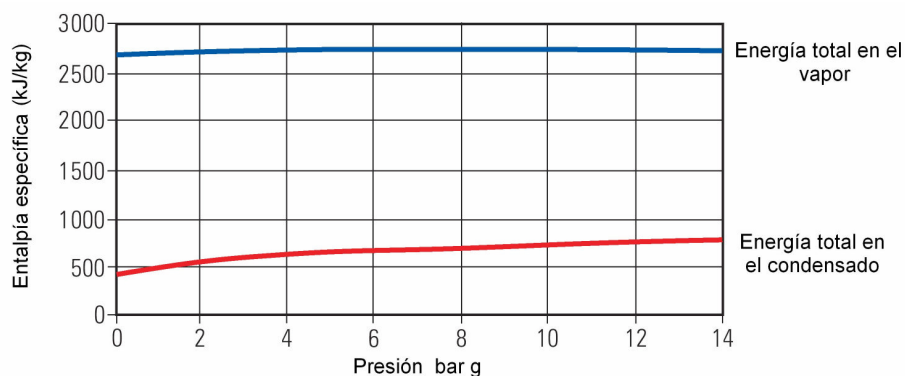
#### **Resumen de razones para la recuperación del condensado:**

- Reducción de las cargas de agua de suministro
- Cargas de afluencia y posibles costos de enfriamiento se reducen
- Reducción en los costos del combustible
- Mayor cantidad de vapor producida por la caldera
- Reducción en la frecuencia de purgas del agua de la caldera, con la consecuente menor pérdida de energía

- Reducción en los costos del tratamiento químico del agua de reposición.

La figura 194 compara la cantidad de energía total contenida tanto en un kilogramo de vapor como en un kilogramo de condensado a la misma presión. El porcentaje de energía en el condensado con respecto al vapor puede variar desde un 18% a 1 bar g, hasta un 30% a 14 bar g. Estos valores son un claro indicativo de su recuperación.

**Figura 194. Contenido energético en el vapor y el condensado a la misma presión**



Fuente: *Spirax Sarco, Introduction to condensate recovery*. Página 5

### 6.1.2 Ahorro potencial al regresar el condensado

El siguiente ejemplo demuestra el valor financiero de retornar el condensado.

**Ejemplo 6-1:** una caldera produce vapor a una razón de 10 000 kg/h. Esta caldera opera 24 horas al día, 7 días por semana y 50 semanas al año. La temperatura del agua de reposición para la caldera se encuentra a 10°C. Todo el condensado que se encuentra a 90°C es descargado al drenaje municipal.

Tanto los costos del agua de reposición como los de afluencia se han estimado (en dólares americanos) en 1.07 y 0.79 por metro cúbico, respectivamente.

La eficiencia de la caldera es de un 85%, y utiliza gas para la combustión, cuya tarifa se ha estimado en \$ 0.02/kWh (\$ 4.88/GJ). Determinar el valor monetario anual del condensado desperdiciado.

**Solución:** el valor monetario anual del condensado desperdiciado consta de tres costos individuales: costo del combustible quemado, costo del agua de reposición y costo de eliminar todo el condensado hacia el drenaje municipal. Se determinará por separado cada uno de los anteriores.

**Parte 1 costo del combustible:** la caldera operará 8 400 horas al año. Durante este tiempo se habrá desperdiciado un total de 84 millones de kg de condensado, que es exactamente igual a la cantidad de agua de reposición necesaria para una operación continua. Cada kilogramo de condensado que no sea regresado al tanque de alimentación de la caldera deberá de ser reemplazado por 1 kg de agua fría que se encuentra a 10°C y calentada hasta 90°C. La cantidad de calor necesaria para aumentar la temperatura del agua de reposición se obtiene a partir de la ecuación (2-1)

$$Q = mC_p \Delta T$$

donde:

Q : cantidad de calor (kJ)

m : masa de la sustancia (kg)

$C_p$  : calor específico a presión constante de la sustancia (kJ/kg °C)

$\Delta T$  : incremento en la temperatura de la sustancia (°C)



Para este ejemplo se usará un valor de 4.184 kJ/kg °C

$$Q = (8.4 \times 10^7 \text{ kg})(4.184 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ\text{C})(90^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C})$$

$$28116480000 \text{ kJ}$$

$$28116.48 \text{ GJ}$$

Como la eficiencia de la caldera es de un 85%, la cantidad real de calor necesaria para la evaporación del agua de suministro será:

$$Q_{real} = \frac{28116.48 \text{ GJ}}{0.85} = 33078.21 \text{ GJ}$$

Con un costo de \$ 4.88/GJ para el gas, el costo anual del combustible será:

$$C_{combustible} = (33078.21 \text{ GJ})(\$4.88 / \text{GJ}) = \$161421.66$$

**Parte 2 costo del agua de reposición:** el agua se vende en volumen y como la cantidad de condensado desperdiciado es igual a la cantidad de agua de reposición, este volumen se obtiene al dividir los 84 millones de kg de condensado dentro de la densidad del agua a temperatura normal ambiental tomada como 1000 kg/m<sup>3</sup>.

La cantidad total de agua requerida en un año para reemplaza al condensado no retornado es entonces de 84 000 m<sup>3</sup>

Como los costos del agua de alimentación son de \$ 1.07/m<sup>3</sup>, su costo anual será

$$C_{agua} = (84000)(\$1.07 / m^3) = \$89880.00$$

**Parte 3 costos de afluencia:** el condensado que no se ha recuperado deberá de ser descargado al sistema municipal de drenajes, y será gravado por la autoridad correspondiente. El volumen de agua tirada al drenaje es de 84 000 m<sup>3</sup>

El costo de afluencia es de \$ 0.79/m<sup>3</sup>, por tanto, el costo anual será de:

$$C_{afluente} = (84000)(\$0.79 / m^3) = \$66360.00$$

**Parte 4 valor total del condensado:** el costo total anual de desperdiciar 10 000 kg/h de condensado será la suma de los costos del combustible, agua de reposición y de afluencia al drenaje municipal.

$$C_{total} = C_{combustible} + C_{agua} + C_{afluente}$$

$$C_{total} = \$317661.66$$

La tabla LIII muestra el valor potencial de ahorro al regresar el condensado del ejemplo anterior.

**Tabla LIII. Ahorros potenciales al regresar el condensado**

<b>Ahorro en combustible</b>	\$ 161421.66
<b>Ahorro en agua de reposición</b>	\$ 89880.00
<b>Ahorro en costos de afluencia</b>	\$ 66360.00
<b>Ahorro total</b>	\$ 317661.66

Bajo este criterio, se sigue que si se regresa al tanque de alimentación de la caldera un 1% de condensado por cada 10 000 kg/h de agua evaporada, será posible obtener un ahorro de un 1% en cada uno de los costos anteriores.

**Ejemplo 6-2:** si se ha decidido invertir \$ 88 000.00 en un proyecto para regresar el 80% del condensado en una planta similar a la del ejemplo 6-1, pero la tasa de evaporación es de 5 000 kg/h, determinar el ahorro monetario anual y el tiempo de recuperación de la inversión.

**Solución:**

$$Ahorro = (\$317661.66)(0.80)(5000 / 10000)$$

$$Ahorro = \$ 127\ 064.66/\text{año}$$

$$Re\ recuperación = \frac{\$88000}{\$127064.66 / \text{año}} = 0.693 \text{ años} = 36 \text{ semanas}$$

En el cálculo anterior no se incluyen los ahorros correspondientes a un correcto control del número de purgas requeridas para el agua de la caldera y del monitoreo de los sólidos totales disueltos en el agua de alimentación. Los costos asociados a estos dos aspectos variarán en función del tipo de aplicación, pero deben de ser incluidos en el análisis final. Cuando se asignan costos para la administración financiera del condensado, los ahorros en purgas y control de sólidos disueltos deberán de ser incluidos.

Los pasos efectuados en los ejemplos 6-1 y 6-2 constituyen la base para determinar los costos asociados al desperdicio del condensado y la justificación para implementar un sistema adecuado de resuperación de condensado. En la siguiente sección se presenta un método formal para determinar los ahorros asociados al recuperar un determinado porcentaje de condensado.

### 6.1.2.1 Ecuaciones empleadas para determinar los ahorros obtenidos al regresar el condensado

El ahorro anual en combustible se pueden determinar haciendo uso de la ecuación 6-1.

$$A_{comb} = \frac{x C_{comb} \left( \dot{m} t C_p \Delta T \right)_{H_2O}}{E} \quad (6-1)$$

donde:

$x$  : fracción decimal de condensado recuperado

$C_{comb}$  : costo del combustible para producir 1 GJ de energía

$\left( m t C_p \Delta T \right)_{H_2O}$  : calor suministrado al agua de alimentación (GJ)

$m$  : producción de vapor de la caldera (kg/h)

$t$  : tiempo de operación de la caldera (h)

$C_p$  : calor específico del agua (4.184 kJ/kg °C)

$\Delta T$  : diferencia entre las temperaturas del condensado y la del agua de alimentación (°C)

$E$  : eficiencia de la caldera expresada como una fracción decimal

El ahorro anual en agua de reposición para la caldera se obtiene según la ecuación (6-2):

$$A_{H_2O} = \frac{x C_{H_2O} m t}{\rho_{H_2O}} \quad (6-2)$$

donde:

$C_{H_2O}$  : costo del agua de reposición por m<sup>3</sup>

$\rho_{H_2O}$  : densidad del agua, tomada como 1000 kg/m<sup>3</sup> a la temperatura ambiente

Los otros términos tienen el mismo significado que en la ecuación (6-1)

El ahorro anual por descargar el condensado al drenaje municipal se obtiene a partir de la ecuación (6-3)

$$A_{af} = \frac{x C_{af} m t}{\rho_{H_2O}} \quad (6-3)$$

donde:

$C_{af}$  : costo por m<sup>3</sup> al vaciar el condensado en el drenaje municipal

El resto de términos tienen el mismo significado que en las ecuaciones (6-1) y (6-2).

**Ejemplo 6-3:** la gerencia administrativa de una industria ha estimado el costo de un proyecto para la recuperación de condensado en \$ 125 000.00, el cual espera obtener 35% más de condensado del que actualmente recupera. La producción de vapor de las calderas se ha estimado en 15 000 kg/h, operando 8000 horas al año. El combustible utilizado para la evaporación del agua de la caldera es gas propano, cuya tarifa se ha estimado en \$ 0.05/kWh (\$ 13.89/GJ). La eficiencia de combustión de la caldera es del 80%. El condensado que no se regresa a la caldera es sustituido por agua, previamente tratada químicamente para eliminar sus impurezas, y su costo es de \$ 2.25/m<sup>3</sup>. Esta agua se encuentra a una temperatura de 10°C. El aislamiento de las líneas de retorno de condensado aseguran que éste regrese a la caldera a una temperatura de 95°C. La municipalidad cobra a la industria \$ 0.95/m<sup>3</sup> por tirar el condensado al drenaje. Determine los ahorros esperados al implementar el proyecto y el tiempo en el que esta industria recuperará su inversión.

**Solución:** se determinarán los ahorros individuales de combustible, agua de reposición y eliminación del condensado al drenaje municipal. Después se obtendrá el ahorro total y finalmente se determinará el tiempo de recuperación de la inversión.

**A. Ahorro anual de combustible:** sustituyendo los datos proporcionados por el problema en la ecuación (6-1) y recordando que  $1GJ = 1 \times 10^6 kJ$  se obtiene:

$$A_{comb} = \frac{[(0.35)(\$13.89 / GJ)(15000kg / h)(8000h)(4.184kJ / kg^{\circ}C)(85^{\circ}C)] \left[ \frac{1GJ}{1 \times 10^6 kJ} \right]}{0.80}$$

$$A_{comb} = \$ 259 341.58$$

**B. Ahorro en agua de reposición:** procediendo de similar forma, se sustituyen los valores necesarios en la ecuación (6-2), obteniéndose:

$$A_{H_2O} = \frac{(0.35)(\$2.25 / m^3)(15000kg / m^3)(8000h)}{(1000kg / m^3)}$$

$$A_{H_2O} = \$ 94 500.00$$

**C. Ahorro en vaciado al drenaje:** el ahorro anual al recuperar el condensado y no tirarlo al drenaje municipal está dado al sustituir los valores necesarios en la ecuación (6-3), esto es:

$$A_{af} = \frac{(0.35)(\$0.95 / m^3)(15000kg / h)(8000h)}{(1000kg / m^3)}$$

$$A_{af} = \$ 39\,900.00$$

**D. Ahorro total anual:** anualmente la industria en cuestión ahorraría:

$$A_{total} = A_{comb} + A_{H_2O} + A_{af}$$

$$A_{total} = \$ 393\,741.58$$

**E. Tiempo de recuperación de la inversión:** este se obtiene por medio de la razón entre el costo del proyecto y el ahorro total anual, es decir,

$$\text{tiempo recuperación inversión} = (\$ 125\,000.00) / (\$ 393\,741.58 / \text{año})$$

$$\text{tiempo recuperación inversión} = 0.317 \text{ años} = 17 \text{ semanas}$$

## 6.2 Disposición de líneas de retorno de condensado

Con el objetivo de diseñar un adecuado sistema de tuberías para el regreso del condensado es necesario tomar en cuenta varios factores; entre los cuales están la presión de operación de los equipos que emplean el vapor, las características de operación de las trampas de vapor, la ubicación del sistema colector y la presión que se debe mantener en el sistema de retorno de condensados.

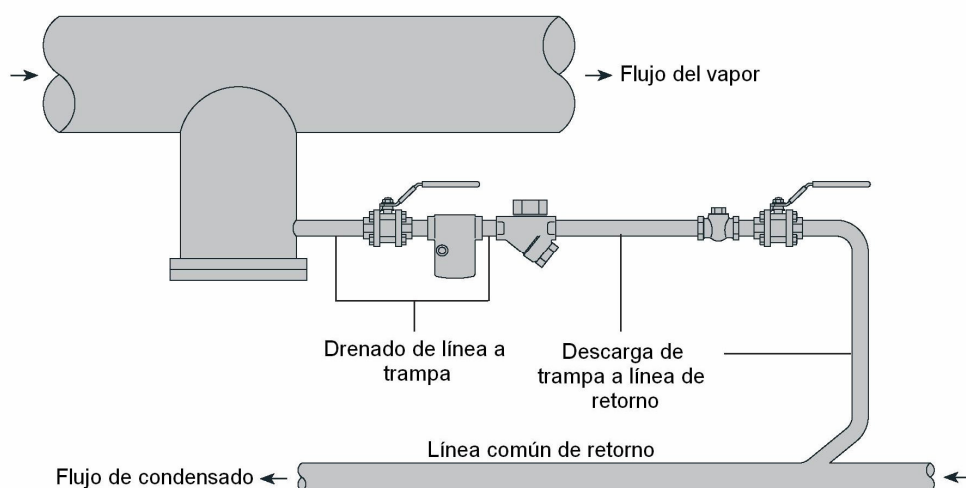
Por las razones anteriormente mencionadas, resulta adecuado considerar dos aspectos que definirán la función del sistema colector de condensados. Estas son:



- El condensado no debe de acumularse en las superficies de transferencia de calor, a menos que el equipo sea diseñado para trabajar bajo esta circunstancia. Generalmente los equipos se diseñan para no operar bajo condiciones de inundación, y si este fuera el caso, la acumulación de condensado reduciría la eficiencia del aparato y favorecería la corrosión de tuberías y conexiones.
- El condensado no debe de acumularse en el cabezal principal de vapor. Al estar presente en éste puede ocasionar erosión y golpe de ariete a la tubería de distribución al ser arrastrado por la alta velocidad del vapor.

Existen cuatro tipos de disposiciones de tuberías de condensado los cuales se ilustran en la figura 195 y se especifican en la tabla LIV.

**Figura 195. Trampa que drena una línea principal y descarga a una tubería común de condensado**



Fuente: *Spirax Sarco, Layout of condensate return lines*. Página 2

**Tabla LIV. Tipos de líneas para el retorno de condensado**

<b>Tipo de línea de condensado</b>	<b>Línea dimensionada para transportar</b>
Drenado de líneas a trampas	Condensado
Descarga de trampas a líneas	Vapor <i>flash</i>
Líneas comunes de retorno	Vapor <i>flash</i>
Bombeo de líneas de retorno	Condensado

Fuente: *Spirax Sarco, Layout of condensate return lines*. Página 2

### **6.2.1 Drenado de líneas a trampas**

Cuando se drenan líneas, el condensado y cualquier otro gas no condensable deberá de fluir desde el punto de drenado hasta la trampa de vapor.

En una línea de drenado apropiadamente dimensionada, tanto el equipo que es drenado como el cuerpo de la trampa se encuentran a la misma presión y por este motivo el condensado no se revaporiza en ésta. La gravedad actúa como fuerza que induce el flujo a través de la tubería. Por esta razón, la trampa que sea usada debe de ser colocada por debajo de la salida del equipo que drena. El tipo de trampa que sea usado afectará el dimensionado de la tubería de descarga.

#### **6.2.1.1 Trampas termostáticas**

Las trampas termostáticas enfriarán el condensado por debajo de la temperatura de saturación del vapor antes de efectuar la descarga. Esto producirá una inundación en la línea de drenado y un retorno de condensado al equipo.

Existen algunas aplicaciones donde el subenfriado del condensado presenta ventajas significativas. Menor cantidad de vapor *flash* se produce en la línea de descarga de la trampa, y la introducción de condensado al sistema de retornos es favorecida.

La descarga de este tipo de trampas desperdiciará menos energía que las del tipo mecánico porque más del calor sensible contenido en el condensado será liberado para beneficio del proceso de calentamiento que se realiza en el equipo. Un ejemplo típico se presenta en las líneas de trazo.

Las trampas termostáticas no deben de ser usadas en el drenado de tuberías principales o intercambiadores de calor, a menos que se haga la apropiada consideración de colocar una línea de drenado de mayor longitud y/o diámetro que actúe como recipiente del condensado y disipe calor a la atmósfera. La longitud extra (o diámetro) de la línea de drenado requerida para realizar este trabajo usualmente es impracticable, como lo demuestra el ejemplo 6-4.

**Ejemplo 6-4:** la descarga de condensado de un calentador de aire de 30 kW será conectada a una trampa de vapor termostática DN15, la cual libera condensado a una temperatura de 13°C por debajo de la de saturación del vapor. La presión normal de operación del calentador es de 3 bar g, la temperatura ambiente es de 15°C, y la pérdida de calor desde la línea de drenado hacia los alrededores se estima en 20 W/m<sup>2</sup> °C. Determinar la longitud mínima requerida de una tubería de drenado de 15 mm de diámetro que se debe de conectar a la trampa.

**Solución:** de las tablas de vapor a una presión manométrica de 3 bar g se sabe lo siguiente; temperatura de saturación del vapor: 144°C; entalpía de evaporación ( $h_{fg}$ ): 2133.24 kJ/kg. La temperatura de descarga de la trampa será de 131°C. Por medio de la ecuación (2-8) se calcula el flujo de vapor necesario para el calentador de aire.

$$\dot{m}_s = \frac{3600 \dot{Q}}{h_{fg@P}}$$

$$\dot{m}_s = \frac{(3600s/h)(30kW)}{2133.24}$$

Flujo de vapor = 50.6 kg/h = 0.0141 kg/s

Debido a que la trampa descargará el condensado a 131°C, la línea de drenado deberá de eliminar suficiente calor de tal manera que el condensado a la salida del calentador se encuentre a su temperatura de saturación, y que el condensado no regrese a los serpentines. La pérdida de calor necesaria se puede calcular haciendo uso de la ecuación (2-6).

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_s C_p \Delta T$$

En esta ecuación  $\Delta T$  es la caída en la temperatura requerida a lo largo de la tubería.

Sustituyendo se obtiene:

$$\dot{Q}_L = (0.0141kg/s)(4.184kJ/kg^{\circ}C)(13^{\circ}C)$$

$$\dot{Q}_L = 0.7669kW$$

Esta pérdida de calor será alcanzada a través de la temperatura media de condensación en la línea de drenado. Esta se obtiene por el promedio entre las temperaturas de saturación del vapor y la temperatura de descarga de la trampa, siendo 137.5 °C. El área superficial de la línea de drenado que elimine el calor necesario se calcula a partir de la ecuación (1-16).

$$\dot{Q}_L = UA\Delta T$$

En ésta ecuación  $\Delta T$  es la diferencia de temperaturas entre el fluido primario y el secundario. Para este ejemplo es la diferencia entre la temperatura media de condensación en la línea de drenado (137.5°C) y la temperatura ambiente (15°C), siendo 122.5°C. Despejando el área superficial de la ecuación anterior y realizando las sustituciones necesarias se tiene:

$$A = \frac{(0.7669 \times 10^3 W)}{(20 W / m^2 \cdot C)(122.5 \cdot C)}$$

$$A = 0.313 \text{ m}^2$$

La longitud de tubería requerida para obtener esta área superficial se puede calcular usando la información de la tabla LV

**Tabla LV. Áreas superficiales nominales para tubería de acero por metro de longitud**

<b>Diámetro nominal</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>25</b>	<b>32</b>	<b>40</b>	<b>50</b>	<b>65</b>	<b>80</b>	<b>100</b>
<b>Área superficial (m<sup>2</sup>/m)</b>	0,067	0,085	0,106	0,134	0,152	0,189	0,239	0,279	0,358

Fuente: Spirax Sarco, *Layout of condensate return lines*. Página 4

El área superficial para tubería de 15 mm es 0.067 m<sup>2</sup>/m, por tanto, la longitud mínima de la línea de drenado será

$$\text{Longitud mínima} = \frac{0.313\text{m}^2}{0.067\text{m}^2 / \text{m}} = 4.7 \text{ m}$$

Esta longitud de tubería probablemente resulte impráctica. Dos alternativas se tendrán. La primera es incrementar el diámetro de la línea de drenado, lo cual continúa siendo inadecuado; la otra solución es más simple, instalar la trampa correcta para este tipo de aplicación; una del tipo flotador y termostato que descarga el condensado a la temperatura del vapor y no requiere de una pierna de enfriamiento.

Como la trampa termostática se considera esencial y su instalación debe de ser de tal manera que no este a más de 2 m de distancia desde la salida de condensado del calentador, será necesario calcular el diámetro necesario de la línea de drenado. La pérdida de calor necesaria desde la tubería será la misma, así como el área superficial total, pero el área superficial por metro de longitud debe de incrementarse. Así, el área superficial por metro de longitud necesaria será:

$$\text{Área superficial/metro longitud} = 0.313 \text{ m}^2 / 2 \text{ m} = 0.157 \text{ m}^2/\text{m}$$

De la tabla LV, se observa que el diámetro mínimo de tubería que proporcionará el área superficial por metro de longitud anteriormente calculado es de 50 mm, el cual, nuevamente, es impráctico y costoso de fabricar.

La conclusión que se obtiene del ejemplo anterior refiere a que es más fácil y barato seleccionar la trampa adecuada para la aplicación, que tener un inadecuado tipo de trampa y fabricar una solución alrededor de ésta.

### **6.2.1.2 Trampas termodinámicas**

Las trampas que descargan intermitentemente, como las termodinámicas, acumularán condensado entre descarga. Sin embargo, son extremadamente robustas, tolerarán temperaturas exteriores de congelamiento y poseen un área superficial de salida pequeña, traduciéndose en una mínima pérdida de calor hacia el ambiente. No son adecuadas para la descarga en líneas de retorno inundadas, como se explicará más adelante.

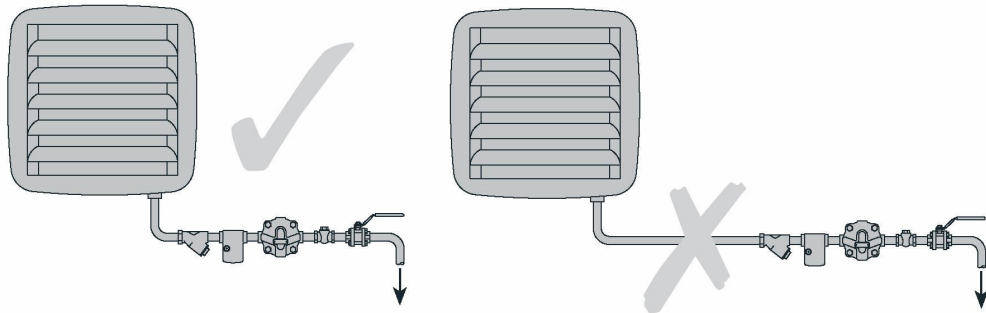
### **6.2.1.3 Trampas mecánicas**

Trampas mecánicas con descarga continua como característica, como las de flotador y termostato, siempre resultan ser la mejor opción, además de poseer la ventaja adicional de ventear aire.

La mayoría de este tipo de trampas está disponibles en dos tipos de configuraciones, tanto con flujo vertical u horizontal. Algunas trampas de cubeta invertida poseen entrada en la parte baja y salida en la superior. Obviamente, el tipo de conexiones de la trampa afectará la forma de instalarla a la tubería.

La línea de drenado debe de mantenerse a la menor longitud posible, idealmente menos de 2 m, como se observa en la figura 196. Una línea larga puede llenarse de vapor e impedir que el condensado llegue a la trampa. Este efecto es conocido como bloqueo por vapor. En situaciones donde es imposible tener longitudes cortas, el problema del bloqueo por vapor se puede eliminar usando trampas de flotador con dispositivos antibloqueo.

**Figura 196. Longitud correcta e incorrecta para la línea de descarga**



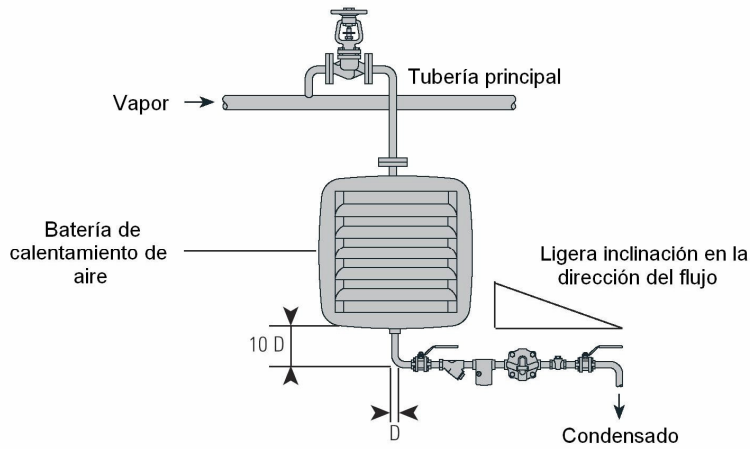
Fuente: Spirax Sarco, *Layout of condensate return lines*. Página 5

En el drenado de equipos de vapor, la tubería desde la conexión a la salida del condensado deberá de descender verticalmente en una longitud igual a 10 diámetros de tubería antes de ser conectada a la trampa. Asumiendo que se tiene una trampa flotador correctamente dimensionada se evitará la acumulación de condensado en el fondo del equipo. Esta proveerá de una pequeña cabeza estática que ayudará a la eliminación del condensado formado durante el arranque cuando la presión es demasiado pequeña para realizar el trabajo. Después del tramo horizontal la tubería deberá de poseer una pequeña inclinación en la dirección del flujo para asegurar que el condensado fluirá libremente como se aprecia en la figura 197.

En el drenado de tuberías principales, se recomienda la instalación de piernas colectoras, de esta manera la línea de drenado entre la pierna y la trampa será horizontal. Si la profundidad de la pierna no es la adecuada, será necesaria la instalación de la trampa a una distancia equivalente, como lo muestra la figura 198.

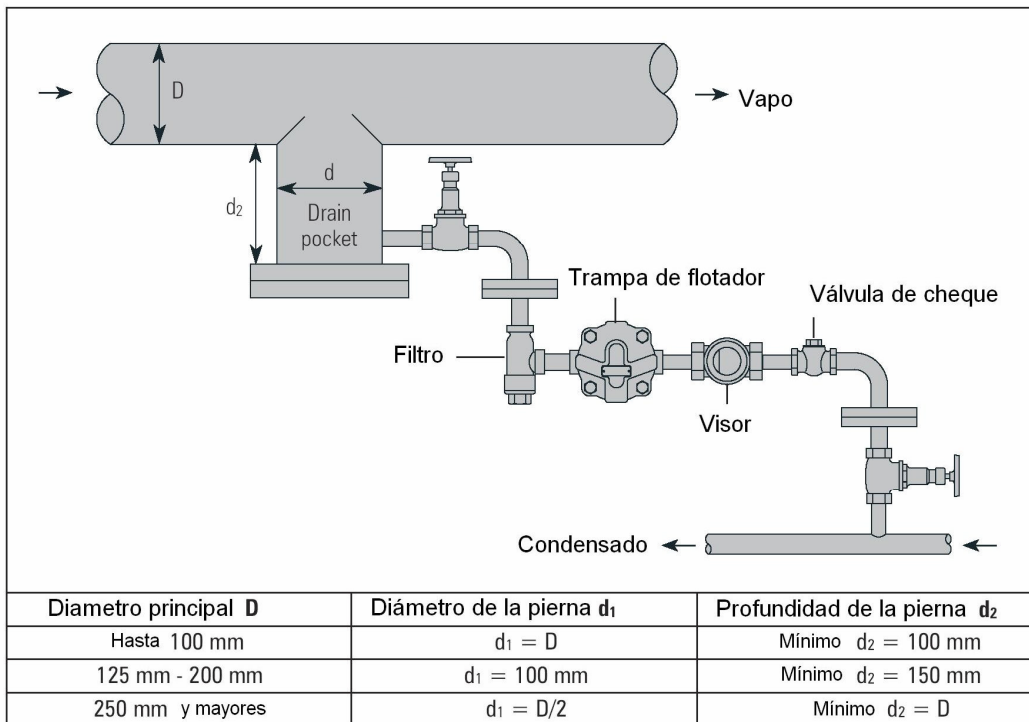


**Figura 197. Arreglo ideal cuando se drena un equipo de vapor**



Fuente: *Spirax Sarco, Layout of condensate return lines.* Página 6

**Figura 198. Configuración ideal para el drenado de tubería principal**



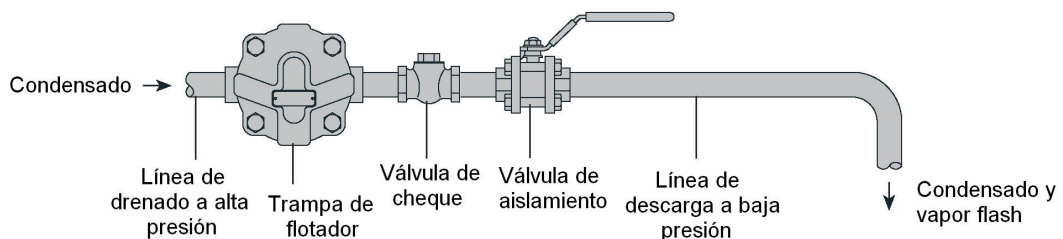
Fuente: *Spirax Sarco, Layout of condensate return lines.* Página 6

## 6.2.2 Descarga de trampas a líneas de retorno

Estas tuberías transportarán condensado, gases no condensables y vapor *flash* desde las trampas hasta el sistema de retorno del condensado, ver figura 199. El vapor *flash* se forma cuando el condensado es descargado desde el lado de alta presión antes de la trampa al de baja presión del sistema de retorno de condensado.

Estas líneas deberán de poseer una inclinación en la dirección del flujo para mantener una libre circulación del condensado. En líneas pequeñas, la inclinación deberá de ser percibida a simple vista. En líneas largas, la inclinación deberá de ser en la proporción 1:70, esto es, 100 mm cada 7 m.

**Figura 199. Descarga de trampas a líneas de retorno**



Fuente: *Spirax Sarco, Layout of condensate return lines.* Página 7

### 6.2.2.1 Descarga a líneas inundadas

La descarga de las trampas a líneas de retorno inundadas no es recomendable, especialmente cuando se usan trampas de descarga intermitente (termodinámicas o de cubeta invertida), que remueven el condensado a la temperatura de saturación. El alto volumen de vapor *flash* que se libera en estas líneas empujará violentamente el condensado, causando golpe de ariete, ruido y con el tiempo falla mecánica de la tubería.

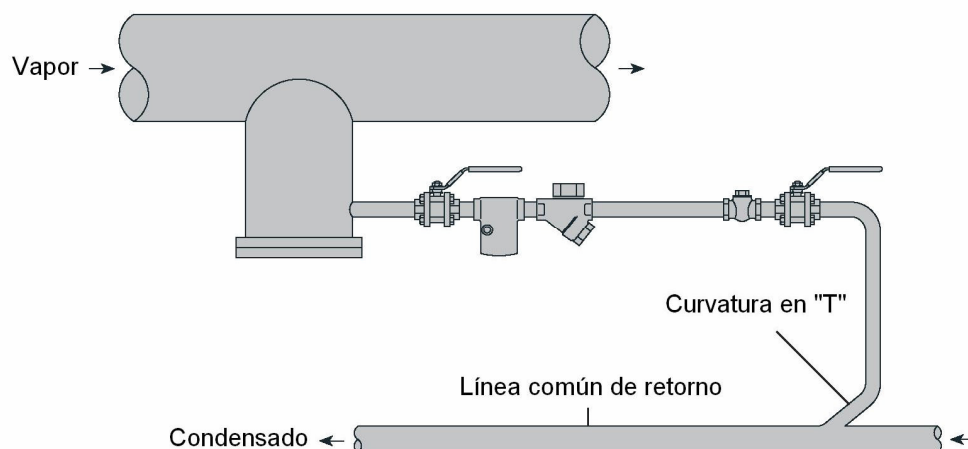
### 6.2.3 Líneas comunes de retorno

En situaciones donde el condensado fluye desde más de una trampa hacia el mismo punto de recolección, como en el caso de recipientes de venteo, es usual instalar una línea común donde las líneas de descarga de las trampas individuales puedan ser conectadas.

#### 6.2.3.1 Trampas de descarga intermitente

Si se usan trampas de descarga intermitente (termodinámicas o de cubeta invertida), las fuerzas de reacción y velocidades de flujo serán altas. Curvaturas en forma de "T" ayudarán a disminuir los esfuerzos y la erosión en el punto donde la línea de descarga se une a la línea común de descarga como se ve en la figura 200.

**Figura 200. Conexión entre líneas de descarga**

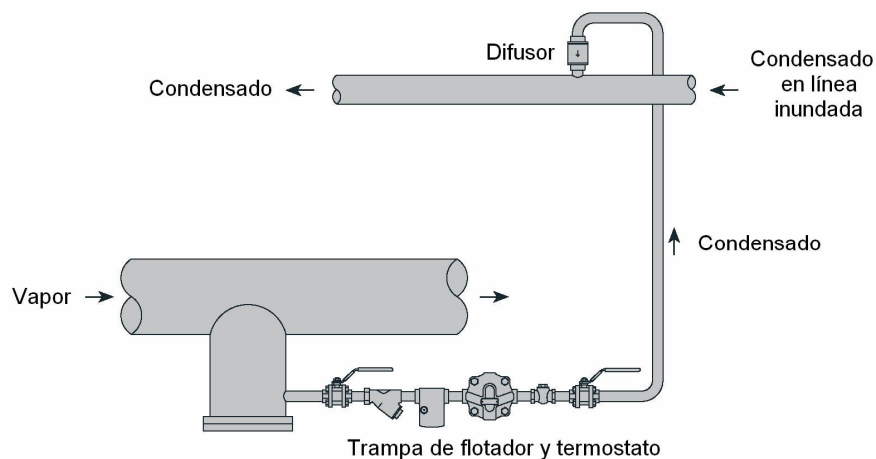


Fuente: *Spirax Sarco, Layout of condensate return lines.* Página 7

### 6.2.3.2 Trampas de descarga continúa

Sí por alguna razón las curvaturas en “T” no pueden usarse, una trampa de flotador y termostato resulta una buena opción. La línea inundada absorberá la energía disipada por el flujo continuo de la trampa. Si la diferencia de presión entre las tuberías principales de vapor y condensado es muy alta, un difusor ayudará a amortiguar la descarga, reduciendo tanto la erosión como el ruido. La figura 201 presenta esta situación.

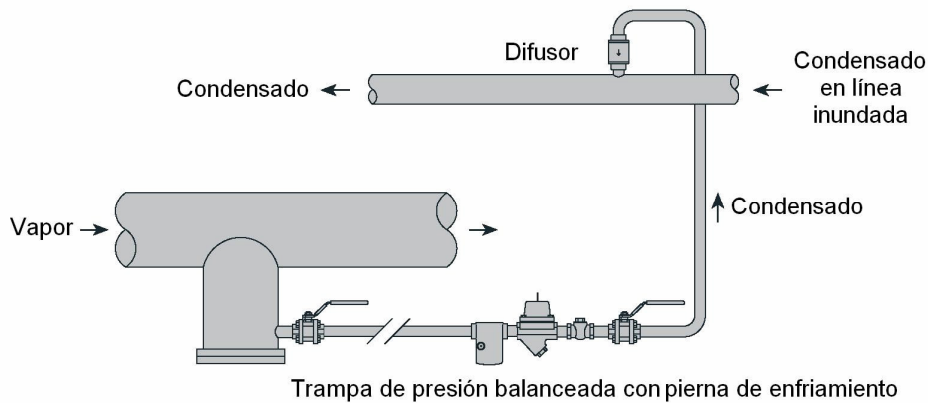
**Figura 201. Descarga de un conjunto trampa de flotador y difusor en línea común inundada**



Fuente: *Spirax Sarco, Layout of condensate return lines.* Página 8

Otra alternativa es usar una trampa termostática que regrese condensado hasta que se enfríe por debajo de la temperatura de saturación del vapor; esto reducirá la cantidad de vapor *flash* que se forme. Para prevenir la inundación de la tubería principal de vapor, será necesario el uso de una pierna colectora y una pierna de enfriamiento (que acumulará condensado hasta que su temperatura sea la de descarga) sin aislamiento de una longitud entre 2 y 3 m. La figura 202 presenta esta situación. Si existe algún peligro de inundación de la tubería principal de vapor, no se debe de usar la trampa termostática.

**Figura 202. Descarga de una trampa termostática de presión balanceada con pierna de enfriamiento en línea inundada**



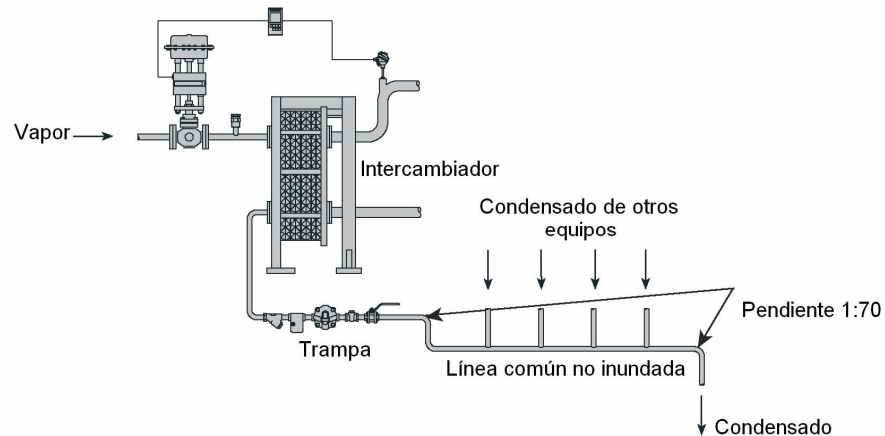
Fuente: *Spirax Sarco, Layout of condensate return lines*. Página 8

### **6.2.3.3 Equipos controlados por temperatura con trampas que descargan a líneas inundadas**

Procesos que son controlados por temperatura son ejemplos donde el suministro de vapor es estrangulado a través de una válvula de control de flujo. El efecto es una reducción en la capacidad de la trampa hasta un punto donde el flujo es completamente interrumpido, con el consecuente atascamiento por condensado del equipo. Este efecto es resultado de una insuficiente presión de vapor que evacue el condensado formado.

No todos los equipos controlados por temperatura sufrirán del atascamiento, pero la contrapresión causada por sistema recolector de condensado puede tener efectos adversos en el desempeño de la trampa. Este será el caso si el condensado acumulado en la línea común es elevado. La configuración de las líneas de drenado debe de ser tal que no se produzca una inundación de la tubería común de retorno. Esto se logra al inclinar ligeramente la línea común de descarga, como se aprecia en la figura 203.

**Figura 203. Descarga de trampa de equipo controlado por temperatura a línea común no inundada**



Fuente: *Spirax Sarco, Layout of condensate return lines.* Página 9

#### **6.2.3.4 Descarga de líneas a diferentes presiones**

Condensado que proviene de más de un proceso controlado por temperatura puede descargarse a una línea común, siempre y cuando esta línea sea diseñada con una inclinación en dirección del flujo y sea dimensionada para transportar el vapor *flash* proveniente de todas las descargas de las trampas que drenan a su respectivos equipos.

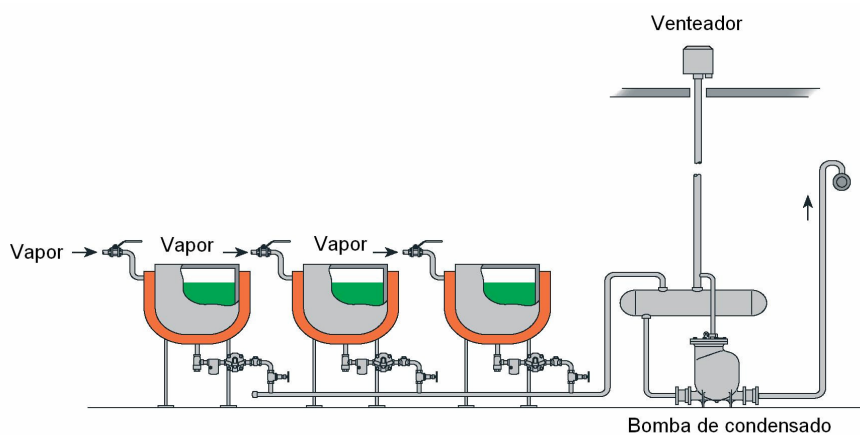
En ocasiones se malinterpreta lo referente a conectar a una misma línea la descarga de diferentes trampas que operan a distintas presiones. Si el dimensionado de la línea común y de los ramales es correcto, la presión después de cada trampa virtualmente será la misma. De lo contrario, el flujo de condensado y vapor *flash* será restringido, debido a un incremento en la contrapresión. Las secciones 6.3.4 y 6.3.5 presentan mayores detalles referentes a este tema.

#### 6.2.4. Bombeo de líneas de retorno

El vapor flash puede, en algún punto, ser separado del condensado y usado en un sistema que lo necesite, o simplemente venteado a la atmósfera. El condensado residual puede bombearse a un recipiente adecuado, como el tanque de alimentación de la caldera. Cuando el bombeo se realiza desde un recipiente de venteo, el condensado estará a una temperatura inferior a los 100°C, con menores posibilidades de un revaporizado adicional. La figura 204 ilustra uno de estos casos.

El bombeo de condensado a través de una línea de retorno es intermitente, ya que la bomba se encenderá y apagará según sea necesario. La tasa de descarga de la bomba será mayor que la ingresante. Por lo tanto, la tasa de descarga de la bomba determinará el dimensionado de la línea. Este tema se trata en detalle en la sección 6.4.

**Figura 204. Recuperación de condensado desde un recipiente de venteo**



Fuente: Spirax Sarco, *Layout of condensate return lines*. Página 10

## 6.3 Dimensionado de líneas de retorno de condensado

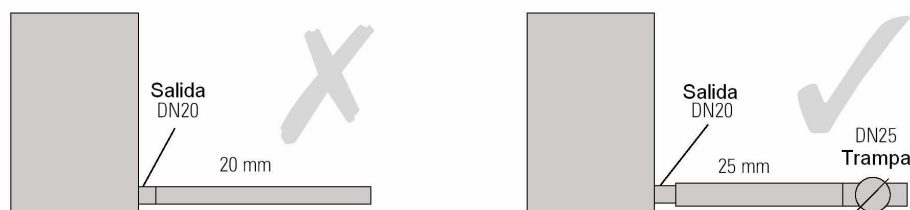
El dimensionado de cualquier tipo de líneas de condensado es función de:

- Presión: diferencia de presión ente cada extremo de la tubería. Esta diferencia promoverá el flujo, o causará que parte del condensado se revaporice.
- Cantidad: volumen de condensado que debe de ser manejado.
- Condición: si predomina el condensado o vapor *flash*.

### 6.3.1 Dimensionado de las líneas que conectan las trampas a la salida de los equipos

No debe de asumirse que el tamaño de la línea (y la trampa) serán del mismo que el de la salida de condensado del equipo. El equipo operará en un amplio rango de presiones y flujos de vapor, especialmente cuando es controlado por temperatura. Sin embargo, después de que la trampa ha sido correctamente dimensionada, es usual que la línea de drenado sea del mismo tamaño que el de la conexión de entrada de la trampa. Ver figura 205.

**Figura 205. Correcto dimensionado de la línea que une la salida del equipo con la entrada de la trampa**



Fuente: *Spirax Sarco, Sizing condensate return lines*. Página 2



Debido a que la caída en la presión a través de la línea es insignificante, no existirá vapor *flash* dentro de éste, y puede dimensionarse para transportar únicamente condensado.

Cuando se dimensione, será necesario atender a las siguientes consideraciones:

- La tasa de condensado producido por el equipo durante operación normal.
- La tasa de condensado producida por el equipo durante el arranque. Durante este período, la carga de condensado puede ser hasta tres veces la producida en operación normal, como ocurre en equipos controlados por temperatura. En procesos donde la temperatura se mantendrá constante, así como en tuberías de distribución, la carga de condensado en el arranque se estima en el doble de la presente en operación continua. La línea de drenado, trampa y la tubería que descarga desde la trampa también deberán dejar pasar el aire que es desplazado por el vapor que ingresa al sistema.

Para fines prácticos, si la línea de drenado es menor a 10 m (longitud equivalente) el diámetro de esta puede ser el mismo que el de la trampa seleccionada para la aplicación. La caída permisible en la presión a flujo máximo no debe de ser mayor a 200 Pa por metro de longitud (200 Pa/m) con una velocidad menor a 1.5 m/s. Para líneas más largas (longitud equivalente), mayores a 10 m, la caída en la presión, a flujo máximo, no debe sobrepasar los 100 Pa/m con velocidades menores a 1 m/s.

La tabla LVI presenta un extracto de las pérdidas de presión por metro de longitud, flujos de condensado y velocidades para tuberías de acero. En el anexo aparece de manera más completa.

**Tabla LVI. Pérdidas de presión por metro de longitud, flujos de condensado y velocidades para tubería de acero**

Tasa de flujo		Capacidad kg/h								
Diámetro de la tubería		15 mm	20 mm	25 mm	32 mm	40 mm	50 mm	65 mm	80 mm	100 mm
Pa/m	mbar/m	<0.15 m/s			0.15 m/s					0.3 m/s
<b>90.0</b>	<b>0.900</b>	173	403	745	1627	2488	4716	9612	14940	30240
<b>92.5</b>	<b>0.925</b>	176	407	756	1652	2524	4788	9756	15156	30672
<b>95.0</b>	<b>0.950</b>	176	414	767	1678	2560	4860	9900	15372	31104
<b>97.5</b>	<b>0.975</b>	180	421	778	1699	2596	4932	10044	15552	31500
<b>100.0</b>	<b>1.000</b>	184	425	788	1724	2632	5004	10152	15768	31932
<b>120.0</b>	<b>1.200</b>	202	472	871	1897	2898	5508	11196	17352	35100
<b>140.0</b>	<b>1.400</b>	220	511	943	2059	3143	5976	12132	18792	38160
<b>160.0</b>	<b>1.600</b>	234	547	1015	2210	3373	6408	12996	20160	40680
<b>180.0</b>	<b>1.800</b>	252	583	1080	2354	3589	6804	13824	21420	43200
<b>200.0</b>	<b>2.000</b>	266	619	1141	2488	3780	7200	14580	22644	45720
<b>220.0</b>	<b>2.200</b>	281	652	1202	2617	3996	7560	15336	23760	47880
<b>240.0</b>	<b>2.400</b>	288	680	1256	2740	4176	7920	16056	24876	50400
<b>260.0</b>	<b>2.600</b>	306	713	1310	2855	4356	8244	16740	25920	52200
<b>280.0</b>	<b>2.800</b>	317	742	1364	2970	4536	8568	17388	26928	54360
<b>300.0</b>	<b>3.000</b>	331	767	1415	3078	4680	8892	18000	27900	56160

Fuente: *Spirax Sarco, Sizing condensate return lines*. Página 3

**Ejemplo 6-5:** una olla de cocimiento es usada para calentar un producto en su interior, la cual utiliza vapor a presión constante. Esta olla condensa 470 kg/h de vapor cuando opera continuamente. La línea utilizada para drenar el condensado procedente de la olla hasta la trampa tiene una longitud equivalente de 2m. Determinar el diámetro de la tubería que será conectado entre la salida de la olla y la entrada de la trampa.

**Solución:** como la presión de operación de la olla es constante cuando opera continuamente, la temperatura también lo será. Bajo esta consideración, la carga de condensado que deberá de manejar la trampa durante el arranque será el doble de la esperada bajo régimen constante, es decir:  $470 \text{ kg/h} \times 2 = 940 \text{ kg/h}$ . Ya que la longitud equivalente es menor a 10 m, la máxima caída en la presión permisible será 200 Pa/m.

Al localizar en la primera columna de la tabla LVI el valor 200Pa/m y recorrer verticalmente hasta llegar a 25 mm de diámetro de tubería se observa que la capacidad esperada es de 1141 kg/h, lo cual hace que sea ideal para manejar los 940 kg/h de condensado al momento del arranque.

Si se recorre hacia arriba, siempre en la columna de los 25 mm, y se localiza una capacidad de 943 kg/h, que es el valor más cercano a los 940 kg/h reales, y se lee horizontalmente hacia la izquierda se observará una pérdida de 140 Pa/m.

Por lo tanto, se concluye que el diámetro de la línea que será conectada entre la salida del equipo y la entrada de la trampa debe de ser de 25 mm.

### **6.3.2 Dimensionado de las líneas que descargan las trampas**

El dimensionado de estas líneas transportará tanto condensado como vapor *flash* a la misma presión y temperatura. Esto es conocido como un flujo de dos fases, y la mezcla de líquido y vapor tendrá las características tanto del vapor como del condensado proporcional a cuanto de cada fase está presente. Considérese el ejemplo 6-6 para entender esta situación.

**Ejemplo 6-6:** un equipo de planta utiliza vapor a una presión constante de 4 bar g y una trampa mecánica es utilizada para drenarlo. El condensado a su temperatura de saturación es descargado al sistema de retorno que opera a 0.5 bar g. Determinar la proporción tanto en masa como en volumen de agua y vapor que se encuentra en el sistema de retorno.

**Solución:** de las tablas de vapor se tiene lo siguiente:

a 4 bar g  $h_f = 640.8$  kJ/kg

a 0.5 bar g  $h_f = 468.3$  kJ/kg;  $h_{fg} = 2225.5$  kJ/kg

**A. Proporción en masa:** La fracción de vapor *flash* se calcula por medio de la ecuación 1-5

$$V_i = \frac{h_{f@P_1} - h_{f@P_2}}{h_{fg@P_2}}$$

donde:

$P_1$  : presión inicial

$P_2$  : presión final

$h_f$  : entalpía del líquido saturado (kJ/kg)

$h_{fg}$  : entalpía de evaporación (kJ/kg)

$$V_i = \frac{(640.8 \text{ kJ} / \text{kg} - 468.3 \text{ kJ} / \text{kg})}{2225.5} = 0.0775$$

Es decir, 7.75 % de la cantidad total contenida en el sistema se revaporizará. De esta manera, el 92.25% restante del flujo másico inicial se mantendrá en estado líquido.

**B. Proporción en volumen:** tomando como referencia una masa inicial de 1 kg de condensado descargado a 4 bar g a la temperatura de saturación, la masa del vapor *flash* producido será de 0.0775 kg y la de condensado será de 0.9225 kg.

La densidad del agua saturada a 0.5 bar g es de 950 kg/m<sup>3</sup>, y el volumen ocupado por 0.9225 kg de condensado es:  $\frac{0.9225\text{kg}}{950\text{kg}/\text{m}^3} = 0.001 \text{ m}^3$ .

Nuevamente, de las tablas de vapor se sabe que el volumen específico del vapor a 0.5 bar g es de 1.15 m<sup>3</sup>/kg. El volumen ocupado por el vapor es 0.0775 kg x 1.15 m<sup>3</sup>/kg = 0.089 m<sup>3</sup>.

El volumen total ocupado por la mezcla vapor-agua es: 0.089 m<sup>3</sup> + 0.001 m<sup>3</sup> = 0.090 m<sup>3</sup>.

Las proporciones volumétricas serán:

$$\text{Agua} = \left( \frac{0.001}{0.090} \right) \times 100\% = 1.11\%$$

$$\text{Vapor} = \left( \frac{0.089}{0.090} \right) \times 100\% = 98.89\%$$

De estos resultados se observa que el fluido de dos fases que pasa por la línea de descarga desde la trampa tiene más en común con el vapor que con el agua, y resulta más razonable basar los cálculos del dimensionado en las velocidades de flujo del vapor que en el pequeño volumen de condensado presente. Si los cálculos se basaran en la cantidad de condensado, se incrementaría tanto la velocidad del vapor *flash* como la contrapresión, lo cual causaría golpe de ariete, reducción en la capacidad de la trampa e inundación de las superficies de transferencia de calor.

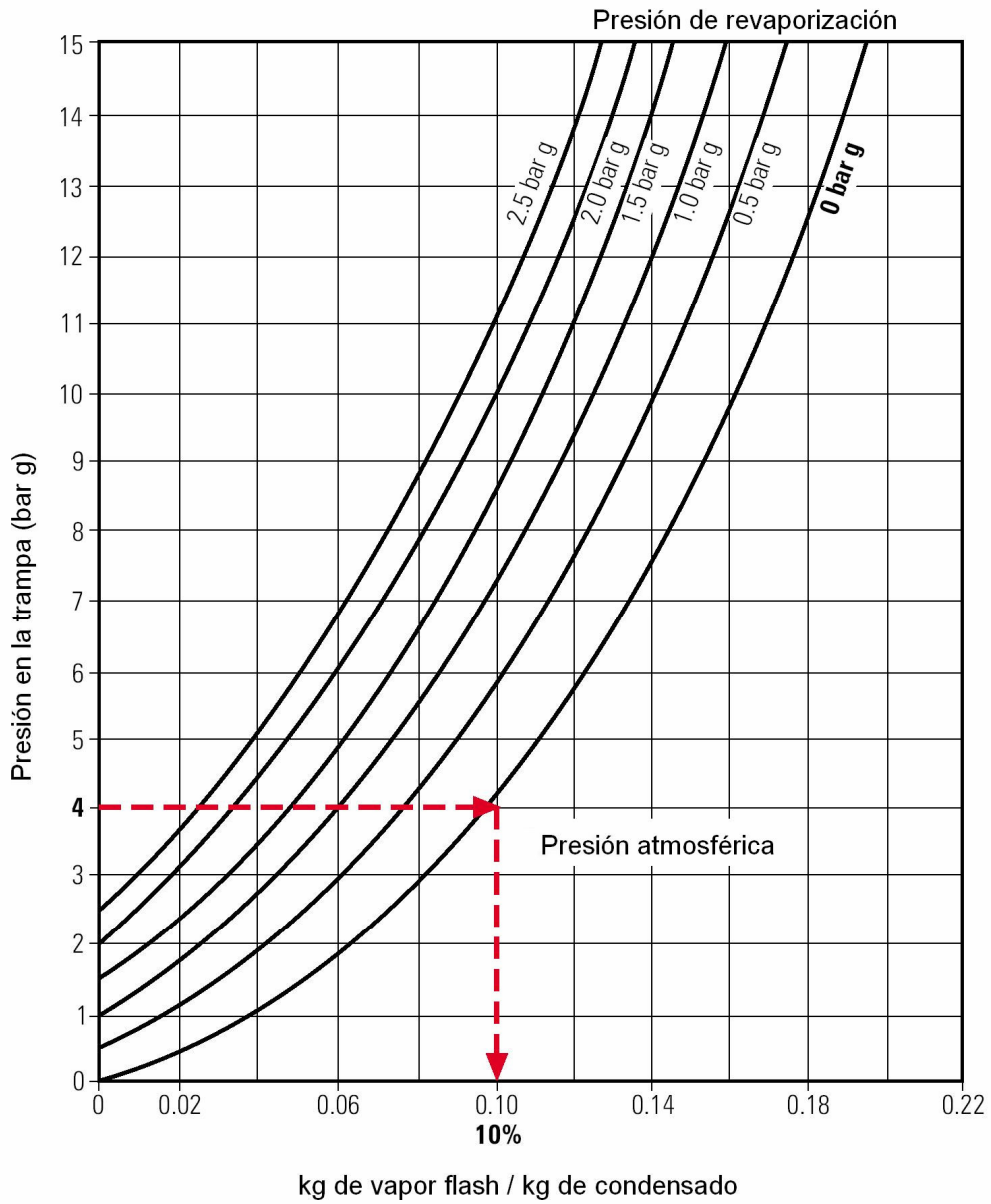
Las líneas de distribución de vapor son dimensionadas tomando como referencia las velocidades máximas de flujo. Vapor seco saturado debe de viajar a una velocidad no mayor de 40 m/s. El vapor húmedo debe de viajar más lento (de 15 a 20 m/s) ya que el acarreo de gotas de agua ocasionará erosión en conexiones y válvulas.

Las líneas de descarga desde las trampas pueden ser tratadas como líneas de vapor que transportan vapor muy húmedo, y el dimensionado debe de hacerse tomando como referencia velocidades muy bajas.

Las líneas de descarga de las trampas son notoriamente más difíciles de dimensionar en comparación con las de vapor debido a las características de un fluido de dos fases. En la práctica, es imposible (e innecesario) determinar las condiciones exactas del fluido en el interior de la tubería.

Sin embargo, la cantidad de vapor *flash* producido es función de la presión diferencial a través de la trampa. La figura 206 es una gráfica de la cantidad de vapor *flash* formado en función de la presión de la trampa y la presión a la cual tiene lugar la revaporización.

Figura 206. Cantidad de vapor flash



Fuente: Spirax Sarco, *Sizing condensate return lines*. Página 5

### 6.3.2.1 Factores de importancia en el flujo de un sistema de dos fases en una tubería

- Siempre que el condensado localizado antes de la entrada a la trampa esté a una temperatura menor que la de saturación (por ejemplo, si se emplea una trampa termostática), la cantidad de vapor *flash* formado será menor. Esto reducirá el tamaño de la línea requerida.
- En líneas largas, la pérdida de calor por radiación condensará parte del vapor *flash*, reduciendo su velocidad y volumen, con una consecuente reducción en el tamaño de la línea.
- Si la línea de descarga eleva el condensado hasta una tubería de retorno que se encuentra en alto, existirán ocasiones en que la línea estará llena de condensado frío, y ocasiones en que el vapor *flash* de la trampa evaporará parte o todo este condensado.
- La mayoría de procesos se dan bajo condiciones inferiores a las de máxima carga, reduciéndose la formación de vapor *flash* la mayor parte del tiempo.
- En procesos controlados por temperatura, la presión diferencial a través de la trampa cambiará dependiendo del flujo de vapor que sea alimentado. Esto afectará la cantidad de vapor *flash* producido en la línea.

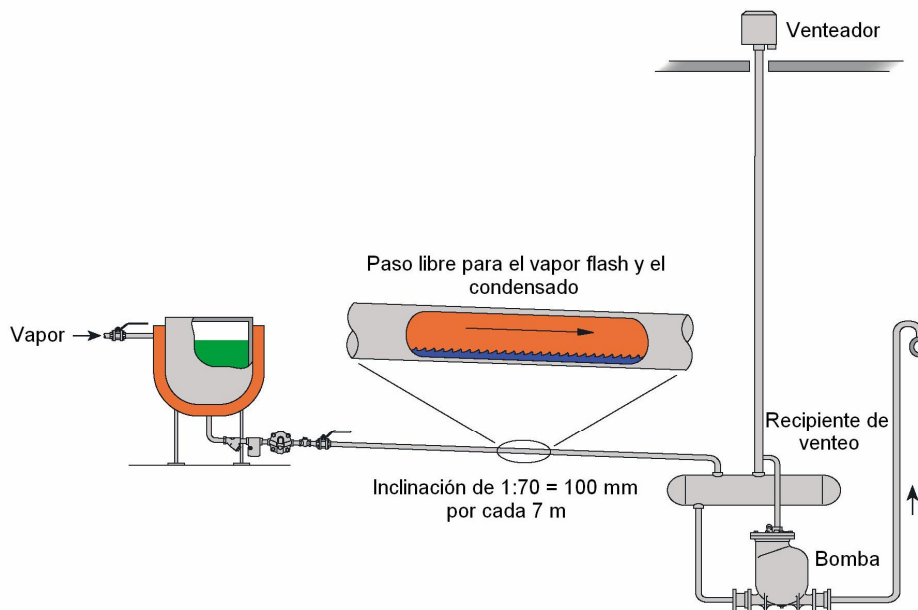


### 6.3.2.2 Recomendaciones en la descarga de trampas a líneas

Debido a que el número de variables involucradas, un cálculo exacto para el dimensionado de la línea sería complejo y probablemente inadecuado. Por este motivo, resulta práctico realizar el dimensionado de la línea en velocidades del vapor *flash* de 15 a 20 m/s.

Las líneas que descarga las trampas deberán de poseer cierta inclinación en la dirección del flujo que poseen una terminación abierta o llegan a un recipiente de venteo, no se inundarán y permitirán que el vapor *flash* pase por encima del condensado. La mínima inclinación recomendada es de 1:70 (100 mm hacia abajo por cada 7 m horizontales). Una simple visualización confirmará si la línea posee la inclinación requerida. La figura 207 ejemplifica esta situación.

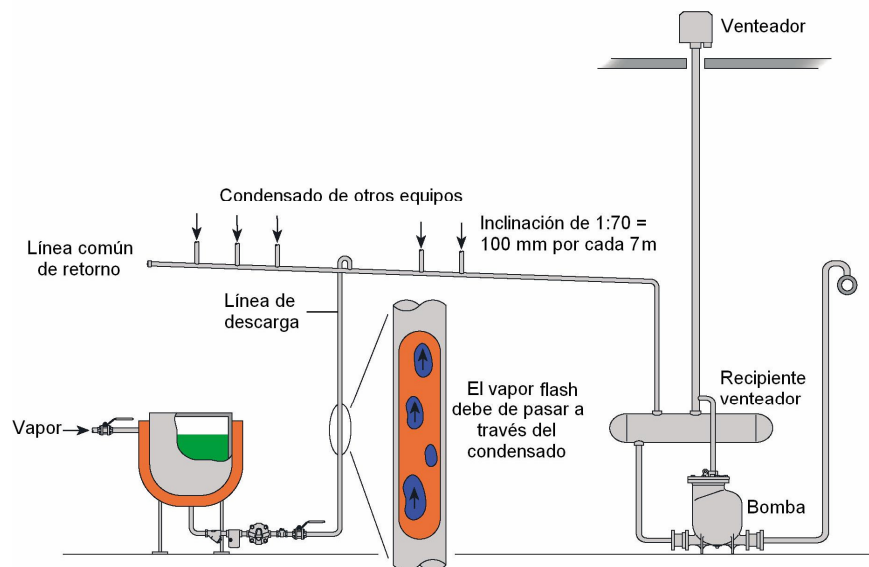
**Figura 207. Línea de descarga desde trampa con inclinación 1:70 en dirección del flujo**



Fuente: Spirax Sarco, *Sizing condensate return lines*. Página 6

Cuando la línea que descarga una trampa debe de hacerlo a una tubería que se encuentra en un nivel superior, deberá de mantenerse lo más corta posible e ir acompañada de una válvula antiretorno para evitar que el condensado regrese a la trampa. La descarga deberá de hacerse en la parte superior de la tubería. Esto evitará el retorno del condensado a la línea después de que la trampa haya realizado su trabajo. Resulta razonable usar una línea ligeramente larga, la cual producirá una baja velocidad del vapor *flash*. Esto reducirá el riesgo de golpe de ariete y ruido ocasionado por el vapor que arrastra al condensado. Ver figura 208.

**Figura 208. Línea de descarga de trampa en elevación**



Fuente: *Spirax Sarco, Sizing condensate return lines*. Página 7

La elevación de una línea que descarga una trampa deberá de usarse únicamente cuando se garantiza que la presión del vapor será mayor que la contrapresión del condensado a la salida de la trampa. De lo contrario, el quipo sufrirá inundación, a menos que se use un sistema bomba-trampa.

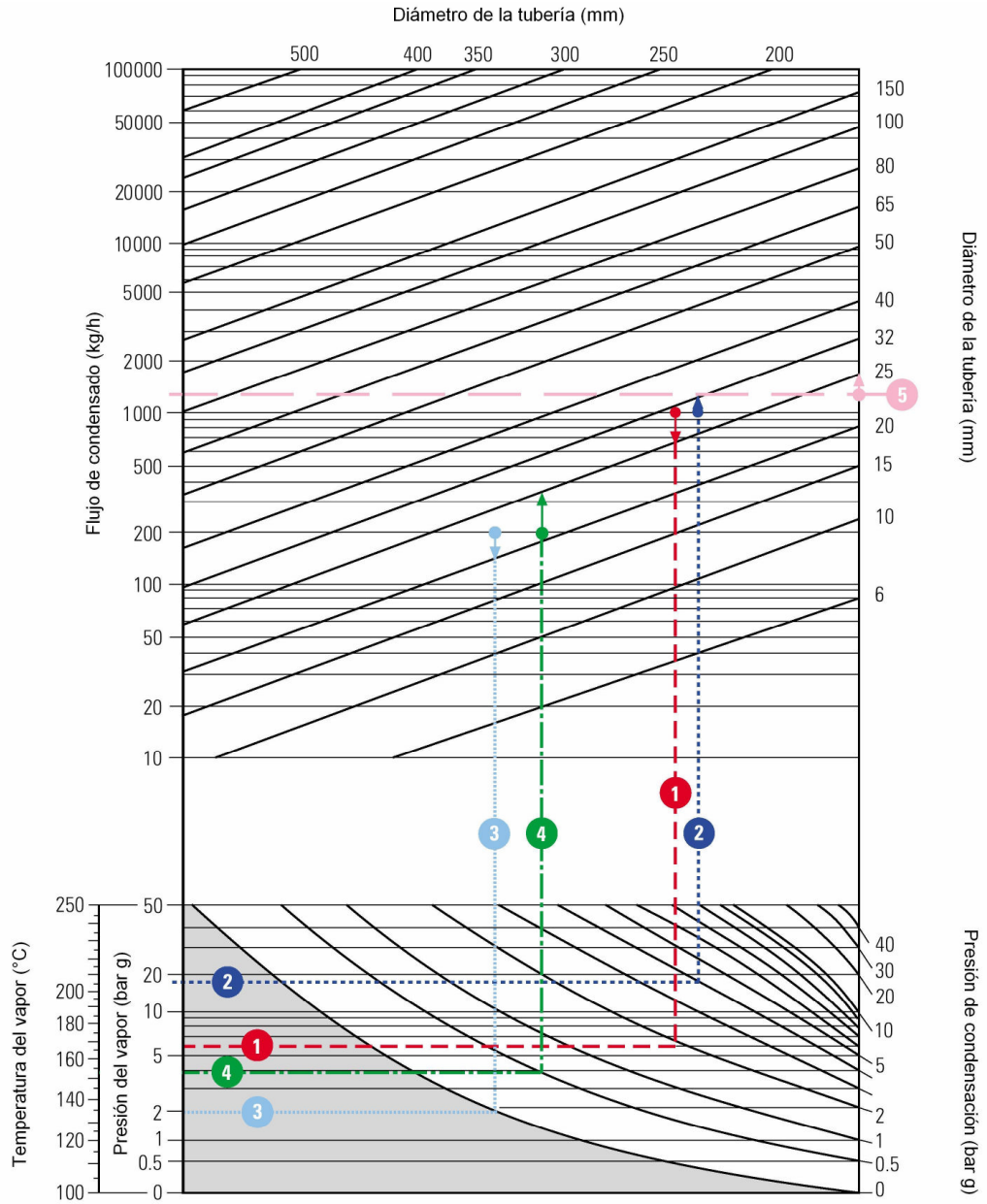
### 6.3.3 Carta para el dimensionado de líneas de retorno de condensado

La figura 209 presenta la carta para el dimensionado de cualquier tipo de líneas de retorno de condensado, incluyendo líneas de drenado que no contienen vapor *flash* y líneas que contienen el flujo de dos fases (líneas de descarga de trampas, las cuales son seleccionadas a partir de las presiones en los dos lados de la trampa.)

Otras consideraciones adicionales de la carta son las siguientes:

- Funciona correctamente para velocidades del vapor *flash* entre 15 y 20 m/s, en concordancia al diámetro de la tubería y de la proporción de revaporizado formado.
- Puede usarse para condensados cuya temperatura está por debajo de la de saturación del vapor, siendo el caso cuando se emplean trampas termostáticas.
- Se emplea para determinar el diámetro de líneas de descarga de trampas bajo condiciones de carga máxima. No es necesario el considerar factores de sobredimensionado para las cargas de arranque o en la eliminación de gases no condensables.
- También se emplea para determinar el diámetro de líneas que transportan condensado bombeado, cuya temperatura sea inferior a los 100°C. Esto será tratado en detalle en la sección 6.4.

**Figura 209. Carta para el dimensionado de líneas de condensado**



Fuente: Spirax Sarco, *Sizing condensate return lines*. Página 8

Para el uso de la carta se localiza en la parte inferior de la misma la presión del vapor, que está en la escala de la izquierda. A partir de este valor se recorre verticalmente hacia la derecha hasta intersecar la curva que corresponderá a la presión del sistema de condensado. Desde este punto, se desplazará verticalmente hacia arriba hasta cortar la línea horizontal que corresponda al flujo de condensado requerido. El punto localizado de esta forma estará comprendido entre dos rectas inclinadas que representan los diámetros de las tuberías. Si la línea de descarga es inclinada (no inundada) se deberá de escoger el tamaño más pequeño, aunque el punto quede más cercano al valor superior. Si la línea de descarga es elevada, por lo tanto inundada, se escogerá el valor superior.

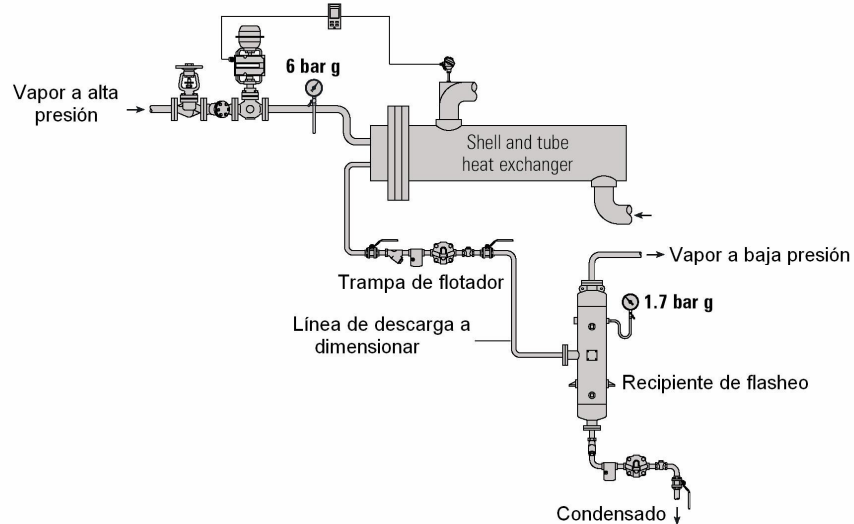
Los ejemplos 6-7 a 6-11 ilustran el dimensionado de líneas de condensado haciendo uso de la carta. Los trazos necesarios en cada caso se han marcado en la figura 209 con los números del 1 al 5 encerrados en círculos.

En el anexo se presenta está misma carta para el dimensionado de líneas de condensado (figura 247)

**Ejemplo 6-7:** un intercambiador de calor a plena carga opera con 1000 kg/h de vapor saturado a 6 bar g. La línea que descarga la trampa, la cual no se inunda, lo hace a un tanque de flasheo que opera a 1.7 bar g. Determinar el diámetro necesario de la línea.

**Solución:** la figura 210 representa la situación descrita por el problema. Los trazos marcados con el número 1 encerrado en el círculo en la gráfica de la figura 209 siguen el procedimiento descrito para el uso de la carta. Según esto, el diámetro requerido para esta aplicación estará comprendido entre las rectas de 25 mm y 32 mm. Como la línea no se inunda, se escoge el menor. Entonces, el diámetro requerido será de 25 mm.

**Figura 210. Línea no inundada que descarga una trampa**

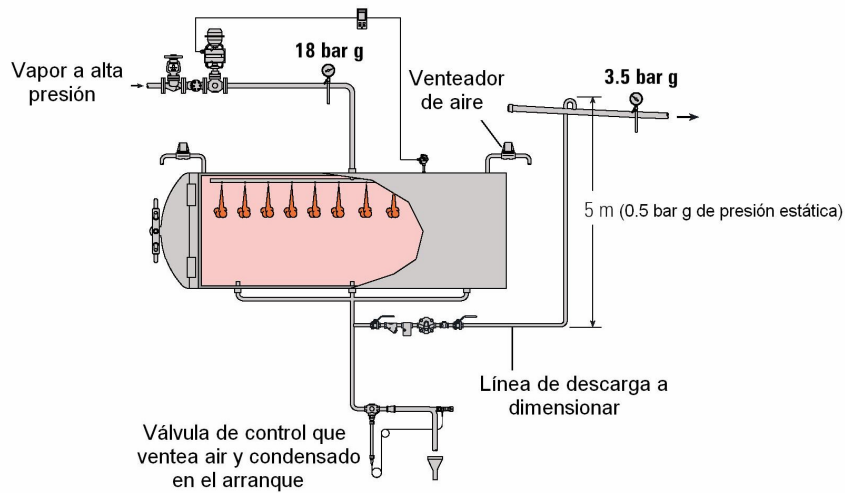


Fuente: *Spirax Sarco, Sizing condensate return lines*. Página 9

**Ejemplo 6-8:** un horno de vapor emplea 1000 kg/h de vapor saturado a 18 bar g. La línea de descarga de la trampa es elevada una distancia de 5 m para evacuar el condensado al sistema de retorno que trabaja a 3.5 bar g. Determinar el diámetro necesario de la línea en cuestión.

**Solución:** la figura 211 representa la situación. La elevación del condensado a 5 m producirá una carga de presión estática de 0.5 bar g, la cual debe de ser agregada a la presión del sistema de retorno. Según esto, la presión real de condensación será de 4 bar g. Localizando en la figura 209 los valores necesarios se tendrá que el diámetro está comprendido entre las rectas de 25 mm y 32 mm. Como la línea es elevada, y por lo mismo inundada, se escoge el mayor. El tamaño necesario de la línea es, entonces, de 32 mm. Los trazos se han identificado en la figura 209 con el número 2.

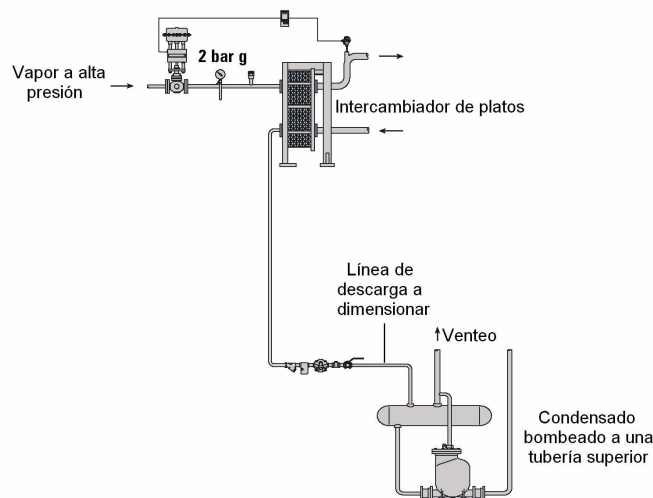
**Figura 211. Línea que descarga una trampa en elevación**



Fuente: Spirax Sarco, *Sizing condensate return lines*. Página 9

**Ejemplo 6-9:** la figura 212 presenta un intercambiador de platos alimentado con 200 kg/h de vapor saturado a 2 bar g. La línea que drena la trampa posee una inclinación de 1:70 y es conectada a un recipiente venteador a presión atmosférica (0 bar g). Determinar el diámetro de la línea que drena la trampa.

**Figura 212. Línea que drena una trampa conectada a un venteador de condensado**

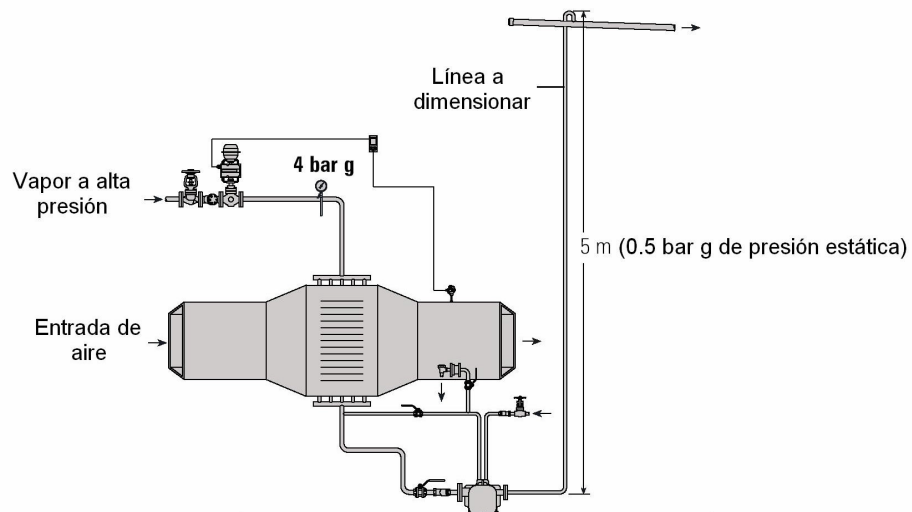


Fuente: Spirax Sarco, *Sizing condensate return lines*. Página 10

**Solución:** los trazos necesarios están indicados con el número 3 en la figura 209. El punto que determinará el diámetro de la línea queda entre las rectas de 20 mm y 25 mm. Como la línea no se inunda, se escoge el menor. El diámetro necesario es de 20 mm.

**Ejemplo 6-10:** según la figura 213 una batería de calentamiento de aire lo calienta por medio de vapor a 4 bar g. La válvula de control de flujo suministra 200 kg/h para realizar el proceso. La línea que drena el conjunto bomba-trampa descarga el condensado a una tubería que se encuentra a 5 m por encima del punto más bajo. La tubería anteriormente mencionada se encuentra a presión atmosférica. Calcular el diámetro requerido para la línea de descarga de la trampa.

**Figura 213. Línea que drena un conjunto bomba-trampa que descarga a una tubería elevada**



Fuente: Spirax Sarco, *Sizing condensate return lines*. Página 10

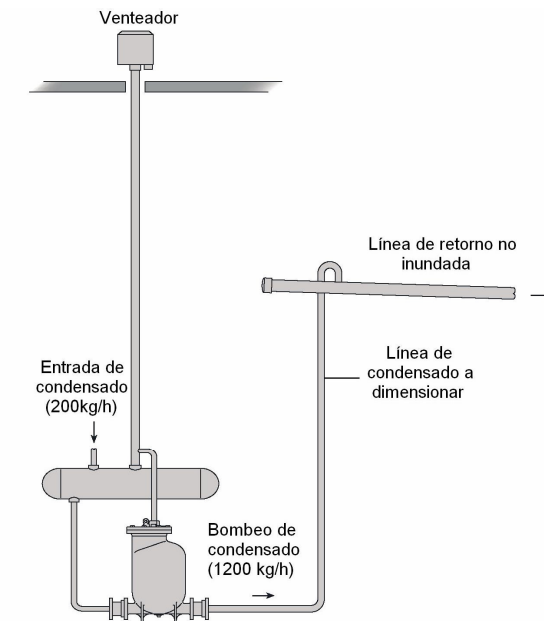


**Solución:** cuando el condensado es elevado, esta altura impone una presión estática sobre éste. La presión estática debida a una columna de agua será de 0.1 bar g por cada metro. Por esto, la presión ejercida sobre la salida del sistema bomba-trampa es de 0.5 bar g. Como la tubería de retorno se mantiene a presión atmosférica la presión total de condensación es ésta más la debida a la columna de condensado, es decir, 0.5 bar g. Localizando los datos necesarios en la figura 209, representando los trazos por medio del número 4 y recordando que en esta aplicación la línea se inunda, se concluye que el diámetro requerido para la línea es de 25 mm.

**Ejemplo 6-11:** 200 kg/h de condensado y revaporizado entran a un tanque de venteo. El tanque venteador se mantiene a presión atmosférica y se elimina todo el vapor *flash* que ha ingresado. El condensado es bombeado desde el tanque por medio de una bomba mecánica hacia una línea de retorno, como lo muestra la figura 214. Calcular el diámetro de la línea que conecta la bomba con la tubería de retorno de condensado.

**Solución:** para bombas de tipo mecánico el flujo de descarga será seis veces el que ingresa a la misma. Como al tanque venteador ingresan 200 kg/h este mismo flujo ingresará a la bomba. Entonces, la tasa de descarga es de 1200 kg/h. Debido a que el condensado perderá todo el vapor *flash* al ser venteado a la atmósfera, la bomba manejará únicamente condensado. Según esto la presión del condensado que ingresa a la bomba es la atmosférica. En este caso, solamente es necesario usar la parte superior de la carta de la figura 209. Para determinar el diámetro de la línea se recorre verticalmente hacia arriba a partir de la esquina inferior derecha del diagrama (que sería la intersección tanto de la línea horizontal del vapor como la curva del condensado a presión atmosférica) hasta cortar la vertical que corresponde al flujo de descarga de la bomba. El trazo correspondiente aparece en la gráfica 217 con el número 5. El punto que define el diámetro se localiza entre las rectas de los 20 mm y 25 mm. Como la línea que sale de la bomba se eleva y estará inundada, se escoge un diámetro de 25 mm.

**Figura 214. Línea de descarga desde una bomba de condensado**



Fuente: *Spirax Sarco, Sizing condensate return lines*. Página 11

Si la línea de descarga fuera de una longitud mayor a 100 m, se debe de escoger el diámetro mayor siguiente, que para este ejemplo sería 32 mm. Se recomienda que para líneas menores o iguales a 100 m se seleccione un diámetro de descarga igual al de la bomba. Mayor información se presenta en la sección 6-4.

#### **6.3.4 Líneas comunes de retorno en caída**

En ocasiones es necesario conectar las líneas de descarga de varias trampas de procesos separados a una línea común de retorno de condensado. Si se toma en cuenta los siguientes aspectos no se tendrá ningún problema al hacer esto:

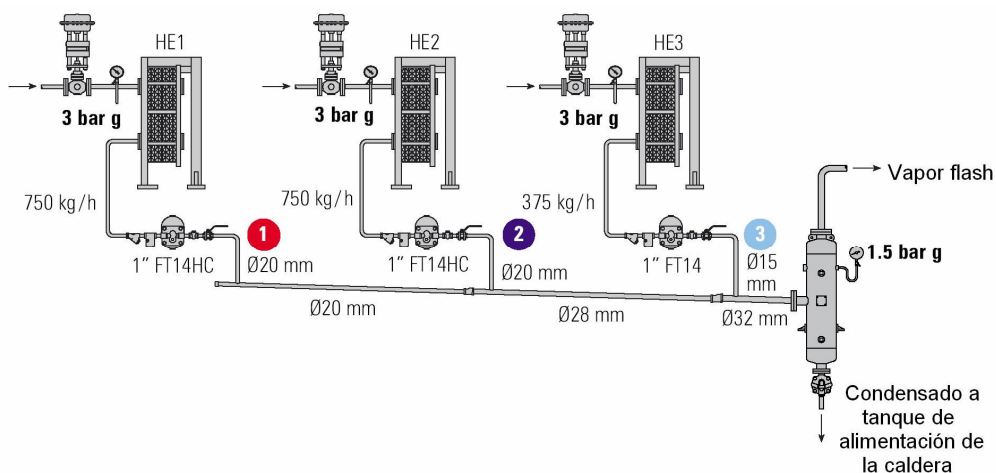
- La línea común no es inundada y posee una inclinación en la dirección del flujo para terminar en un recipiente de venteo o tanque de flasheo.

- La línea común es dimensionada en función de los diámetros acumulativos de los ramales que descargarán en ella, éstos se dimensionan a partir de la carta de la figura 209.

El ejemplo 6-12 presenta el procedimiento a seguir.

**Ejemplo 6-12:** la figura 215 muestra tres intercambiadores de calor, simbolizados como HE1, HE2 y HE3, separadamente controlados y operados al mismo tiempo. La presión de vapor suministrada a los tres intercambiadores es de 3 bar g. Los dos primeros operan a una carga de 750 kg/h de vapor, mientras el tercero lo hace a 375 kg/h. La línea común en descenso que recolecta el condensado de cada intercambiador lo descarga a un tanque de flasheo que opera a 1.5 bar g, situado en el mismo cuarto de equipos. El condensado contenido en el tanque de flasheo se descarga por medio de una trampa de flotador a un recipiente de venteo, de donde es directamente bombeado hasta la sala de calderas. Determinar el diámetro de las líneas que drenan las trampas y los diámetros necesarios para la línea común.

**Figura 215. Línea común de retorno de condensado en descenso**



Fuente: Spirax Sarco, *Sizing condensate return lines*. Página 12

**Solución:** las líneas de descarga de las trampas se dimensionan a partir de la presión de cada intercambiador, 3 bar g, la presión de condensación producida por el tanque de flasheo, 1.5 bar g, y de los correspondientes flujos de vapor asociados, 750 kg/h en los dos primeros y 375 kg/h en el tercero. Siguiendo el mismo proceso descrito en los ejemplos 6-7 a 6-10 y atendiendo al hecho de que cada una de las líneas que drenarán las trampas de los intercambiadores no se inundan, a partir de la gráfica de la figura 209 se tomarán los valores de los diámetros más pequeños. Esto produce los siguientes resultados para los diámetros de las líneas que drenan las trampas (representadas con los números del 1 al 3 en la figura 223):

HE1: 20 mm

HE2: 20 mm

HE3: 15 mm

El diámetro de la línea común a la cual se conecta la descarga de dos ramificaciones se obtiene al calcular la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de los diámetros de las dos líneas conectadas a ella. Representando esto por medio de la ecuación (6-4) se tendrá:

$$D = \sqrt{\phi_1^2 + \phi_2^2} \quad (6-4)$$

Diámetro común para el tramo 1+2:  $\sqrt{(20mm)^2 + (20mm)^2} = 28 \text{ mm}$ ; se escoge una tubería DN25.

Diámetro común para tramo (1+2) + 3:  $\sqrt{(28mm)^2 + (15mm)^2} = 32 \text{ mm}$ ; se escoge una tubería DN32.

El diámetro teórico de 28 mm para el tramo de línea común 1+2 no existe como diámetro nominal en tuberías de acero comerciales. El diámetro interno de tuberías puede ser más grande o más pequeño que el diámetro nominal dependiendo del tipo de cédula de tubería usada. Por ejemplo, para una tubería de acero DIN 2448, el diámetro interno para un tubo de 25 mm es de 28.5 mm, mientras que para una cédula 40 de 25 mm será de 26.6 mm.

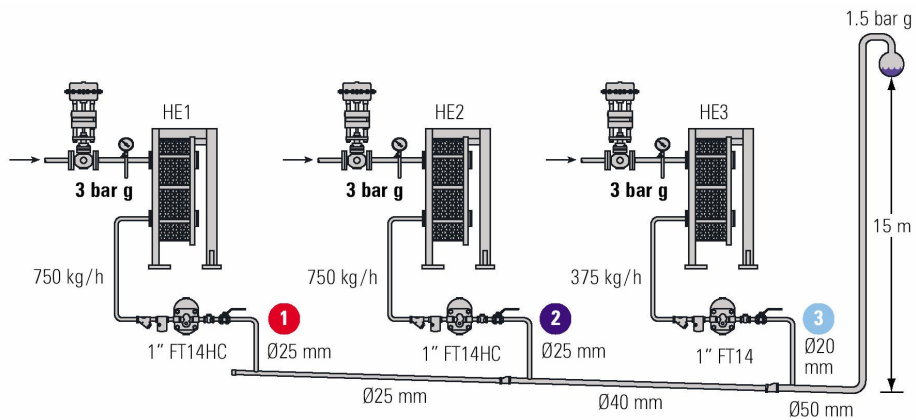
En donde el diámetro calculado no es muy grande al nominal, resulta práctico escoger el diámetro anterior más pequeño. Es por esto que un diámetro nominal de 25 mm de tubería se escoge para el tramo 1+2. Sin embargo, si el diámetro calculado no se encuentra cercano al nominal, entonces el diámetro nominal siguiente deberá de seleccionarse. El sentido común debe de usarse para hacer una buena selección.

### **6.3.5 Líneas comunes de retorno en subida**

En ocasiones es inevitable para la descarga del condensado y para las líneas comunes elevarlas en algún punto entre la trampa y el final de la tubería. Cuando se presenta esta situación, cada línea de descarga de las trampas se dimensiona moviéndose hacia el diámetro mayor presentado en la carta de la figura 209, como se presentó en los ejemplos 6-8, 6-10 y 6-11. El ejemplo 6-13 aclarará la situación.

**Ejemplo 6-13:** la figura 216 muestra los mismos tres intercambiadores de calor del ejemplo 6-12, sin embargo, en este caso, la línea común se eleva 15 m y termina en una tubería principal de retorno de condensado no inundada, a la misma contrapresión de 1.5 bar g que en el ejemplo 6-12. Determinar el diámetro de las líneas de descarga de las trampas y el de los tramos de la línea común.

**Figura 216. Línea común de retorno en elevación**



Fuente: Spirax Sarco, *Sizing condensate return lines*. Página 13

**Solución:** cada una de las líneas que descargan las trampas se diseñan como líneas en elevación. Al usar la figura 209 se escogen los diámetros mayores y se obtienen los siguientes resultados: HE1: 25 mm; HE2: 25 mm; HE3: 20 mm.

Debido a que la línea común se eleva, se observa que cada línea de descarga de las trampas será de mayor diámetro que las del ejemplo 6-12, aun cuando la contrapresión sigue siendo la misma.

El diámetro de la línea común se calcula en dos secciones, al igual que en el ejemplo 6-12, por medio de la ecuación 6-4. Esto es:

Diámetro común para el tramo 1+2:  $\sqrt{(25\text{mm})^2 + (25\text{mm})^2} = 36 \text{ mm}$ ; se escoge una tubería DN 40.

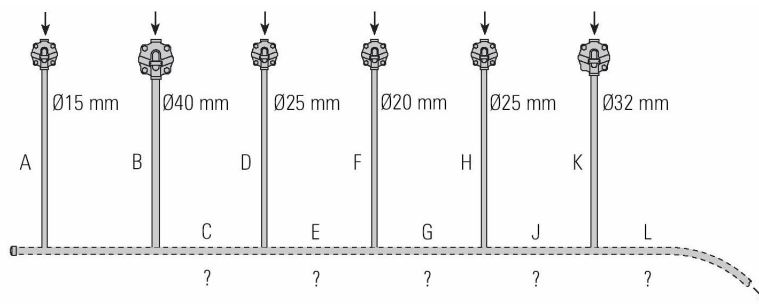
Diámetro común para tramo (1+2) + 3:  $\sqrt{(36\text{mm})^2 + (20\text{mm})^2} = 42 \text{ mm}$ ; se escoge una tubería DN50

Para líneas que se elevan, el diámetro nominal que se escoge siempre será mayor que el calculado.

Los ejemplos 6-14 y 6-15 muestran el proceso a seguir para dimensionar cada tramo de una línea común de condensado cuando a esta se conecta varias líneas que descargan trampas de vapor.

**Ejemplo 6-14:** calcular los diámetros de la línea común mostrada en la figura 217, cuya descarga descende hasta un recipiente venteador.

**Figura 217. Línea común de descarga en caída alimentada por varias entradas**



Fuente: *Spirax Sarco, Sizing condensate return lines*. Página 14

**Solución:** cada tramo de la línea común se calcula con la ecuación 6-4 para cada par de tuberías antes de la considerada. La tabla LVII presenta los cálculos necesarios así como el tamaño de tubería comercial a utilizar.

**Tabla LVII. Cálculos para el problema 6-14**

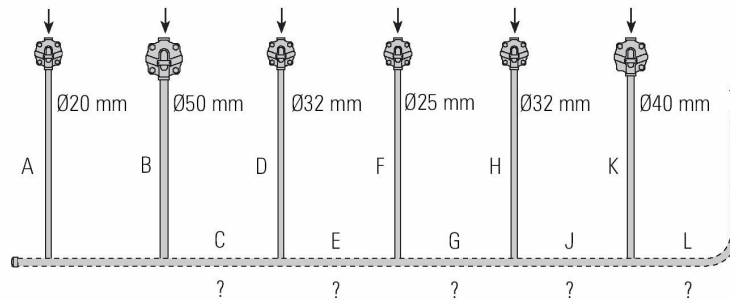
Línea	Diámetro de la línea (mm)	Tamaño de tubería comercial (DN)
A	15	
B	40	
C	$\sqrt{40^2+15^2} = 43^*$	40*
D	25	
E	$\sqrt{25^2+43^2} = 50$	50
F	20	
G	$\sqrt{20^2+50^2} = 54$	65
H	25	
J	$\sqrt{25^2+54^2} = 60$	65
K	32	
L	$\sqrt{32^2+60^2} = 68^*$	65*

\* Más cercano al nominal

Fuente: *Spirax Sarco, Sizing condensate return lines*. Página 14

**Ejemplo 6-15:** calcular los diámetros de la línea común mostrada en la figura 218 la cual descarga a una tubería principal de retorno elevada.

**Figura 218. Línea común de descarga en caída alimentada por varias entradas**



Fuente: *Spirax Sarco, Sizing condensate return lines*. Página 15

**Solución:** la tabla LVIII presenta los cálculos necesarios así como el tamaño de tubería comercial a utilizar.

**Tabla LVIII. Cálculos para el problema 6-15**

Línea	Diámetro de la línea (mm)	Tamaño de tubería comercial (DN)
A	20	
B	50	
C	$\sqrt{50^2+20^2} = 54^*$	50*
D	32	
E	$\sqrt{32^2+54^2} = 63$	65
F	25	
G	$\sqrt{25^2+63^2} = 68^*$	65*
H	32	
J	$\sqrt{32^2+68^2} = 75$	80
K	40	
L	$\sqrt{40^2+75^2} = 85^*$	80*

\* Más cercano al nominal

Fuente: *Spirax Sarco, Sizing condensate return lines*. Página 15



## 6.4 Bombeo de condensado

Antes de tratar sobre los tipos de bombas empleadas en el retorno del condensado, será adecuado hacer referencia a la terminología usada.

### 6.4.1 Terminología del bombeo

**Presión de vapor:** éste término se usa para definir la presión correspondiente la temperatura a la cual un líquido cambia en vapor. En otras palabras, es la presión a la cual un líquido hervirá.

La presión de vapor es importante cuando se bombea condensado. Usualmente el condensado se forma a una temperatura cercana a su punto de ebullición, el cual causará problemas cuando se usa una bomba centrífuga. Esto se debe a que este tipo de bombas poseen un área de baja presión en el centro del impulsor. Este produce el efecto de succión, el cual hace que el líquido ingrese a la bomba. Sin embargo una pequeña caída en la presión, siempre que el condensado se encuentre muy cercano a su presión de vapor, ocasionará que una pequeña parte del líquido se evapore en forma de pequeñas burbujas. Este vapor ocupará un volumen significativamente mayor que el ocupado por un equivalente en masa de condensado.

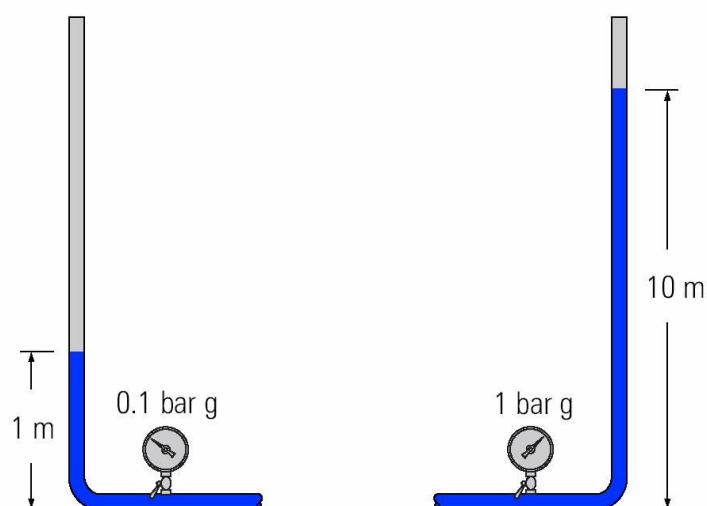
A medida que las burbujas viajan hacia fuera de los impulsores, estas experimentarán un aumento en su presión. En algún punto de este recorrido la presión de vapor será significativamente alta, y las burbujas de vapor implosionarán con fuerza. Esto se conoce como cavitación, y las implosiones son tanto ruidosas como destructivas, produciendo daños internos a la bomba.

Por esta razón, el condensado deberá de ser bombeado por medio de bombas eléctricas que soporten la cavitación y cuando se trabaje con sistemas a presión atmosférica, la temperatura del condensado no debe de sobrepasar los 98°C. Algunas bombas están limitadas a trabajar entre 94°C y 96°C, dependiendo del diseño de la misma, la velocidad de rotación del impulsor y la altura del recipiente al que será bombeado el condensado.

**Cabeza (H):** término usado para describir la energía potencial de un fluido en un punto dado. Existen varios tipos: de presión, estática y de fricción. Esencialmente las cabezas de presión y estática son lo mismo, pero su medición se hace en diferentes unidades, en Pa o bar g para la primera mientras que la segunda se hace en unidades de longitud, usualmente metros.

Para el agua, una cabeza estática de 10 m es aproximadamente equivalente a una cabeza de presión de 1 bar g. Ver la figura 219.

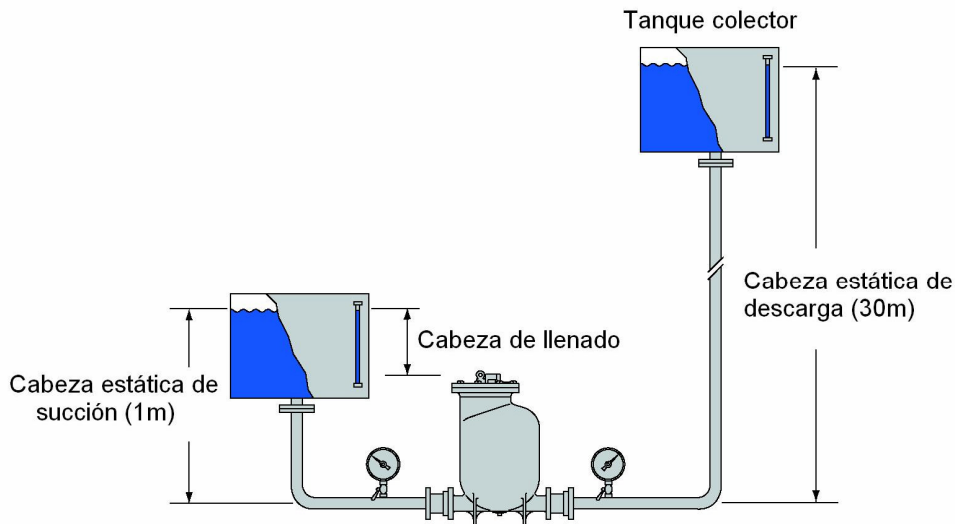
**Figura 219. Presión de una columna de agua en términos de cabeza**



Fuente: *Spirax Sarco, Pumping condensate from vented receivers.* Página 3

**Cabeza de presión ( $H_p$ ):** término empleado para representar la presión de un fluido en un punto dado. Por ejemplo, una bomba se emplea para descargar agua en contra de una cabeza estática de 30 m, aproximadamente igual a una presión de 3 bar g. La bomba se llena desde una cabeza estática de 1 m, equivalente a una presión de 0.1 bar g. Ver figura 220.

**Figura 220. Cabezas de succión, llenado y descarga**

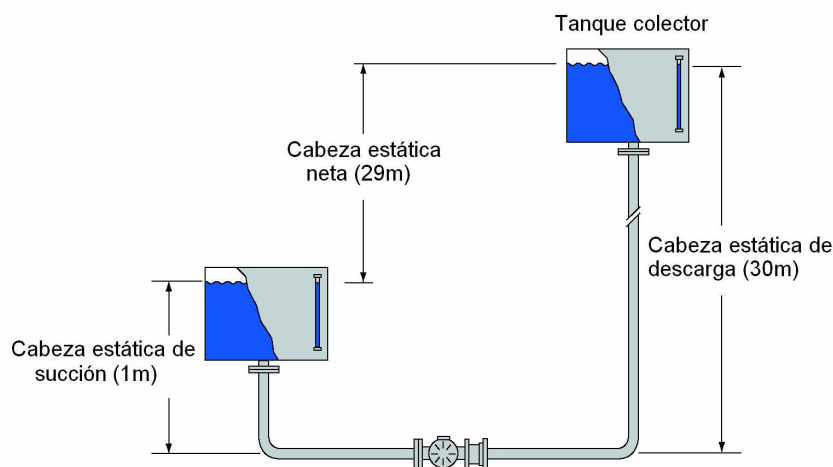


Fuente: *Spirax Sarco, Pumping condensate from vented receivers*. Página 3

**Cabeza estática ( $H_s$ ):** término que hace referencia a una altura vertical equivalente de fluido por encima de un nivel de referencia. Por ejemplo, la entrada de la bomba de la figura 220 se somete a una cabeza estática (conocida como succión o de llenado) de 1 m, y descarga en contra de una cabeza estática de 30 m. Nótese que en este caso, el agua que es bombeada está por encima de la entrada de la bomba.

**Cabeza neta ( $H_N$ ):** dependerá de si la bomba es centrífuga o de desplazamiento positivo. En el caso de una centrífuga eléctrica, como la mostrada en la figura 221, la presión ejercida en la succión siempre estará presente. La cabeza neta, en contra de la cual la bomba debe de trabajar, es la diferencia entre la cabeza de succión y la cabeza de descarga.

**Figura 221. Cabeza neta para bomba eléctrica**



Fuente: Spirax Sarco, *Pumping condensate from vented receivers*. Página 3

En una bomba mecánica de desplazamiento positivo, como la de la figura 220, la cabeza de succión únicamente provee la energía para el llenado durante el correspondiente ciclo. No se encuentra presente en el cuerpo de la bomba durante el bombeo y no ejerce ningún efecto sobre la cabeza de descarga en contra de la cual debe de operar. La cabeza neta es simplemente la cabeza de descarga.

**Cabeza de fricción ( $H_F$ ):** término que se asocia con la energía necesaria para mover un fluido dentro de una tubería. Usualmente se calcula por medio de tablas que correlacionan la tasa de flujo, diámetro de la tubería y su velocidad. La resistencia al flujo ejercida por la presencia de accesorios también debe de ser tomada en cuenta.

Existen tablas que calculan la longitud equivalente, es decir longitud recta libre de accesorios, que tendrá la misma fricción que una tubería normal con sus accesorios. Esta longitud extra debida a los accesorios se sumará a la longitud normal de la tubería para obtener una longitud total equivalente. Sin embargo, en la práctica, si la tubería ha sido correctamente dimensionada, la longitud adicional proporcionada por los accesorios será de un 10%. Una regla general que puede usarse es la siguiente:

$$\text{Longitud total equivalente } (L_e) = \text{Longitud normal} + (10\%)(\text{Longitud normal})$$

La pérdida de presión debido a la fricción en el interior de la tubería generalmente es dependiente de la velocidad del fluido. En términos simples, la pérdida de presión por fricción se incrementa proporcionalmente a la raíz cuadrada de la velocidad.

**Ejemplo 6-16:** la línea de descarga de 50 mm de una bomba de condensado se eleva verticalmente a 29 m para llegar hasta un tanque que ventea a la atmósfera. La línea posee una longitud de 150 m y la bomba descarga el condensado a razón de 5000 kg/h. Determinar la pérdida por fricción y la cabeza total de descarga.

**Solución:** la longitud equivalente será de 165 m, según la regla de sumar el 10% a la longitud normal de tubería dada. De la tabla LVI, se observa que para una tubería de 50 mm de diámetro por la que fluyen 5004 kg/h de condensado experimentará una caída en la presión de 1.0 mbar/m. La tasa de flujo para este ejemplo es marginalmente menor (una mayor estimación se obtendría por interpolación) por lo cual se tomará esta caída en la presión. Entonces, la caída en la presión debida a la fricción en la tubería será:

$$(165 \text{ m}) (1 \text{ mbar/m}) = 165 \text{ mbar} = 0.165 \text{ bar}$$

Considerando 1 bar equivalente a 10 m de una cabeza de agua la pérdida por fricción será:

$$(0.165 \text{ bar})(10\text{m/bar}) = 1.65 \text{ m}$$

La cabeza total de descarga ( $H_D$ ) en contra de la cual la bomba debe de operar es la suma de las tres componentes mostrados en la ecuación 6-5.

$$H_D = H_S + H_F + H_P \quad (6-5)$$

donde:

$H_S$  : presión requerida para elevar el condensado al nivel deseado

$H_F$  : presión requerida para mover el condensado por la tubería

$H_P$  : presión en el sistema de condensado

De la información proporcionada se tendrá:

$$H_D = 29.0 \text{ m} + 1.65 \text{ m} + 0 \text{ m} = 30.65 \text{ m}$$

## **6.4.2 Bombas centrífugas eléctricas**

### **6.4.2.1 Operación y aplicaciones**

El líquido que ingresa a la bomba es dirigido hacia el centro del impulsor. El líquido ganará velocidad a medida que viaja hacia fuera del impulsor.

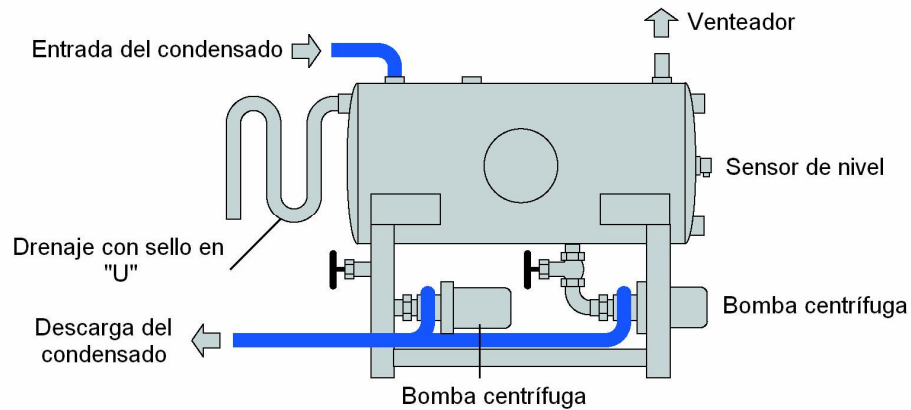
Comúnmente es empleada en aplicaciones donde es necesario transportar grandes volúmenes de líquido. Usualmente son construidas en una unidad, referida como la unidad de recuperación de condensado (CRUE), ver figura 222. Normalmente incluirá:

- Un recipiente
- Sistema de control operado por una sonda o flotador.
- Una o dos bombas

La tasa de descarga de una CRUE puede ser hasta 1.5 veces mayor que el flujo ingresante al recipiente. Este flujo es el que debe de tomarse en cuenta la momento de calcular las pérdidas por fricción en la línea de descarga.

En unidades que cuentan con dos bombas, se puede usar un sistema de control tipo cascada que permite seleccionar a cualquiera de las dos bombas como la principal y la otra mantenerse en alerta que proveerá respaldo si el condensado regresado a la unidad es mayor que el manejado por una sola bomba. Este arreglo de control también provee respaldo en el caso de que una bomba falle en su operación. Unidades tipo cascada bombean a una tasa 1.1 veces el flujo que ingresa al tanque contenedor. Es importante referirse al manual del equipo para saber con certeza la tasa de descarga y realizar un correcto dimensionado de la línea de descarga.

**Figura 222. Unidad de recuperación de condensado ecléctica (CRUE)**



Fuente: *Spirax Sarco, Pumping condensate from vented receivers*. Página 6

#### 6.4.2.2 Dimensionado de una CRUE

Para el dimensionado de una de estas unidades, es necesario conocer:

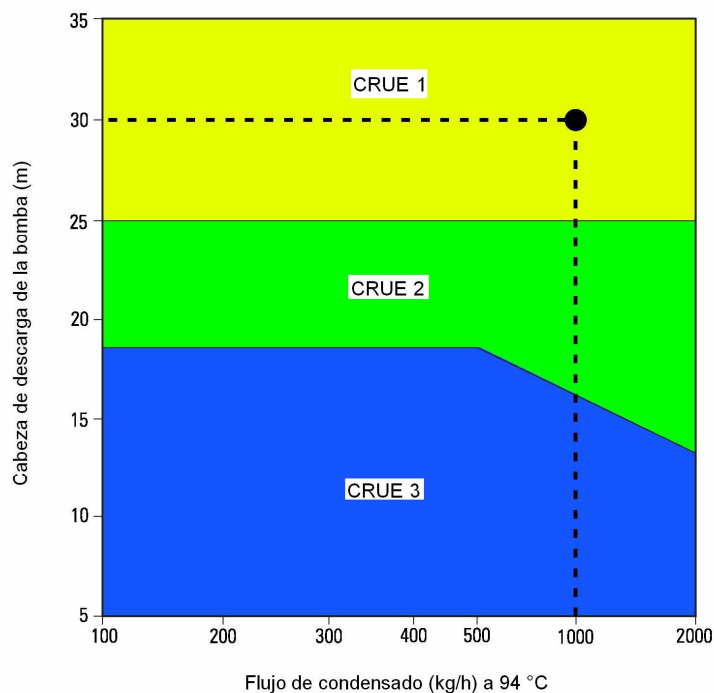
- Cantidad de condensado que llega al recipiente a carga máxima
- Temperatura del condensado. Esta no debe de exceder el rango especificado por el fabricante para prevenir la cavitación, sin embargo, usualmente los fabricantes proporcionan impulsores que pueden trabajar a diferentes temperaturas, por ejemplo, 90°C, 94°C y 98°C
- La cabeza total de descarga en contra de la cual la bomba debe de trabajar, determinada por la elevación a la cual deberá de llegar el condensado, el tipo de tubería y la longitud de ésta.



**Ejemplo 6-17:** dimensionar la tubería de descarga de una unidad recuperadora de condensado eléctrica (CRUE) que bombea condensado a un tanque venteado a la atmósfera, la cual debe de manejar un flujo de 1000 kg/h de condensado a 94°C. La cabeza estática de succión de la bomba se encuentra a 30 m y la longitud de tubería utilizada es de 150 m.

**Solución:** una selección inicial de una CRUE puede hacerse empleando la carta de diseño del fabricante. Un ejemplo se presenta en la figura 223.

**Figura 223. Carta para el dimensionado de unidad recuperadora de condensado eléctrica**



Fuente: Spirax Sarco, *Pumping condensate from vented receivers*. Página 7

De esta figura, se observa que una CRUE 1 debe de ser la elección inicial sujeta a pérdidas por fricción en la tubería de descarga. También se observa que la CRUE 1 está diseñada para manejar un flujo máximo de 2000 kg/h para una cabeza máxima de 35 m.

Sin embargo, en CRUE con bombas que operan intermitentemente, para manejar la tasa de condensado necesaria, la bomba debe de ser capaz de trabajar a una mayor cantidad de flujo durante el período de bombeo. Esto es importante para dimensionar correctamente la tubería de descarga.

Considérese el hecho de que el fabricante especifica que su equipo puede manejar 1.5 veces la cantidad de flujo mostrada en la carta de diseño. Entonces, para el dimensionado de la línea se proceda a hacerlo a partir de un flujo de  $1.5 \times 2000 \text{ kg/h} = 3000 \text{ kg/h}$ .

La longitud equivalente de tubería será de 165 m, según la regla de adicionar el 10% a la longitud normal.

**Diámetro de la tubería de descarga y pérdida por fricción:** al dimensionar la línea de descarga de una bomba resulta adecuado considerar la pérdida por fricción entre 100 Pa/m y 200 Pa/m. De la tabla LVI se observa que para un flujo de 3000 kg/h y una caída en la presión entre 100 Pa/m y 200 Pa/m, el diámetro de tubería será de 40 mm.

Por medio de interpolación de la tabla LVI se obtiene que para un flujo de 3000 kg/h se tendrá una caída en la presión de 128 Pa/m (1.28 mbar/m) para una tubería de 40 mm de diámetro. Ahora se puede calcular la pérdida por fricción en la tubería de 40 mm cuya longitud equivalente es de 165 m.

$$\begin{aligned} \text{Pérdida por fricción } (H_F) &= (1.28 \text{ mbar/m}) (165 \text{ m}) \\ &= 211.2 \text{ mbar} \\ &= 0.2112 \text{ bar} \\ &= 2.112 \text{ m} \end{aligned}$$

Por tanto  $H_F = 2.1 \text{ m}$

**Cabeza total de descarga de la bomba:** La cabeza total de descarga en contra de la cual la bomba debe de operar se obtiene con la ecuación 6-5 en donde  $H_S = 30$  m,  $H_F = 2.1$  m y  $H_P = 0$  (la tubería llega hasta un recipiente venteado a la atmósfera, donde la presión manométrica es 0 bar g).

$$H_D = 30 \text{ m} + 2.1 \text{ m} = 32.1 \text{ m}$$

Esta cabeza total de descarga debe de compararse con la carta de dimensionado del fabricante para confirmar que la bomba puede trabajar para este valor. Se observa a partir de la figura 223 que la CRUE 1 puede bombear hasta una cabeza de 35 m. Si los 35 m que puede manejar como máximo la CRUE 1 son excedidos, las opciones serían recalcular la cabeza total usando un diámetro mayor de tubería o seleccionar una CRUE de mayor capacidad.

**Método alternativo para el diseño de la línea de descarga:** con la cabeza estática dada por las condiciones del problema de 30 m, y con una cabeza de diseño de la CRUE de 35 m, se tienen disponibles 5 m para pérdidas por fricción. Es posible instalar un diámetro de tubería menor y tener una mayor pérdida por fricción. Si embargo, el diseñador deberá de balancear los costos incurridos al ahorrar por tener una tubería de menor diámetro con los esperados por el uso de energía eléctrica al bombear a través de una cabeza mayor.

La velocidad también debe de ser comparada con una típica de 3 m/s permisible para el bombeo de agua a temperaturas inferiores a los 100°C.

La tabla LVI muestra que si un diámetro comercial menor se escoge, 32 mm, la pérdida por fricción asociada a un flujo de 3000 kg/h será de 286 Pa/m (2.86mbar/m), valor interpolado, y la velocidad es cercana a 1 m/s, la cual es menor a 3 m/s y por tanto adecuada para la aplicación.

$$\begin{aligned} \text{Pérdida por fricción } (H_F) &= (2.86 \text{ mbar/m}) (165 \text{ m}) \\ &= 471.9 \text{ mbar} \\ &= 0.4719 \text{ bar} \\ &= 4.719 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\text{Por tanto } H_F = 4.7 \text{ m}$$

$$\text{La cabeza total de descarga es: } H_D = 30 \text{ m} + 4.7 \text{ m} = 34.7 \text{ m}$$

Se concluye que el diámetro de 32 mm puede usarse, ya que la CRUE 1 puede manejar hasta 35 m de cabeza de descarga. Sin embargo, desde un punto de vista práctico, no sería razonable diseñar un sistema que operará muy cerca de sus límites, y por esto, una tubería de 40mm de diámetro es probablemente la mejor solución.

### **6.4.3 Bombas mecánicas de desplazamiento positivo**

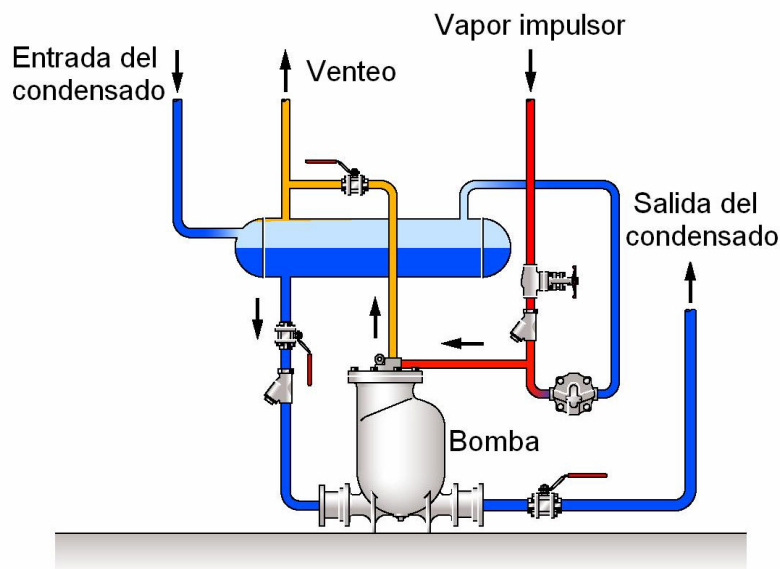
#### **6.4.3.1 Operación de la bomba**

Consiste en una carcasa metálica, a la cual el condensado fluye por gravedad. La carcasa contiene un mecanismo de flotador, el cual opera un conjunto de válvulas de cambio.

El condensado ingresa al cuerpo de la bomba, el cual levantará el flotador. Cuando el flotador alcanza determinado nivel accionará dos válvulas. Una detendrá el flujo de condensado y la otra dará paso al ingreso de vapor. El vapor presurizará el cuerpo permitiendo la expulsión del condensado. Luego de esto, tanto el condensado como el flotador caerán hasta un nivel predeterminado, en el cual la válvula que ingresa el vapor se cerrará reabriendo la válvula que suministra el condensado, permitiendo al cuerpo de la bomba llenarse nuevamente.

Válvulas de cheque son instaladas en la entrada de la bomba y descarga para asegurar una correcta dirección del flujo. El ciclo de funcionamiento hace necesaria la presencia de un tanque receptor para almacenar condensado mientras la bomba descarga. Ver la figura 224.

**Figura 224. Unidad mecánica de recuperación de condensado (CRUM)**



Fuente: Spirax Sarco, *Pumping condensate from vented receivers*. Página 7

### 6.4.3.2 Aplicaciones

Generalmente, las bombas mecánicas manejan menores cantidades de condensado en comparación con las eléctricas. Sin embargo, son particularmente útiles en situaciones donde:

- Las altas temperaturas del condensado causarían cavitación a una bomba eléctrica.
- El condensado está a una presión de vacío.
- El espacio de la planta es pequeño.
- El mantenimiento es poco.
- El ambiente donde se instala es dañino para la salud, húmedo o mojado.
- No se cuenta con conexiones eléctricas.
- El condensado debe de ser removido de varios equipos controlados por temperatura, los cuales pueden llegar a inundarse.

Así como las unidades eléctricas, las mecánicas en ocasiones se encuentran diseñadas en unidades tipo paquete que incluyen el recipiente de condensado y la bomba. No se requiere de sistemas de control adicionales ya que la bomba es completamente automática y trabaja únicamente cuando se le necesita, es decir, la bomba es autorregulable.

La tasa de descarga de la bomba será hasta seis veces mayor que la de ingreso de condensado, y este flujo es el que deberá de usarse para dimensionar la línea de descarga. Siempre será necesario referirse a los datos proporcionados por el fabricante para el dimensionado de la bomba y de la línea.

#### **6.4.3.3 Dimensionado de la bomba**

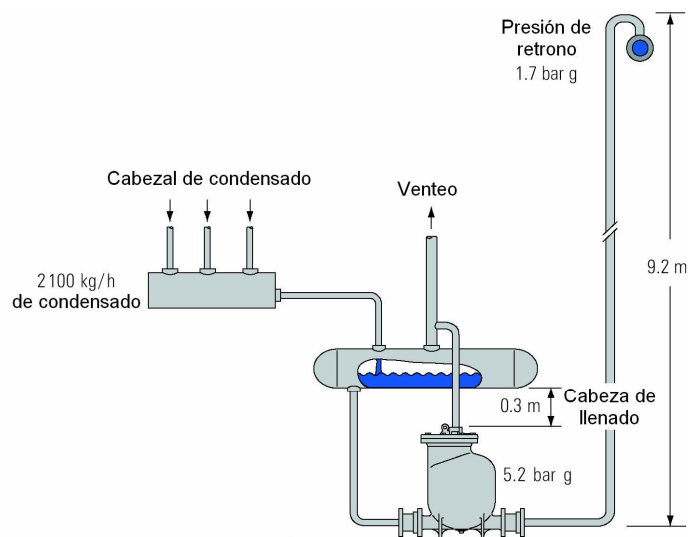
Para el dimensionado de una bomba mecánica se requiere de la siguiente información:

- El flujo máximo de condensado que llega al recipiente contenedor.
- La presión de vapor o aire disponible para mover el condensado. La selección de vapor o aire como fuerza motriz dependerá de la aplicación y de las circunstancias del lugar en que se dispondrá la bomba.
- La cabeza de llenado disponible entre el recipiente contenedor y la bomba.
- La cabeza total de descarga.

El método de dimensionado para una bomba mecánica varia de fabricante en fabricante y usualmente se basa en datos empíricos, los cuales son trasladados a monogramas. El ejemplo 6-19 presenta un método típico para el dimensionado de una bomba mecánica.

**Ejemplo 6-18:** la figura 225 muestra una bomba mecánica de desplazamiento positivo usada para descargar condensado a una tubería principal que se mantiene a 1.7 bar g. Al recipiente contenedor de condensado ingresa un flujo de 2100 kg/h. Para el impulso del condensado se utiliza vapor a 5.2 bar g. La cabeza de llenado disponible es de 0.3 m. La altura a la cual se encuentra la tubería principal de retorno de condensado es de 9.2 m. Determine el tamaño de la bomba necesaria para la aplicación y el diámetro de la línea de descarga.

**Figura 225. Dimensionado de una unidad recuperadora de condensado mecánica**



Fuente: *Spirax Sarco, Pumping condensate from vented receivers.* Página 11

**Solución:** la contrapresión total (cabeza total de descarga) en contra de la cual la bomba debe de operar será:

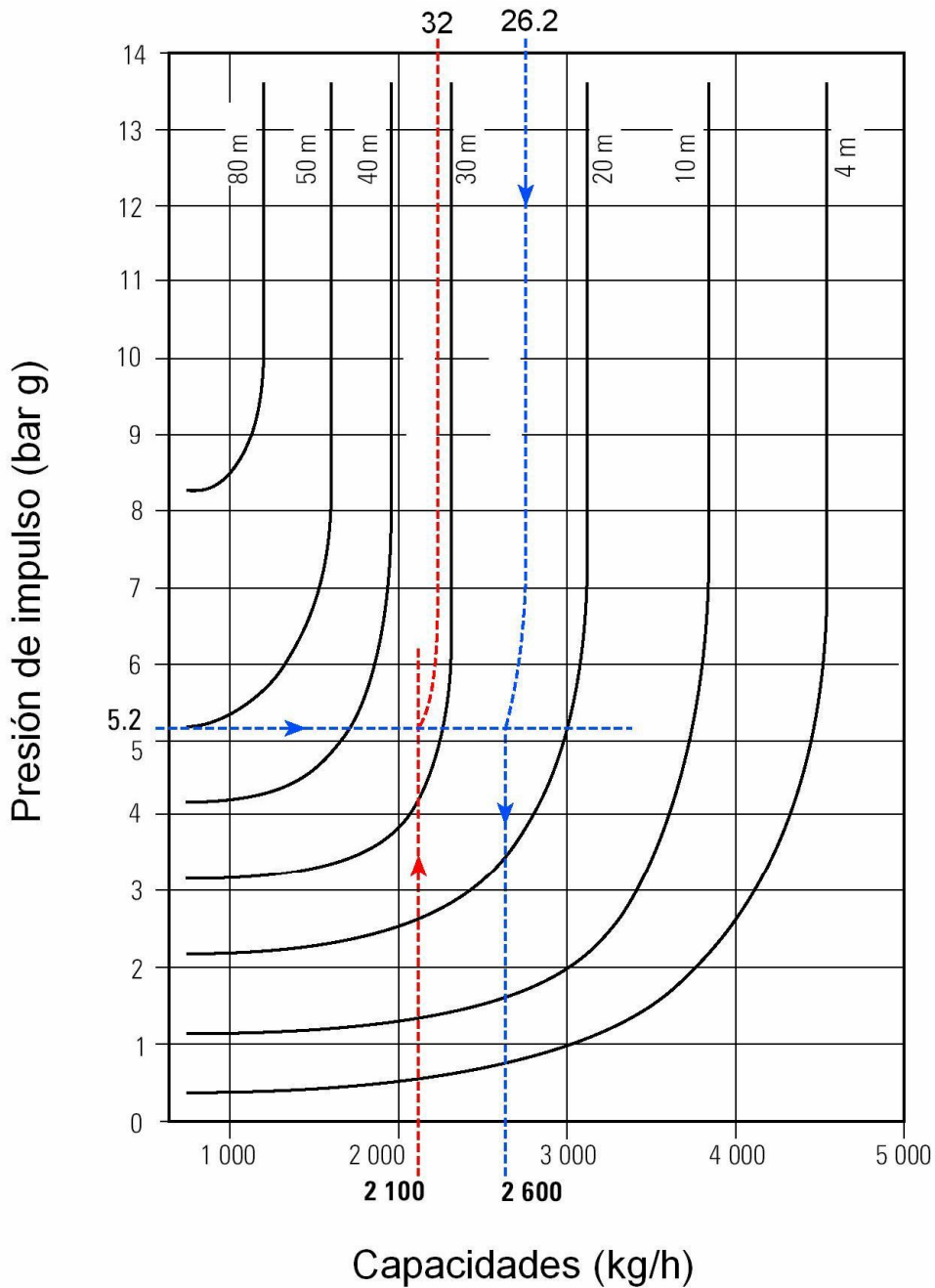
$$\text{Contrapresión total } (H_D) = \text{elevación del condensado } (H_S) + \text{presión de la tubería de retorno } (H_P)$$



La pérdida por fricción es despreciable cuando la longitud de la tubería es menor a 100 m.

$$\text{Contrapresión total } (H_D) = 9.2 \text{ m} + (1.7 \text{ bar g}) (10 \text{ m/bar g}) = 26.2 \text{ m}$$

**Figura 226. Carta para dimensionado de bomba mecánica DN50 del ejemplo 6-18**



Fuente: Spirax Sarco, *Pumping condensate from vented receivers*. Página 12

Con referencia a la carta de la figura 226, una bomba DN50 que funciona a un presión motriz de 5.2 bar g impulsará 2600 kg/h de condensado en contra de una cabeza de descarga de 26.2 m. Por tanto una bomba DN50 resultará satisfactoria para la aplicación, donde el flujo de condensado es 2100 kg/h.

#### **6.4.3.4 Dimensionado de la línea de descarga**

Usualmente el diámetro de la línea de descarga de una bomba mecánica se toma igual al de la salida de la bomba cuando es menor a 100 m. Para líneas de descarga mayores a 100 m, la regla general será seleccionar el diámetro de tubería siguiente al de la salida de la bomba.

En líneas de descarga superiores a los 100 m y/o flujos de condensado cercanos a la capacidad de la bomba, es aconsejable determinar las pérdidas por fricción para no excederán la capacidad de la bomba.

#### **6.4.3.5 Efecto de la pérdida de inercia en líneas de descarga mayores a 100 m**

En líneas mayores a 100 m, un considerable volumen de líquido será retenido en el interior de la tubería de descarga de la bomba. En el momento del arranque, la aceleración súbita de esta masa de líquido absorberá una parte de la energía de la bomba dando como resultado mayor ruido y golpe de ariete. Como consecuencia es posible que la bomba no desplace el condensado hasta donde sea necesario debido a la pérdida por fricción. Para evitar este problema será necesario dimensionar la línea a partir de un 50% de fricción menos a la normalmente esperada. El ejemplo 6-19 aclarará esta situación.

**Ejemplo 6-19:** considérese el mismo sistema del ejemplo 6-19 pero con una línea de descarga de 250 m de longitud. Determine el diámetro de la línea de descarga incluyendo los efectos producidos por la pérdida de inercia.

**Solución:** usando la carta de la figura 226 y según el ejemplo 6-19 se concluyó que una bomba DN50, con presión motriz de 5.2 bar g, 26.2 m de cabeza total de descarga que mueve 2600 kg/h de condensado sería adecuada. Como el flujo real a manejar es de 2100 kg/h, de la figura 226 se tiene:

- Máxima cabeza de contrapresión permisible a 2100 kg/h : 32 m

Por tanto, máxima cabeza de fricción permisible para que la bomba funcione: 32 m – 26.2 m = 5.8 m. Redondeado esta cifra serian 6 m (aproximadamente 60 000 Pa)

Considerando los efectos producidos por la pérdida de inercia será necesario limitar la pérdida de presión debida a la fricción en un 50%. Según lo anterior, la pérdida de presión debida a la fricción que se permite debe de ser de 30 000 Pa.

La longitud equivalente de tubería será de 275 m y en consecuencia la máxima caída en la presión por unidad de longitud debe de ser

$$\frac{30000Pa}{275m} \approx 109 Pa/m$$

Para este tipo de bomba el flujo de descarga se toma como 6 veces el que entra, 6 x 2100 kg/h = 12 600 kg/h.

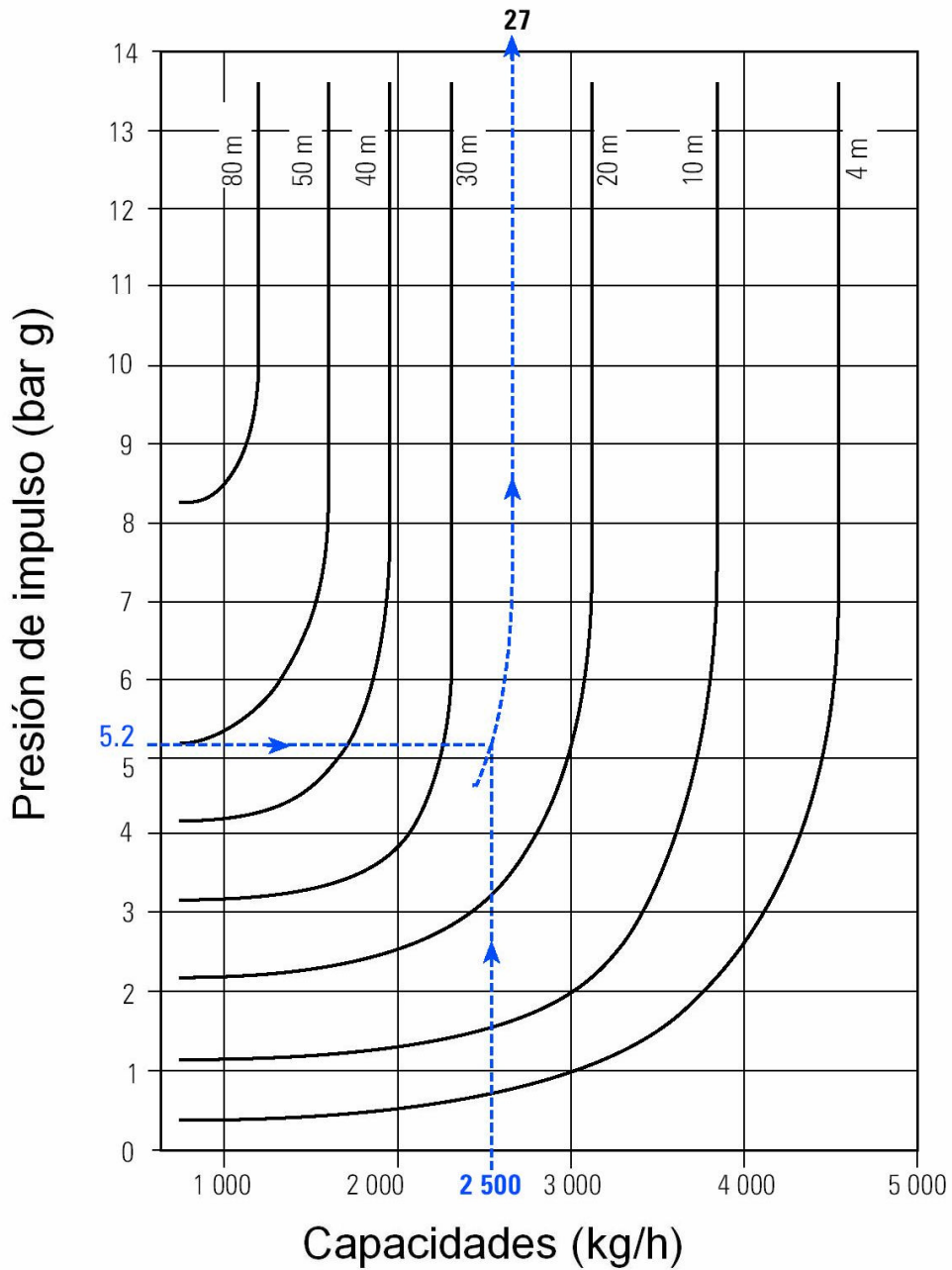
Con una pérdida por fricción de 109 Pa/m, la tabla LVI revela que una tubería de 80 mm de diámetro se requiere para dejar pasar 12 600 kg/h de condensado. De hecho, por medio de una interpolación, la tabla LVI indica que una tubería de 80 mm dejará pasar un flujo máximo de 16 480 kg/h con una pérdida de 109 Pa/m.

En el ejemplo 6-20 la figura 226 muestra que el máximo flujo de llenado a una bomba con presión motriz de 5.2 bar g y cabeza total de descarga de 26.2 m es 2600 kg/h. Mientras más se aproxima el flujo de llenado al máximo permisible según la bomba seleccionada, menor pérdida por fricción deberá de existir.

**Ejemplo 6-20:** considérese la misma bomba DN50 del ejemplo 6-19 pero al recipiente colector de condensado ingresa un flujo de 2500 kg/h. Determine el diámetro de la línea de descarga incluyendo los efectos producidos por la pérdida de inercia.

**Solución:** usando la carta de dimensionando de la figura 227 y a partir de un flujo de llenado de 2500 kg/h con una presión motriz de 5.2 bar g se observa que la bomba puede operar a una cabeza de contrapresión máxima de 27 m. Según las condiciones del problema, la cabeza de descarga es de 26.2 m. Así se tendrá que la máxima cabeza de fricción permisible para que la bomba funcione es de  $27 \text{ m} - 26.2 \text{ m} = 0.8 \text{ m}$ . Redondeando esta cifra sería 1 m. Recordando que la presión hidrostática ejercida por una columna de fluido es  $P = \rho gh$ ; donde en este caso el fluido es agua cuya densidad  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ,  $g = 9.80665 \text{ m/s}^2$  es la aceleración estandar de la gravedad y  $h = 1.0 \text{ m}$ ; la cabeza de fricción permisible será de 9806.65 Pa.

**Figura 227. Carta para dimensionado de bomba mecánica DN50 del ejemplo 6-19**



Fuente: Spirax Sarco, *Pumping condensate from vented receivers*. Página 14

La longitud equivalente es de 275 m, consecuentemente la caída en la presión permisible por unidad de longitud es de:

$$\frac{9806.65 Pa}{275 m} \approx 35.7 Pa/m$$

Debido a los efectos producidos por la pérdida de inercia resulta necesario limitar este valor a un 50%. Así las pérdidas de fricción que se permitirá es de 18 Pa/m.

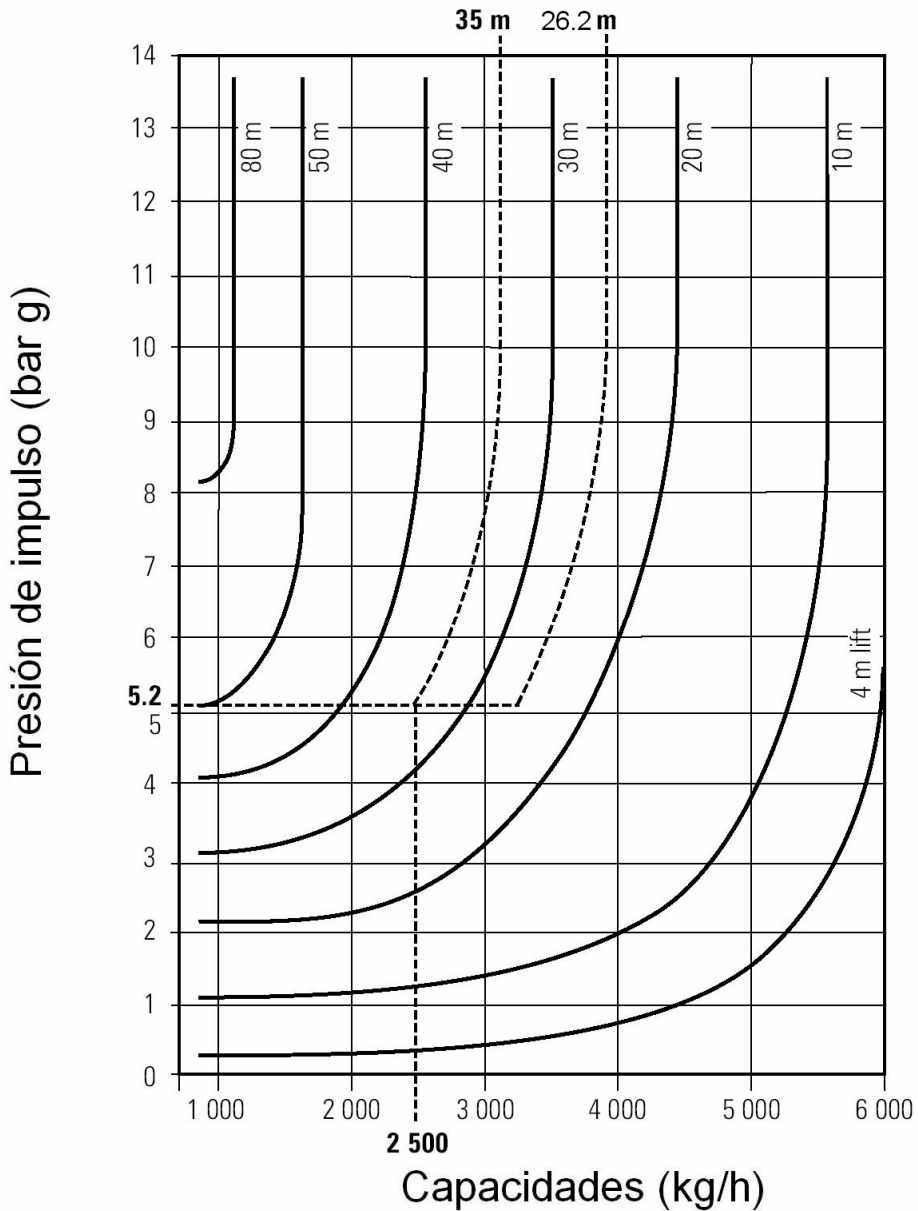
Como en el ejemplo 6-19, la tubería de descarga debe de dimensionarse en la tasa de descarga instantánea de la bomba, la cual se toma como 6 veces el flujo de condensado que ingresa al tanque colector. De esto, la línea debe de transportar un flujo de  $6 \times 2500 \text{ kg/h} = 15\,000 \text{ kg/h}$  con una pérdida de presión por unidad de longitud de 18 Pa/m.

Del anexo pérdidas de presión por metro de longitud, flujos de condensado y velocidades para tubería de acero (tabla LXV); se observa que el diámetro de tubería requerido debe de ser mayor que 100 mm. En realidad, una tubería de 125 mm permitirá que la bomba opere correctamente.

El sistema operará eficientemente con la bomba DN50 y la tubería de 125 mm de diámetro, pero será probablemente más económico considerar una bomba más grande en conjunto con una línea de menor tamaño. Esto se demuestra en el ejemplo 6- 22.

**Ejemplo 6-21:** determinar el diámetro de tubería requerida para las condiciones del ejemplo 6-20 si se usará una bomba DN80 en lugar de una DN50.

**Figura 228. Carta para dimensionado de bomba mecánica DN80 del ejemplo 6-21**



Fuente: Spirax Sarco, *Pumping condensate from vented receivers*. Página 15

**Solución:** ya que una bomba más grande puede trabajar a una cabeza de descarga mayor, el diámetro de tubería será menor. La figura 228 muestra que una bomba DN80 que opera con presión motriz de 5.2 bar g y 2500 kg/h de flujo de llenado podrá trabajar contra una cabeza de descarga de 35 m.

Como en los casos anteriores, la cabeza de descarga es de 26.2 m. Así se tendrá que la máxima cabeza de fricción disponible para que la bomba funcione es de  $35 \text{ m} - 26.2 \text{ m} = 8.8 \text{ m}$ . Redondeando esta cifra se tendrán 9m, equivalente a 88 259.9 Pa.

La pérdida de presión por unidad de longitud cuando la longitud equivalente es de 275 m es de 320.9 Pa/m. Tomando en cuenta la pérdida por los efectos de inercia, este valor se reduce en un 50%, con lo cual la pérdida de presión admisible debida a la fricción será de 160 Pa/m.

Nuevamente, la tubería se dimensiona para un flujo de seis veces el flujo de llenado del tanque colector, esto será 15 000 kg/h de condensado. La tabla LVI muestra que una tubería de 80 mm de diámetro será necesaria para dejar circular un flujo de 20 160 kg/h, mayor a los 15 000 kg/h de diseño, con una pérdida por fricción de 160 Pa/m, con una velocidad de alrededor de 1 m/s.

En este caso, la bomba DN80 puede usarse con una tubería de dos tamaños comerciales menores a la calculada en el ejemplo 6-20 donde la bomba era DN50. La bomba DN80 costará un 10% más que la DN50, pero este costo extra se justifica en la diferencia en costos que se tiene al instalar una tubería de 125 mm a una de 80 mm, incluyendo los accesorios necesarios.



### 6.4.3.6 Velocidad del condensado

La ecuación 6-6 puede usarse para determinar la velocidad del condensado, en m/s, que fluye en una tubería.

$$V_C = \frac{m_C v_C}{\left(\frac{\pi}{4} \phi^2\right)} \quad (6-6)$$

donde:

$m_C$  : flujo de condensado a través de la tubería (kg/s)

$v_C$  : volumen específico del condensado (0.001 m<sup>3</sup>/kg)

$\phi$  : diámetro de la tubería (m)

Para el ejemplo 6-21 donde el flujo de condensado en la tubería es de 15 000 kg/h (4.2 kg/s) y el diámetro seleccionado es 80 mm (0.08 m), la velocidad será de 0.84 m/s. De la tabla LIX la velocidad máxima para una tubería de 80 mm de diámetro es de 1.8 m/s.

**Tabla LIX. Velocidades máximas recomendadas para flujo de condensado en tubería de acero, basadas en una pérdida por fricción máxima de 450 Pa/m**

Díametro tubería (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100
Velocidad m/s	0.62	0.8	1.0	1.23	1.27	1.5	1.8	1.84	2.4

Fuente: *Spirax Sarco, Pumping condensate from vented receivers*. Página 15

### 6.4.3.7 Consideraciones para líneas de descarga largas

Debido al impulso que se ha dado al condensado que fluye en una línea larga, este seguirá en movimiento durante un tiempo después de apagarse la bomba. Cuando se detiene el movimiento del condensado, la contrapresión en la línea hará que la dirección del flujo se invierta, regresando hasta la válvula de cheque que está a la salida de la bomba. El resultado es ruido y movimiento de la tubería debido al golpe de ariete, el cual puede ser perjudicial para los accesorios. Instalando otra válvula de cheque en la línea de descarga a unos 10 m de la primera resulta adecuado para eliminar este problema. La figura 229 ilustra la situación.

**Figura 229. Válvula de cheque adicional en línea de descarga larga**



Fuente: Spirax Sarco, *Pumping condensate from vented receivers*. Página 16

De ser posible, la línea de descarga de la bomba debe de ser conectada a una tubería de retorno en alto que posea una pendiente en dirección del flujo lo suficientemente pronunciada para vencer la resistencia por fricción en el interior de la tubería (ver tabla LX).

**Tabla LX. Pendiente requerida para vencer la resistencia por fricción**

Inclinación de la tubería	Diámetro de la tubería (DN mm)										
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
	Litros de agua por hora										
25 mm en 15 m	48	140	303	580	907	1 950	3 538	5 806	12 610	22 906	37 284
25 mm en 10 m	59	177	381	694	1 134	2 449	4 445	7 257	15 680	28 576	46 492
25 mm en 8 m	69	204	442	800	1 310	2 834	5 148	8 391	18 159	33 089	53 862
25 mm en 6 m	79	231	503	907	1 487	3 220	5 851	9 525	20 638	37 602	61 223
25 mm en 5 m	86	256	553	1 007	1 642	3 551	6 441	10 568	22 770	41 821	67 538
25 mm en 4 m	93	279	598	1 093	1 778	3 878	7 030	11 521	24 811	45 994	73 571
25 mm en 3 m	113	338	730	1 329	2 168	4 672	8 527	13 925	30 073	54 073	89 356
25 mm en 2 m	140	419	907	1 655	2 694	5 851	10 614	17 327	37 421	68 039	111 128
25 mm en 1.75 m*	152	454	984	1 793	2 923	6 327	11 498	18 756	40 573	73 708	120 426
25 mm en 1.5 m	165	490	1 061	1 932	3 152	6 804	12 383	20 185	43 726	79 378	129 725
25 mm en 1 m	206	612	1 324	2 404	3 923	8 482	15 422	25 174	54 431	99 019	161 476

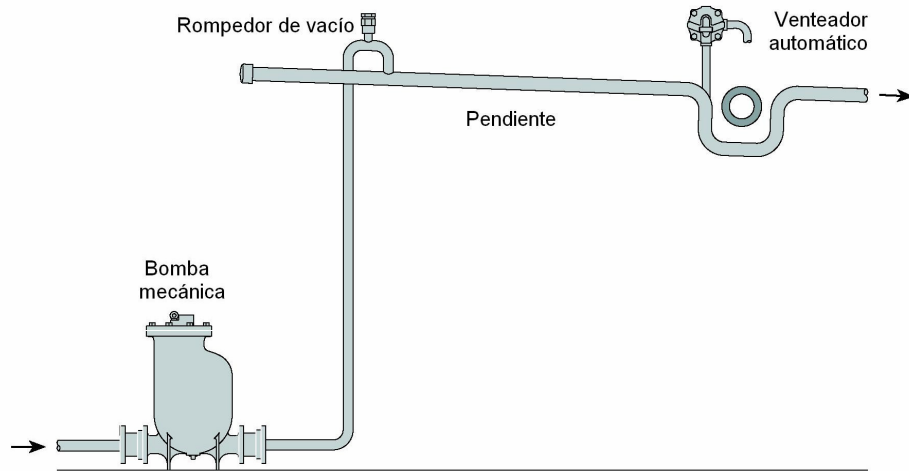
\*Una caída de 25 mm en 1.75 m equivale a una de 1:70

Fuente: *Spirax Sarco, Pumping condensate from vented receivers*. Página 17

De esta forma la única contrapresión en la bomba será la debida a la cabeza estática que debe vencer para elevar el condensado hasta la altura a la que se encuentra la tubería de retorno. Un rompedor de vacío puede instalarse en la parte superior de la conexión para ayudar al flujo en dirección de la tubería en caída y para prevenir cualquier tendencia de reversión en el flujo.

Si la tubería debe de bordear alguna obstrucción, un venteador de aire automático ubicado en la parte más elevada reducirá el bloqueo por aire y asistirá el flujo a través de la obstrucción. La figura 230 ilustra estas dos situaciones.

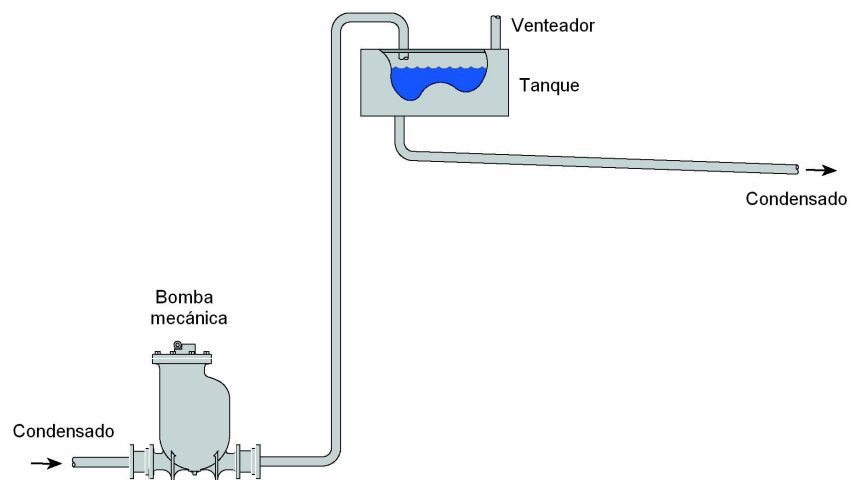
**Figura 230. Elevación después de la bomba**



Fuente: Spirax Sarco, *Pumping condensate from vented receivers*. Página 17

Cualquier problema debido a la contrapresión será completamente eliminado al usar un arreglo como el de la figura 231 en donde la bomba descarga el condensado en un tanque receptor que ventea a la atmósfera. La tubería que sale de este tanque debe de tener la pendiente indicada por la tabla LX.

**Figura 231. Descarga en tanque receptor con venteo**



Fuente: Spirax Sarco, *Pumping condensate from vented receivers*. Página 18

#### **6.4.3.8 Dimensionado de líneas de bombas con venteo a la atmósfera y sistemas de trampeo bomba-trampa**

El dimensionado de las líneas de bombas que ventean a la atmósfera se hace en la tasa de descarga de la bomba.

El condensado que pasa a través de sistemas bomba-trampa siempre estará a alta presión y temperatura y vapor *flash* se formará en la línea de descarga de estos dispositivos. Por este motivo, la línea de descarga se dimensiona para poder manejar revaporizado.

#### **6.5. Elevación del condensado desde una tubería principal de distribución de vapor**

En ocasiones es necesario elevar el condensado desde una trampa hasta una línea de retorno que se encuentra en un nivel superior. El condensado podrá elevarse cuando la presión del vapor antes de la trampa sea mayor que la presión existente después de la misma.

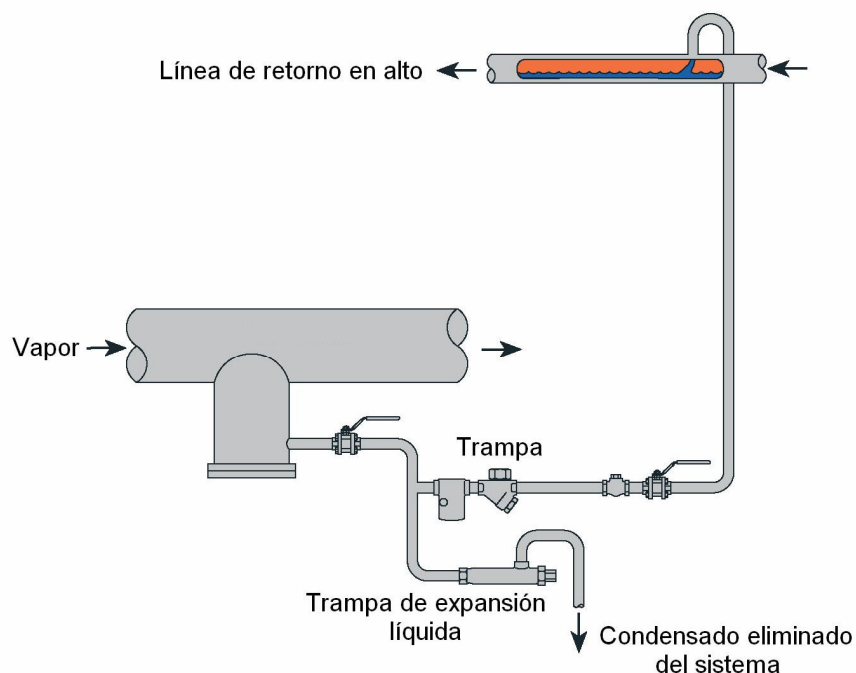
A la presión después de la trampa generalmente se le conoce como contrapresión, y se compone de la presión existente en la línea de retorno de condensado más la cabeza estática producida por la columna de condensado que es elevado. La presión antes de la trampa variará entre las condiciones en el arranque, cuando es lo más bajo posible, y las de operación normal, cuando es máxima. La contrapresión es relacionada con la elevación usando la siguiente aproximación: 1 m de elevación en la línea = 1 m de cabeza estática  $\approx 0.1$  bar g de contrapresión.

Por ejemplo, si una cabeza de 5 m produce una contrapresión de 0.5 bar g, entonces está reduciendo la presión diferencial disponible para pasar el condensado a través de la trampa.

Sin embargo bajo las condiciones de operación la capacidad de la trampa se reducirá significativamente solo cuando la presión del vapor es baja.

En las tuberías principales de distribución de vapor durante el arranque la presión del vapor será muy baja, y es común que el condensado no pase por la trampa, lo cual puede producir golpe de ariete en el espacio que está siendo drenado. Para eliminar este problema durante el arranque, una trampa de expansión líquida, como la mostrada en la figura 232, descargará cualquier condensado frío durante este período y lo eliminará del sistema.

**Figura 232. Uso de una trampa de expansión líquida durante el arranque**



Fuente: *Spirax Sarco, Lifting condensate and contaminated condensate.* Página 2

Cuando la tubería principal de vapor se calienta, la temperatura del condensado aumenta, causando que la trampa de expansión líquida se cierre. Al mismo tiempo, la presión del vapor se incrementa, forzando el condensado caliente a través de la trampa que elevará el condensado a la línea de retorno en alto.

La descarga de la línea de la trampa a la tubería de retorno debe de hacerse por la parte superior de ésta, en lugar de hacerlo por la parte baja, como lo muestra la figura 232. Esto asistirá la operación, ya que probablemente la tubería de retorno esté inundada durante el arranque. Si la descarga se conecta en la parte inferior, la línea de la trampa se llenaría de condensado después de cada descarga y se incrementaría la tendencia del ruido y golpe de ariete.

Se recomienda la instalación de una válvula de cheque después de cualquier trampa que eleve el condensado, previniendo el regreso del condensado al interior de la trampa.

Las recomendaciones generales anteriormente dadas aplican no solo para trampas que elevan el condensado desde tuberías principales de distribución de vapor, si no que también para cualquier trampa que drene un equipo de proceso funcionando a presión de vapor constante.

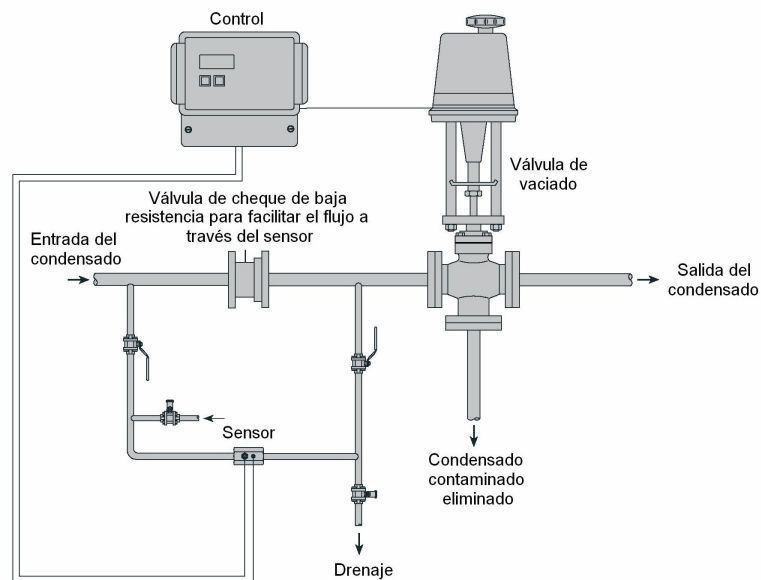
Procesos controlados por temperatura siempre operan a baja presión de vapor. La elevación del condensado deberá de evitarse, a menos que un sistema bomba-trampa sea empleado.

## 6.6 Condensado contaminado

Ocasionalmente, el condensado es descargado desde procesos donde se ha contaminado por el calentamiento de líquidos corrosivos. Esto es indeseable para el tanque de alimentación de la caldera debido al peligro de formación de espumados en el agua, incrustaciones y corrosión tanto en el interior de la caldera como en la tubería de distribución.

Sin embargo, este condensado aún posee calor disponible que puede recuperarse si se utiliza un equipo adecuado de detección. Estos equipos detectan cambios en la conductividad del condensado. Cuando un cambio en la conductividad esperada ocurre esto significa que el condensado está contaminado. Un dispositivo de control hará que una válvula de vaciado sea abierta, permitiendo la evacuación del condensado. La figura 233 presenta uno de estos equipos de monitoreo de condensado corrosivo.

**Figura 233. Equipo para la detección de condensado contaminado**



Fuente: *Spirax Sarco, Lifting condensate and contaminated condensate*. Página 3



## 6.7 Recuperación del vapor instantáneo, vapor *flash*

La forma en que se produce el vapor *flash* ya ha sido tratada en la sección 1.6, vaporización instantánea. En esta sección se retomara el tema y se centrar la atención en como el vapor *flash* puede usarse efectivamente para hacer mas eficiente una instalación de vapor.

### 6.7.1 Que es el vapor *flash* y por que debe de usarse

El vapor *flash* es liberado del condensado caliente cuando experimenta una reducción en la presión. Inclusive el agua a una temperatura ambiente de 20°C hervirá si su presión se disminuye lo suficiente. La liberación de vapor por el proceso de *flasheo* es tan útil como el vapor producido en el interior de una caldera.

Como ejemplo, cuando la presión en el interior de la caldera disminuye, parte del agua contenida en el cuerpo de la misma se vaporizara para complementar al vapor vivo producido por la transferencia de calor del combustible quemado al agua. Debido a que los dos tipos de vapor son producidos en el interior de la caldera, es imposible hacer una diferencia entre ambos. Solo cuando el *flasheo* tiene lugar a presiones relativamente bajas, como ocurre el lado de la descarga de una trampa de vapor, se puede hablar de vapor *flash*. Desafortunadamente, la procedencia de este vapor ha llevado a la conclusión errónea respecto a que el vapor *flash* es de menor utilidad con respecto al vapor vivo.

En cualquier sistema de vapor que busca maximizar la eficiencia, el vapor *flash* deberá de ser separado del condensado, y usado en aplicaciones de calentamiento a baja presión. Cada kilogramo de vapor *flash* usado en esta forma es un kilogramo de vapor que no necesita provenir de la caldera.

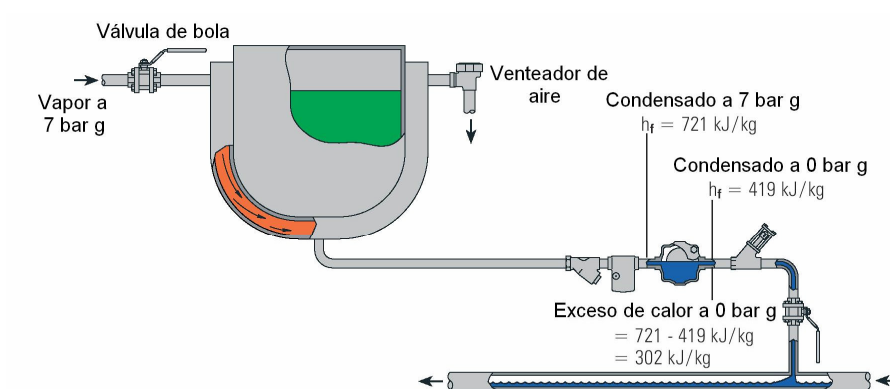
También se trata de un kilogramo de vapor que no se venteara a la atmósfera, que de otra manera se perdería.

### Disponibilidad del vapor *flash*

Si se hará uso del vapor *flash*, primero se debe de conocer con cuanto se dispone. Esta cantidad se determina por medio de cálculos, o leerse desde graficas o tablas.

**Ejemplo 6-22:** determinar el porcentaje de vapor *flash* que puede recuperarse de una olla encamisada con las características presentadas en la figura 234.

**Figura 234. Formación de vapor *flash***



Fuente: *Spirax Sarco, Flash Steam*. Página 2

**Solución:** el condensado entra a la trampa como agua saturada, a una presión manométrica de 7 bar g y temperatura de 170°C. El contenido energético del condensado bajo características es de 721 kJ/kg.

Después de pasar por la trampa, la presión en la línea de retorno de condensado es de 0 bar g. A esta presión, la máxima cantidad de calor que cada kilogramo de condensado puede retener es de 419 kJ a 100°C. Existe un exceso de 302 kJ de calor que evaporaran parte del condensado. El porcentaje que se vaporiza se calcula a continuación.

El calor necesario para producir 1 kg de vapor saturado a partir de agua saturada a la misma temperatura y 0 bar g de presión es 2257 kJ. La fracción de vapor que los 302 kJ en exceso contenido en el condensado producirán será:

$$(302 \text{ kJ}/2257 \text{ kJ}) = 0.134 \text{ kg de vapor/kg de condensado}$$

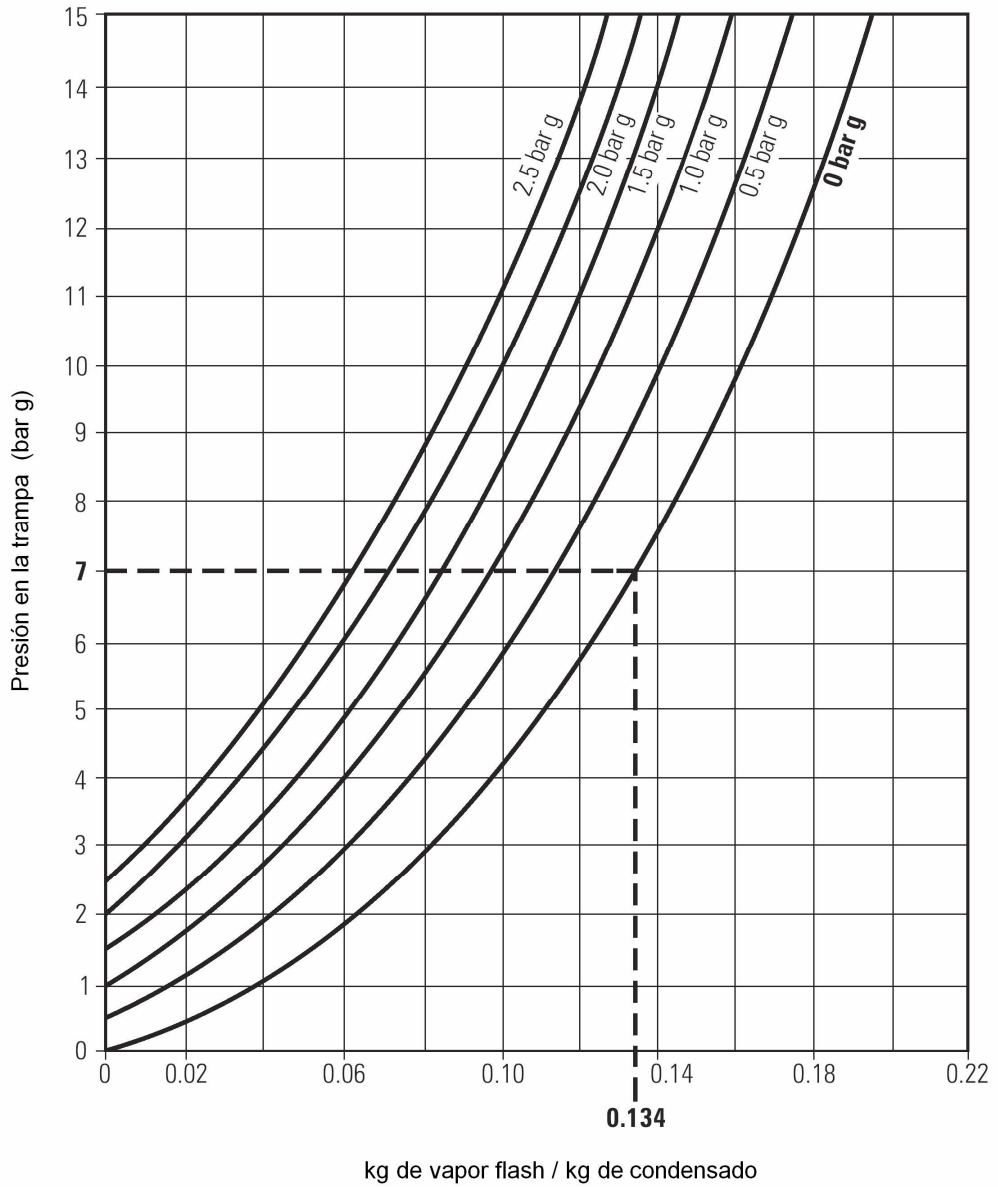
Por cada kilogramo de condensado en este ejemplo, la proporción de vapor *flash* generada es de un 13.4 % de la masa inicial de condensado.

Si el equipo que usa vapor a 7 bar g lo condensa a razón de 250 kg/h, entonces la cantidad de vapor *flash* liberado por el condensado a 0 bar g será:

$$(0.134) (250 \text{ kg/h}) = 33.5 \text{ kg/h}$$

Alternativamente, de la carta de la figura 235 si se traza una recta horizontal a partir de una presión de 7 bar g y se prolonga hasta cortar la curva de 0 bar g, y a continuación se traza una vertical desde el punto de intersección de estas se lee en la parte de abajo que 0.134 kg de vapor *flash* se producen por cada kg de condensado que pasan a través de la trampa.

**Figura 235. Grafica de vapor flash**



Fuente: *Spirax Sarco, Flash Steam*. Página 3

## Condensado sub-enfriado

Si la trampa usada es del tipo termostática, el condensado descargado se encuentra sub-enfriado por debajo de la temperatura de saturación. La cantidad de calor en este condensado será menor, así como la cantidad de vapor *flash* producido.

**Ejemplo 6-23:** si la trampa del ejemplo 6-22 descarga el condensado a 15°C por debajo de la temperatura de saturación del vapor, determinar la fracción de vapor *flash* que se producirá.

**Solución:** la temperatura de saturación del condensado a 7 bar g es de 170°C, por lo tanto como existe un subenfriamiento de 15°C la temperatura real del condensado descargado por la trampa será de 155°C. De las tablas de vapor, la cantidad de calor contenido en el condensado a 155°C es de 654 kJ/kg. A una presión de 0 bar g, el condensado saturado solamente puede retener 419 kJ/kg.

Bajo estas condiciones, el exceso de calor retenido por el condensado es de 235 kJ/kg. El contenido energético del vapor a 0 bar g es 2257 kJ/kg. La proporción de vapor *flash* que se produzca al liberar este condensado a la atmósfera será de:

$$(235 \text{ kJ/kg}) / (2257 \text{ kJ/kg}) = 0.104 \text{ kg de vapor/kg de condensado}$$

Por tanto, en este ejemplo, condensado descargado a una temperatura inferior a la de saturación ha reducido la proporción de vapor *flash* de 13.4 % a 10.4 %

## Condensado presurizado

**Ejemplo 6-24:** considérese la situación descrita en el ejemplo 6-22 pero la descarga de la trampa se hace a un tanque de *flasheo* presurizado a 1 bar g. Determinar la fracción de vapor *flash* que se producirá.

**Solución:** si la línea de retorno se encuentra conectada a un tanque de *flasheo* que opera a 1 bar g, a partir de las tablas de vapor se observa que la máxima cantidad de calor que el condensado podrá retener es de 505 kJ/kg y la entalpía de evaporación a 1 bar g será de 2201 kJ/kg. La proporción de vapor *flash* será:

Calor del condensado a 7 bar g = 721 kJ/kg

A 1 bar g el condensado saturado puede retener = 505 kJ/kg

Exceso de calor en condensado saturado a 1 bar g = 216 kJ/kg

Calor en el vapor a 1 bar g = 2201 kJ/kg

Proporción de vapor *flash* =  $(216 \text{ kJ/kg}) / (2201 \text{ kJ/kg}) = 0.098 \text{ kg de vapor/kg de condensado}$ .

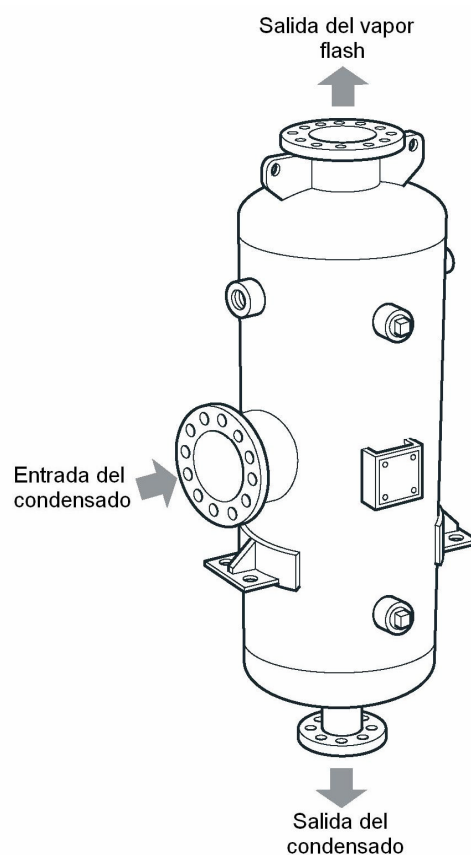
En este ejemplo, si el equipo que usa el vapor a 7 bar g lo condensa a una tasa de 250 kg/h, la razón de producción de vapor *flash* a 1 bar g será de  $(0.098) (250 \text{ kg/h}) = 24.5 \text{ kg/h}$ .

Por tanto, la cantidad de vapor *flash* producido dependerá del tipo de trampa de vapor utilizada, de la presión del vapor antes de esta y de la presión del condensado después de la misma.

## 6.8 Recipiente para la recuperación del vapor instantáneo

Tanques de *flasheo* son utilizados para la separación del vapor *flash* del condensado. La figura 236 muestra uno de estos recipientes.

Figura 236. Recipiente para la separación del vapor *flash*



Fuente: *Spirax Sarco, Flash Steam*. Página 5

Después de que el condensado y el vapor *flash* entran al recipiente, el condensado cae por gravedad al fondo del tanque, desde donde es drenado, por medio de una trampa de flotador, usualmente a un tanque venteador desde donde podrá ser bombeado. El vapor *flash* saldrá por la parte superior y será distribuido a equipos que operen con presión de vapor baja.

### 6.8.1 Dimensionado del tanque

Para dimensionar un tanque de *flasheo*, se requiere de la siguiente información:

- Presión con la que el vapor ingresara a las trampas.
- Flujo de condensado que ingresa al recipiente.
- Presión a la que operara el tanque de *flasheo*.

Usando esta información, conjuntamente con una carta para el dimensionado del tanque, el tamaño requerido para el tanque puede ser determinado. El ejemplo 6-25 ilustra el procedimiento.

**Ejemplo 6-25:** determinar el tamaño de un tanque para la recuperación del vapor *flash* que cumpla con las siguientes características; la presión a la que son sometidas las trampas de vapor es de 12 bar g con un flujo total de condensado de 2500 kg/h. El vapor *flash* recuperado será utilizado en un equipo que operara a 1 bar g.

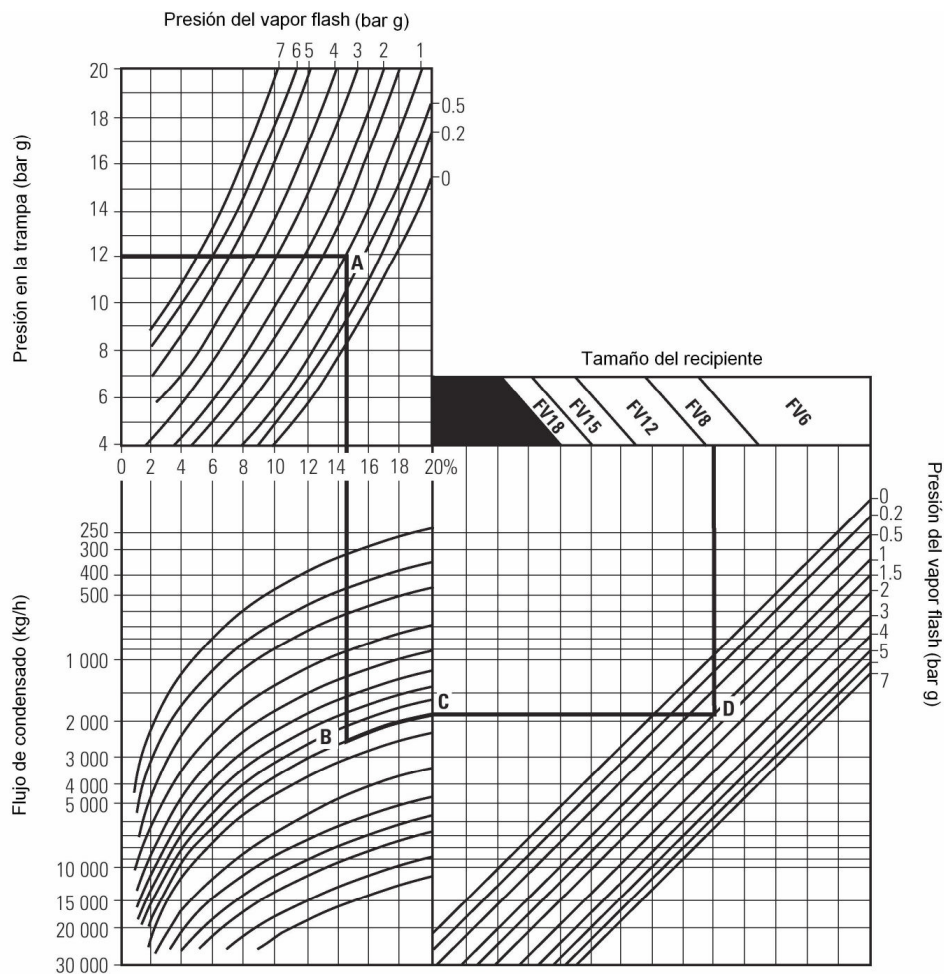
**Solución:** usando la carta de la figura 237, se procede de la siguiente manera;

- En la escala superior del lado izquierdo se localiza la presión a la que operan las trampas y a partir de este valor se traza una línea horizontal hasta cortar la curva de 1 bar g, correspondiente a la presión de operación del tanque. Este punto se denota con la letra A.
- A partir del punto A se trazara una vertical hacia abajo que será intersecada con una horizontal que proviene de la escala de flujos de condensado, para este ejemplo 2500 kg/h. El punto donde se cortan es denotado con la letra B.



- A partir del punto B se seguirá la trayectoria de la curva hasta el punto denotado con la letra C, desde donde deberá de moverse hacia la derecha en dirección horizontal hasta cortar la línea inclinada que represente 1 bar g de presión del vapor *flash*. Este punto queda representado con la letra D.
- Finalmente, desde el punto D hay que moverse verticalmente hacia arriba donde están representados cuatro tipos de tanques para la recuperación del vapor *flash*. Para este ejemplo se escoge una del tipo FV8.

**Figura 237. Carta para dimensionar tanques de flasheo**



Fuente: Spirax Sarco, *Flash Steam*. Página 6

En el anexo se presenta esta misma carta para otros cálculos de dimensionado de tanques de *flasheo*.

### **6.8.2 Requerimientos para una satisfactoria aplicación del vapor instantáneo**

Para un uso adecuado del vapor instantáneo, se debe satisfacer los siguientes requerimientos básicos:

- Es esencial un suministro constante de condensado proveniente de aplicaciones a alta presión, para asegurar que suficiente vapor *flash* será liberado para su recuperación económica.
- Las trampas de vapor así como el equipo que drenan deben de estar en la capacidad de funcionar satisfactoriamente en condiciones de contrapresión, generada por el sistema de recuperación de vapor *flash*.
- Se debe de tener especial cuidado cuando se desee recuperar vapor *flash* proveniente de condensado de equipos controlados por temperatura. Si el régimen de trabajo del equipo es menor a su capacidad máxima, la presión del vapor será disminuida por la acción de cierre que ejerce la válvula de control de flujo. Si la presión del vapor en el equipo se aproxima o cae por debajo de la presión a la que se formara el vapor *flash*, la cantidad total de vapor *flash* formada será despreciable.

- Existe una demanda de vapor *flash* a baja presión que iguala o excede la producción del mismo. Cualquier déficit en el suministro de vapor *flash* puede ser compensado por medio de vapor vivo al que se le ha reducido su presión por medio de una válvula. Si el suministro de vapor *flash* excede la demanda, este deberá de ser eliminado del sistema para evitar sobrepresiones.
- De ser posible, siempre se debe de suministrar el vapor *flash* a partir de las fuentes de condensado a alta presión mas cercanas. Diámetros grandes de tubería normalmente son utilizados para el transporte de vapor a baja presión, para reducir las perdidas en su presión y velocidad, lo que representaría un costo adicional si el vapor *flash* debe de ser transportado grandes distancias a partir del punto donde es generado.

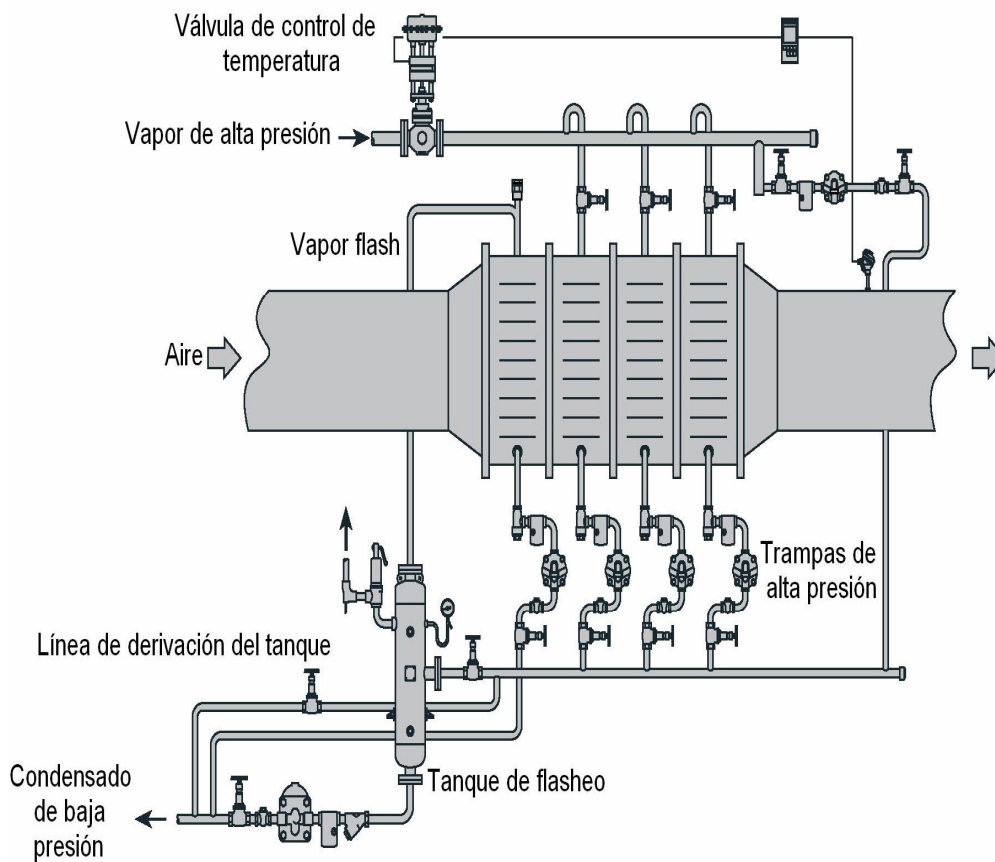
### **6.8.3 Control de la presión del vapor instantáneo**

En algunas ocasiones, la presión del vapor *flash* encontrara su propio valor y no es necesario hacer mayor cosa. Cuando tanto la demanda como el suministro de vapor *flash* son iguales, y particularmente cuando el vapor a baja presión es usado para alimentar el mismo equipo, únicamente resulta necesario transportar el vapor *flash* producido a partir del condensado de alta presión sin necesidad de ningún equipo de control.

La figura 238 muestra una aplicación de vapor *flash* a una batería de calentamiento de aire del tipo multibanco, que suministra aire a alta temperatura para un proceso. El condensado proveniente de las secciones de alta presión es ingresado al tanque de recuperación, desde donde el vapor de baja presión es usado, para precalentar el aire frío que ingresa a la batería.

El área superficial de la sección de precalentamiento, y la relativamente baja temperatura del aire que ingresa, se traducen en una rápida condensación del vapor *flash* de baja presión.

**Figura 238. Tanque de flasheo en batería de calentamiento de aire**



Fuente: *Spirax Sarco, Flash Steam*. Página 7

Dependiendo de las temperaturas de operación, el vapor *flash* puede condensar a presiones muy bajas, inclusive sub atmosféricas. Si es posible, tanto el tanque de *flasheo* como la trampa de vapor que drena al precalentador deberán de colocarse tan lejos como sea posible de la salida de este para producir la cabeza hidrostática necesaria que empujara el condensado a través de la trampa.

Si esto no resulta posible, una trampa auxiliada por una bomba se puede utilizar para drenar tanto la sección de precalentamiento como el tanque de *flasheo*.

Debido a que el vapor *flash* en la sección de precalentamiento condensa a presión sub atmosférica, será necesario incluir un rompedor de vacío instalado en la tubería de suministro, antes del ingreso de la sección de precalentamiento. Esto evita que la presión en la batería se sub atmosférica y brindara asistencia para que el condensado pase a través de la trampa.

## **6.9 Aplicaciones típicas del vapor instantáneo**

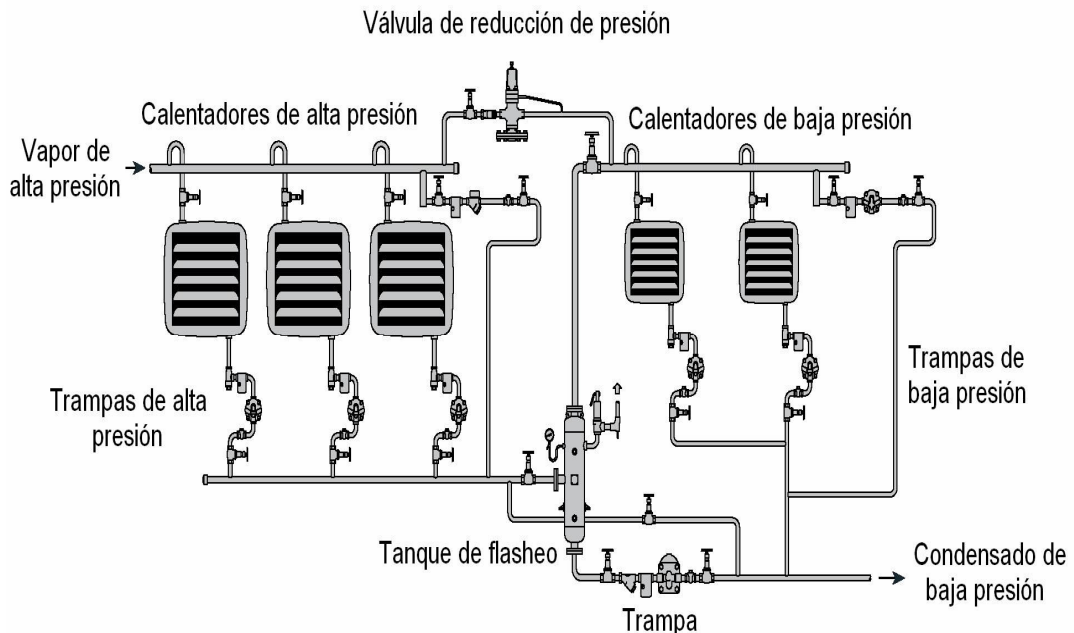
### **6.9.1 Suministro y demanda en sistemas en serie**

Este método proporciona una máxima utilización del vapor *flash*. La batería de aire discutida en la figura 238 es uno de estos sistemas, arreglos similares son posibles en otras aplicaciones como lo es en el caso del calentamiento de un espacio usando tanto paneles radiantes como calentadores unitarios.

La figura 239 describe un sistema donde un número de calentadores es alimentado por vapor de alta presión. El condensado de aproximadamente el 90% de los calentadores es recolectado y llevado a un tanque de *flasheo*. Este suministrara vapor de baja presión al restante 10% de los calentadores.

Con este arreglo, la entrega total de calefacción del sistema se ha reducido marginalmente, ya que un 10% de los calentadores trabajaran a una presión de vapor baja.

**Figura 239. Tanque de *flasheo* que alimenta a calentadores de baja presión**



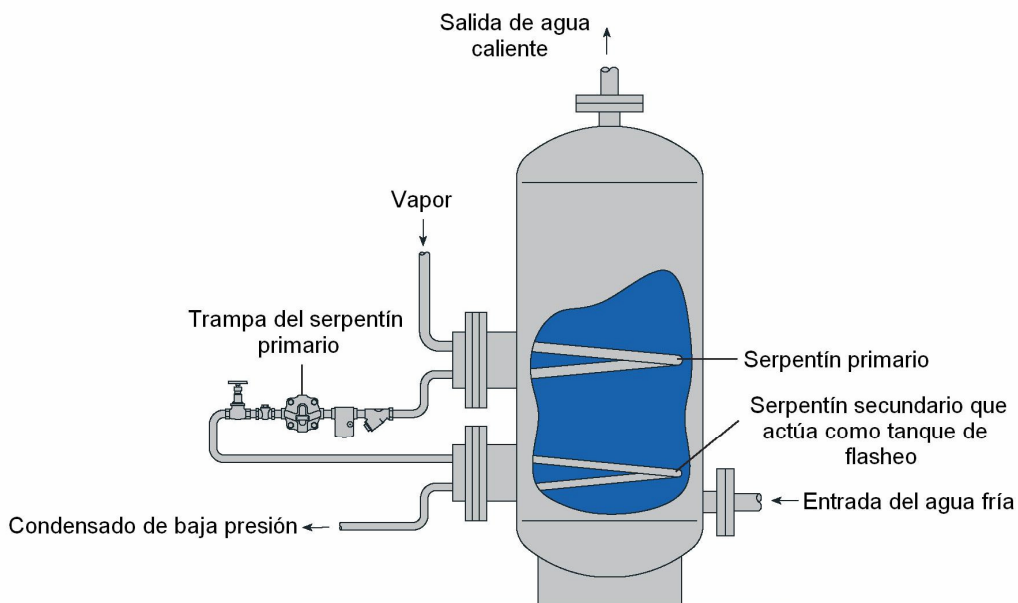
Fuente: *Spirax Sarco, Flash Steam*. Página 8

En ocasiones surge un problema cuando el uso del vapor *flash* disponible se debe de hacer con no más de dos calentadores de aire. En este caso se deben de conectar los dos calentadores al suministro de vapor de baja presión y ventear el exceso de vapor *flash* suministrado. Dos calentadores juntos usualmente harán que la presión del vapor *flash* caiga a un valor bajo, incluso a niveles sub atmosféricos. Para contrarrestar este problema, el suministro de vapor *flash* se puede complementar con vapor vivo al que se le ha disminuido su presión.

Otro ejemplo donde el suministro y la demanda de vapor es en serie es un calentador de agua donde esta almacenada. Algunos de estos incorporan un segundo serpentín de calentamiento, instalado cerca de la entrada inferior del agua fría.

Condensado y vapor *flash* que provienen de la trampa del serpentín principal es pasado directamente al serpentín secundario. Aquí, cualquier revaporización formada por una caída en la presión del condensado que pasa por la trampa transferirá su calor al agua contenida en el tanque. Un arreglo típico de esta situación se presenta en la figura 240.

**Figura 240. Serpentín secundario de vapor *flash* en tanque de almacenamiento de agua caliente**

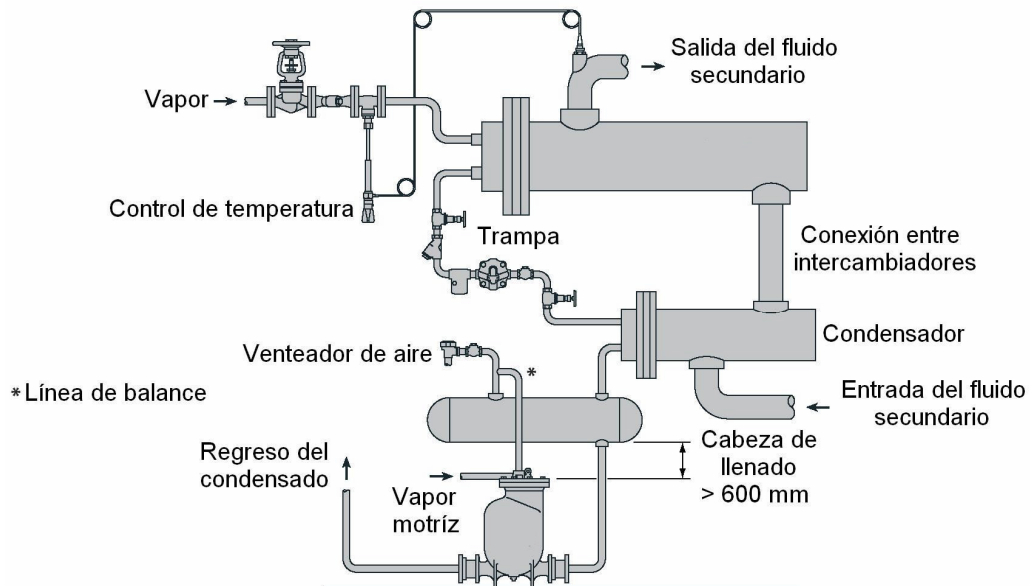


Fuente: Spirax Sarco, **Flash Steam**. Página 9

Otro ejemplo de esta configuración se presenta en la figura 241. El vapor que alimenta a un calentador de agua condensará y será drenado por medio de una trampa de flotador, la cual ingresará el condensado a un pequeño intercambiador de coraza y tubos (llamado condensador de *flasheo*), en donde el vapor *flash* será condensado hasta una temperatura de subenfriamiento. La unidad es instalada de tal forma que la conexión entre intercambiador y condensador es en serie.

Esto permite que el retorno secundario de agua sea precalentado por el condensador, reduciendo la demanda de vapor vivo.

**Figura 241. Intercambiador que funciona como unidad de *flasheo***



Fuente: *Spirax Sarco, Flash Steam*. Página 9

Si el condensado en el condensador de *flasheo* está a presiones subatmosféricas, una bomba mecánica es requerida para elevarlo a cualquier línea de retorno que esté en alto.

Se debe tener en consideración cuál será la cabeza de llenado de la bomba, la cual debe ser mayor a la caída en la presión a través de los tubos del condensador de *flasheo* bajo condiciones de carga máxima. Una cabeza mínima de 600 mm usualmente dará buenos resultados.

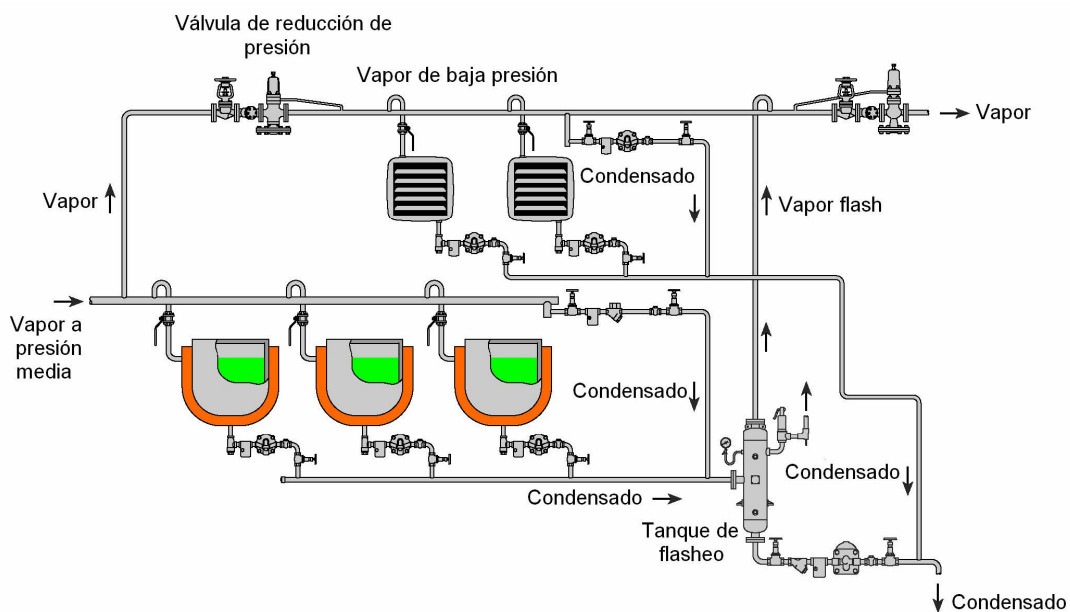


## 6. 9. 2 Suministro y demanda en sistemas combinados

El arreglo presentado en la figura 242 es un ejemplo de la aplicación del vapor *flash* donde la demanda y el suministro no están en serie.

El condensado que se obtiene a partir de tres ollas encamisadas es ingresado a un tanque de *flasheo*, pero este vapor de baja presión solo podrá usarse como suministro a unidades de calefacción.

**Figura 242. Suministro y demanda de vapor *flash* combinado**



Fuente: Spirax Sarco, *Flash Steam*. Página 10

En ocasiones, el exceso de vapor *flash* debe de ser venteado a la atmósfera, y, como se indica en la figura 242, es necesaria la instalación de una válvula que libere este excedente de revaporizado.

Este tipo de válvula es más eficiente para este procedimiento que una de seguridad, la cual conlleva a una operación deficiente.

La válvula de excedente puede calibrarse para que comience a abrirse lentamente cuando la presión este ligeramente por encima de la de operaron del equipo de baja presión. Cuando la carga de calentamiento caiga y la presión en el sistema comience a incrementarse, la válvula de suministro de vapor se cerrara. Un aumento adicional en la presión, tal vez de 0.15 a 0.2 bar g, puede permitirse antes que la válvula de excedente se abra y deje escapar el vapor adicional.

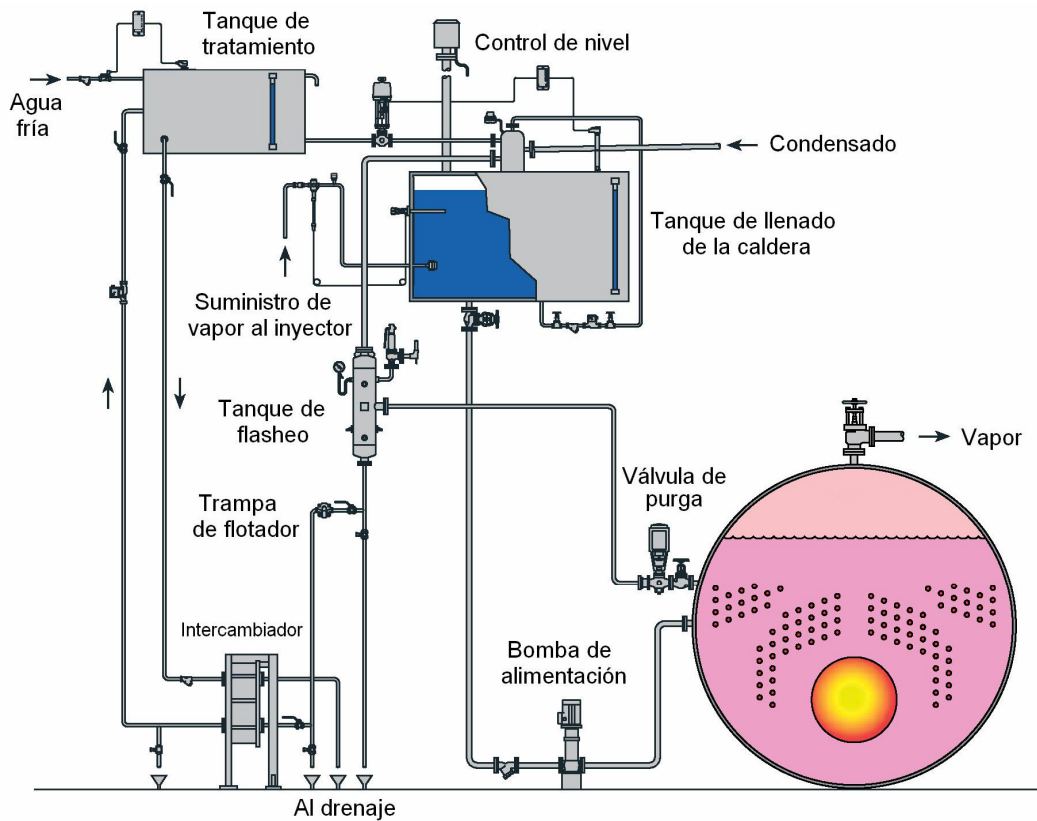
Una válvula de seguridad puede requerirse si la válvula de excedente llegara a fallar. Debe de calibrarse de tal manera que se abra a una presión entre la de calibración de la válvula de excedente y la presión de diseño del sistema. Usualmente debe de instalarse en el tanque de *flasheo*.

### **6. 9. 3 Recuperador calorífico de las purgas de la caldera**

Purgas continuas en el agua de la caldera son necesarias para mantener un control adecuado del total de sólidos disueltos (TDS). Purgas continuas pueden ser aprovechadas para la recuperación del calor contenida en esta agua que normalmente se desperdiciaría.

Las purgas del agua de la caldera contienen cantidades altas de engría térmica, la cual puede fácilmente recuperarse por medio del vapor *flash*. Después de que esta agua pasa a través de la válvula de purga, el agua de baja presión fluirá a un tanque de *flasheo*. En este punto, el vapor *flash* se encuentra libre de contaminantes y es separado del condensado, y puede usarse para calentar el agua de alimentación, tal como se presenta en la figura 243.

**Figura 243. Recuperación de calor a partir de las purgas de la caldera**



Fuente: Spirax Sarco, **Flash Steam**. Página 11

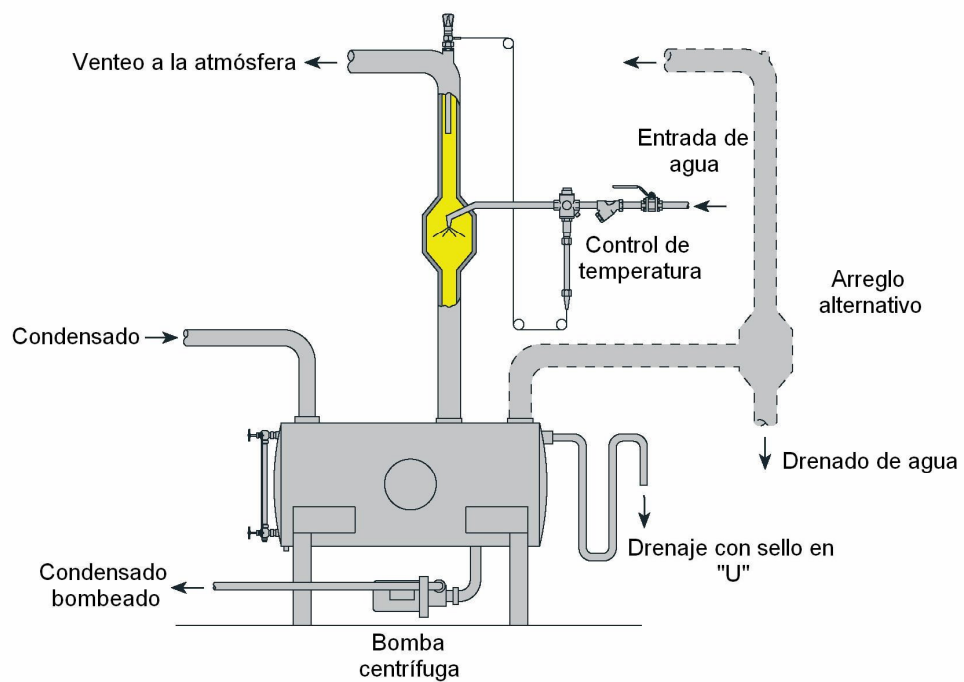
El condensado residual que es drenado del tanque de *flasheo* puede usarse en un intercambiador de platos para recuperar la mayor cantidad de calor posible antes de ser tirado por el drenaje. Hasta un 80% del contenido calorífico del agua de las purgas puede ser recuperado con este método.

#### 6. 9. 4 Rociadores de condensado

Finalmente, es necesario hacer la consideración para aquellos casos donde le vapor *flash* es inevitablemente generado por la existencia de una baja presión, pero no puede hacerse ningún uso del mismo.

Si no se desea desperdiciar este vapor *flash*, un arreglo como el mostrado en la figura 244 puede hacerse. Este arreglo resulta de utilidad donde no sea posible ventear a un recipiente colector.

**Figura 244. Condensación de vapor *flash***



Fuente: Spirax Sarco, *Flash Steam*. Página 12

Una cámara ligera de acero inoxidable es instalada en la parte superior del tanque venteador. Agua fría es atomizada en el interior de la cámara en cantidades suficientes para condensar el vapor *flash*.

El flujo del agua fría es controlado por un sistema auto actuante de temperatura, ajustable de tal manera que pequeñas cantidades de vapor flash salgan por el tubo de venteo. El proceso hace uso de 6 kg de agua fría por cada kilogramo de vapor *flash* condensado.

Después de haber condensado este vapor *flash* podrá usarse como agua de alimentación de la caldera al depositarla en el tanque de alimentación de la misma. De lo contrario será necesaria la instalación de una tubería como la mostrada en la figura 244 con líneas punteadas para eliminar esta agua y condensado del sistema.

## CONCLUSIONES

1. Las razones por las cuales se debe de recuperar el condensado de los equipos usados en planta son: reducción de las cargas de agua de suministro, reducción en las cargas de afluencia y posibles costos de enfriamiento, reducción en los costos del combustible, mayor cantidad de vapor producido por la caldera, reducción en la frecuencia de purgas del agua de la caldera con la consecuente menor pérdida de energía y reducción en los costos del tratamiento químico del agua de reposición.
2. Con el objetivo de diseñar un adecuado sistema de tuberías para el regreso del condensado es necesario tomar en cuenta los siguientes factores: la presión de operación de los equipos que emplean el vapor, las características de operación de las trampas de vapor, la ubicación del sistema colector y la presión que se debe mantener en el sistema de retorno de condensados.
3. El dimensionado de cualquier tipo de líneas de retorno de condensado es función de: la diferencia de presión ente cada extremo de la tubería, esta diferencia promoverá el flujo o causará que parte del condensado se revaporice; volumen de condensado que debe de ser manejado; y de la condición de operación del sistema, es decir, si predomina el condensado o vapor *flash*.

4. En cualquier sistema de vapor que busca maximizar la eficiencia, el vapor *flash* deberá de ser separado del condensado, y usado en aplicaciones de calentamiento a baja presión. Cada kilogramo de vapor *flash* usado en esta forma es un kilogramo de vapor que no necesita provenir de la caldera. También, es acerca de un kilogramo de vapor que no se venteará a la atmósfera, el cual de otra manera, se perdería.
  
5. Para dimensionar un tanque de *flasheo* se requiere de la siguiente información: presión con la que el vapor ingresara a las trampas, flujo de condensado que ingresa al recipiente y presión a la que operara el tanque de *flasheo*. Usando esta información, conjuntamente con una carta para el dimensionado del tanque, proporcionada por un fabricante, se determinará el tamaño del tanque requerido.
  
6. El diseño óptimo para un sistema de vapor dependerá de la estimación correcta de la tasa de consumo de vapor de los equipos. Esto permitirá determinar el tamaño de las tuberías de distribución, así como los accesorios de la red, tales como: válvulas de control y trampas de vapor y obtener los mejores resultados posibles. La demanda de vapor de una planta puede determinarse haciendo uso de los siguientes métodos: cálculos empleando ecuaciones, mediciones por medio de medidores de flujo y capacidad térmica de los equipos.

7. Un fabricante de intercambiadores de calor diseñará su equipo para proporcionar cierta cantidad de calor para calentar un fluido secundario. Para alcanzar esta salida de calor, se necesitará de una determinada temperatura por parte del vapor saturado para realizar la transferencia de calor. Ya que, en el vapor saturado la temperatura y presión están estrechamente relacionadas, al controlar la presión del vapor se regulará fácilmente la temperatura. Este es el principio de operación de una válvula de control de flujo.
  
8. La finalidad de realizar pruebas de funcionamiento en trampas de vapor a intervalos regulares de tiempo consiste en identificar, tanto las que operan satisfactoriamente como las que presentan algún tipo de desperfecto. Esta identificación permitirá planificar adecuadamente una rutina de mantenimiento en las trampas que ocasionan problemas a equipos de calentamiento. Planificando el momento adecuado donde las tareas de mantenimiento tendrán una incidencia mínima en el proceso beneficiará a todas las áreas involucradas dentro de la cadena productiva de la empresa. Todo trabajo de inspección y mantenimiento que se realice en trampas de vapor deberá quedar registrado para que en un futuro se tenga información de lo actuado y se pueda llevar un historial del funcionamiento de las trampas en cada equipo.





## RECOMENDACIONES

1. Impartir, en la Facultad de Ingeniería para la carrera de Ingeniería Mecánica, un curso específico de transferencia de calor, con el objetivo de que el alumno conozca a fondo los mecanismos de conducción, convección y radiación involucrados en la operación de equipos de transferencia de calor.
2. Asignar a los alumnos del curso de plantas de vapor proyectos de diseño que involucren el cálculo de cargas de condensado para la selección del equipo adecuado en el trapeo del vapor y el retorno del condensado.
3. Incluir en el programa del curso de instalaciones mecánicas temas referentes al diseño de redes de vapor y condensado por la importancia que conlleva en el ahorro económico una correcta selección del equipo involucrado, tanto en el trapeo del vapor como en el regreso del condensado a la unidad generadora de vapor.
4. Incentivar el uso de programas computacionales que ayuden a la gestión del mantenimiento de los sistemas de vapor para facilitar la programación de las tareas de reparación necesarias.



## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Armstrong. ***Steam trapping and steam tracing equipment.*** 114 pp.
2. Armstrong. ***Testing and monitoring devices.*** 173 pp.
3. Armstrong. ***Trampas de vapor.*** 40 pp.
4. Çengel, Yonus. **Transferencia de calor.** 2 da ed. México: McGraw-Hill Interamericana, 2004. 793 pp.
5. Chang, Raymond. **Química.** 6 da ed. México: McGraw-Hill, 1999. 995 pp.
6. Spirax Sarco. ***Basic desuperheating theory and basic desuperheating types.*** 22 pp.
7. Spirax Sarco. ***Control valves.*** 14 pp.
8. Spirax Sarco. ***Control valve actuators and positioners.*** 20 pp.
9. Spirax Sarco. ***Control valve capacity.*** 4 pp
10. Spirax Sarco. ***Control valve characteristics.*** 20 pp.
11. Spirax Sarco, ***Control valve sizing for steam systems.*** 26 pp.
12. Spirax Sarco. ***Energy losses in steam traps.*** 4 pp.

13. Spirax Sarco. **Heat exchangers and stall.** 8 pp.
14. . Spirax Sarco. **Heat recovery from boiler blowdown.** 8 pp.
15. Spirax Sarco. **Self-acting pressure controls and applications.** 12 pp.
16. Spirax Sarco. **Self-acting temperature controls.** 12 pp.
17. Spirax Sarco. **Steam consumption of heat exchangers.** 12 pp.
18. Spirax Sarco. **Steam traps international standards.** 2 pp.
19. Spirax Sarco. **Strainers.** 10 pp.
20. Spirax Sarco. **Typical self-acting temperature control valves and systems.** 12 pp.
21. Streeter, Victor y otros. **Mecánica de fluidos.** 9 na ed. México: McGraw-Hill, 2000. 740 pp.
22. Yarway. **Performance evaluation of condensate removal devices.** 25 pp.
23. Yarway. **Recommended steam trap installations.** 25 pp.
24. Yarway. **Steam trap selector guide.** 10 pp.

## BIBLIOGRAFÍA

1. Alvarado Molina, Gustavo Adolfo. Tipos, selección y mantenimiento de trampas de vapor. Tesis Ing. Mec. Guatemala, Universidad de San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería, 1986. 153 pp.
2. Armstrong. **Guía para la conservación del vapor en el drenado de condensados.** 54 pp.
3. Çengel, Yonus. **Termodinámica.** 2 da ed. (tomo 1). México: McGraw-Hill Interamericana, 2000. 565 pp.
4. ICAITI. **Ahorro de energía en sistemas de vapor.** Guatemala. Impresos Industriales, S.A. 223 pp.
5. Morrow, L.C. *et. al.* Enciclopedia de mantenimiento industrial. Décima impresión (volumen IV). México: CECSA, 1986.
6. Rodríguez Juárez, César. Diseño e instalación de la red de distribución de vapor en el departamento de producción de laboratorios Vizcaíno. Tesis Ing. Mec. Guatemala, Universidad de San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería.

7. Severns, W.H. y otros. **La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases.** 5 ta ed. México: Reverté, 1992. 503 pp.
8. Spirax Sarco. ***Design of fluid systems.*** 66 pp.
9. Spirax Sarco. ***Testing steam traps to keep your system operating effectively and efficiently.*** 11 pp.
10. Spirax Sarco. Manual de selección de componentes para red de vapor. s.l. s.e s.a.
11. Spirax Sarco. ***Steam engineering tutorials.***
12. Yarway. ***Installation, operation and maintenance of steam traps.***

## **ANEXO**



**Tabla LXI. Propiedades del agua saturada, liquido-vapor: tabla de presiones**

Presión bar	Temp, °C	Volumen específico m <sup>3</sup> /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/kg, K	
		Líquido sat,	Vapor sat,	Líquido sat,	Vapor sat,	Líquido sat,	Vapor vaporiz,	Vapor sat,	Líquido sat,	Vapor sat,
		$v_f \times 10^3$	$v_g$	$u_f$	$u_g$	$h_f$	$h_{fg}$	$h_g$	$s_f$	$s_g$
0,04	28,96	1,0040	34,800	121,45	2415,2	121,46	2432,9	2554,4	0,4226	8,4746
0,06	36,16	1,0064	23,739	151,53	2425,0	151,53	2415,9	2567,4	0,5210	8,3304
0,08	41,51	1,0084	18,103	173,87	2432,2	173,88	2403,1	2577,0	0,5926	8,2287
0,10	45,81	1,0102	14,674	191,82	2437,9	191,83	2392,8	2584,7	0,6493	8,1502
0,20	60,06	1,0172	7,649	251,38	2456,7	251,40	2358,3	2609,7	0,8320	7,9085
0,30	69,10	1,0223	5,229	289,20	2468,4	289,23	2336,1	2625,3	0,9439	7,7686
0,40	75,87	1,0265	3,993	317,53	2477,0	317,58	2319,2	2636,8	1,0259	7,6700
0,50	81,33	1,0300	3,240	340,44	2483,9	340,49	2305,4	2645,9	1,0910	7,5939
0,60	85,94	1,0331	2,732	359,79	2489,6	359,86	2293,6	2653,5	1,1453	7,5320
0,70	89,95	1,0360	2,365	376,63	2494,5	376,70	2283,3	2660,0	1,1919	7,4797
0,80	93,50	1,0380	2,087	391,58	2498,8	391,66	2274,1	2665,8	1,2329	7,4346
0,90	96,71	1,0410	1,869	405,06	2502,6	405,15	2265,7	2670,9	1,2695	7,3949
1,00	99,63	1,0432	1,694	417,36	2506,1	417,46	2258,0	2675,5	1,3026	7,3594
1,50	111,4	1,0528	1,159	466,94	2519,7	467,11	2226,5	2693,6	1,4336	7,2233
2,00	120,2	1,0605	0,8857	504,49	2529,5	504,70	2201,9	2706,7	1,5301	7,1271
2,50	127,4	1,0672	0,7187	535,10	2537,2	535,37	2181,5	2716,9	1,6072	7,0527
3,00	133,6	1,0732	0,6058	561,15	2543,6	561,47	2163,8	2725,3	1,6718	6,9919
3,50	138,9	1,0786	0,5243	583,95	2546,9	584,33	2148,1	2732,4	1,7275	6,9405
4,00	143,6	1,0836	0,4625	604,31	2553,6	604,74	2133,8	2738,6	1,7766	6,8959
4,50	147,9	1,0882	0,4140	622,25	2557,6	623,25	2120,7	2743,9	1,8207	6,8565
5,00	151,9	1,0926	0,3749	639,68	2561,2	640,23	2108,5	2748,7	1,8607	6,8212
6,00	158,9	1,1006	0,3157	669,90	2567,4	670,56	2086,3	2756,8	1,9312	6,7600
7,00	165,0	1,1080	0,2729	696,44	2572,5	697,22	2066,3	2763,5	1,9922	6,7080
8,00	170,4	1,1148	0,2404	720,22	2576,8	721,11	2048,0	2769,1	2,0462	6,6628
9,00	175,4	1,1212	0,2150	741,83	2580,5	742,83	2031,1	2773,9	2,0946	6,6226
10,0	179,9	1,1273	0,1944	761,68	2583,6	762,81	2015,3	2778,1	2,1387	6,5863
15,0	198,3	1,1539	0,1318	843,16	2594,5	844,84	1947,3	2792,2	2,3150	6,4448
20,0	212,4	1,1767	0,09963	906,44	2600,3	908,79	1890,7	2799,5	2,4474	6,3409
25,0	224,0	1,1973	0,07998	959,11	2603,1	962,11	1841,0	2803,1	2,5547	6,2575
30,0	233,9	1,2165	0,06668	1004,8	2604,1	1008,4	1795,7	2804,2	2,6457	6,1869
35,0	242,6	1,2347	0,05707	1045,4	2603,7	1049,8	1753,7	2803,4	2,7253	6,1253
40,0	250,4	1,2522	0,04978	1082,3	2602,3	1087,3	1714,1	2801,4	2,7964	6,0701
45,0	257,5	1,2692	0,04406	1116,2	2600,1	1121,9	1676,4	2798,3	2,8610	6,0199
50,0	264,0	1,2859	0,03944	1147,8	2597,1	1154,2	1640,1	2794,3	2,9202	5,9734
60,0	275,6	1,3187	0,03244	1205,4	2589,7	1213,4	1571,0	2784,3	3,0267	5,8892
70,0	285,9	1,3513	0,02737	1257,6	2580,5	1267,0	1505,1	2772,1	3,1211	5,8133
80,0	295,1	1,3842	0,02352	1305,6	2569,8	1316,6	1441,3	2758,0	3,2068	5,7432
90,0	303,4	1,4178	0,02048	1350,5	2557,8	1363,3	1378,9	2742,1	3,2858	5,6772
100	311,1	1,4524	0,01803	1393,0	2544,4	1407,6	1317,1	2724,7	3,3596	5,6141
110	318,2	1,4886	0,01599	1433,7	2529,8	1450,1	1255,5	2705,6	3,4295	5,5527
120	324,8	1,5267	0,01426	1473,0	2517,3	1491,3	1193,6	2684,9	3,4962	5,4924
130	330,9	1,5671	0,01278	1511,1	2496,1	1531,5	1130,7	2662,2	3,5606	5,4323
140	336,8	1,6107	0,01149	1548,6	2476,8	1571,1	1066,5	2637,6	3,6232	5,3717
150	342,2	1,6581	0,01034	1585,6	2455,5	1610,5	1000,0	2610,5	3,6848	5,3098
160	347,4	1,7107	0,009306	1622,7	2431,7	1650,1	930,6	2580,6	3,7461	5,2455
170	352,4	1,7702	0,008364	1660,2	2405,0	1690,3	856,9	2547,2	3,8079	5,1777
180	357,1	1,8397	0,007489	1698,9	2374,3	1732,0	777,1	2509,1	3,8715	5,1044
190	361,5	1,9243	0,006657	1739,9	2338,1	1776,5	688,0	2464,5	3,9388	5,0228
200	365,8	2,036	0,005834	1785,6	2293,0	1826,3	583,4	2409,7	4,0139	4,9269
220,9	374,1	3,155	0,003155	2029,6	2029,6	2099,3		2099,3	4,4298	4,4298

Fuente: <http://www.diee.unican.es/pdf/Tablas%20Tmodinamica.pdf>. abril 2007

**Tabla LXII. Propiedades del agua saturada, liquido-vapor: tabla de temperaturas**

Temp. °C	Presión bar	Volumen específico m <sup>3</sup> /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg			Entropía kJ/kg, K	
		Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Vapor vaporiz.	Vapor sat.	Líquido sat.	Vapor sat.
		$v_f \times 10^3$	$v_g$	$u_f$	$u_g$	$h_f$	$h_{fg}$	$h_g$	$s_f$	$s_g$
.01	0.00611	1.0002	206.136	0.00	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562
4	0.00813	1.0001	157.232	16.77	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	9.0514
5	0.00872	1.0001	147.120	20.97	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	9.0257
6	0.00935	1.0001	137.734	25.19	2383.6	25.20	2487.2	2512.4	0.0912	9.0003
8	0.01072	1.0002	120.917	33.59	2386.4	33.60	2482.5	2516.1	0.1212	8.9501
10	0.01228	1.0004	106.379	42.00	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.9008
11	0.01312	1.0004	99.857	46.20	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	0.1658	8.8765
12	0.01402	1.0005	93.784	50.41	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.8524
13	0.01497	1.0007	88.124	54.60	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	0.1953	8.8285
14	0.01598	1.0008	82.848	58.79	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	8.8048
15	0.01705	1.0009	77.926	62.99	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.7814
16	0.01818	1.0011	73.333	67.18	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.7582
17	0.01938	1.0012	69.044	71.38	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	0.2535	8.7351
18	0.02064	1.0014	65.038	75.57	2400.2	75.58	2458.8	2534.4	0.2679	8.7123
19	0.02198	1.0016	61.293	79.76	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	0.2823	8.6897
20	0.02339	1.0018	57.791	83.95	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.6672
21	0.02487	1.0020	54.514	88.14	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	0.3109	8.6450
22	0.02645	1.0022	51.447	92.32	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.6229
23	0.02810	1.0024	48.574	96.51	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	0.3393	8.6011
24	0.02985	1.0027	45.883	100.70	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.5794
25	0.03169	1.0029	43.360	104.88	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.5580
26	0.03363	1.0032	40.994	109.06	2411.1	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.5367
27	0.03567	1.0035	38.774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	0.3954	8.5156
28	0.03782	1.0037	36.690	117.42	2413.9	117.43	2435.2	2552.6	0.4093	8.4946
29	0.04008	1.0040	34.733	121.60	2415.2	121.61	2432.8	2554.5	0.4231	8.4739
30	0.04246	1.0043	32.894	125.78	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.4533
31	0.04496	1.0046	31.165	129.96	2418.0	129.97	2428.1	2558.1	0.4507	8.4329
32	0.04759	1.0050	29.540	134.14	2419.3	134.15	2425.7	2559.9	0.4644	8.4127
33	0.05034	1.0053	28.011	138.32	2420.7	138.33	2423.4	2561.7	0.4781	8.3927
34	0.05324	1.0056	26.571	142.50	2422.0	142.50	2421.0	2563.5	0.4917	8.3728
35	0.05628	1.0060	25.216	146.67	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	8.3531
36	0.05947	1.0063	23.940	150.85	2424.7	150.86	2416.2	2567.1	0.5188	8.3336
38	0.06632	1.0071	21.602	159.20	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	8.2950
40	0.07384	1.0078	19.523	167.56	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	8.2570
45	0.09593	1.0099	15.258	188.44	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	8.1648
50	0.1235	1.0121	12.032	209.32	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	0.7038	8.0763
55	0.1576	1.0146	9.568	230.21	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	0.7679	7.9913
60	0.1994	1.0172	7.671	251.11	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	0.8312	7.9096
65	0.2503	1.0199	6.197	272.02	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	0.8935	7.8310
70	0.3119	1.0228	5.042	292.95	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	0.9549	7.7553
75	0.3858	1.0259	4.131	313.90	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	7.6824
80	0.4739	1.0291	3.407	334.86	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	7.6122
85	0.5783	1.0325	2.828	355.84	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	7.5445
90	0.7014	1.0360	2.361	376.85	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	7.4791
95	0.8455	1.0397	1.982	397.88	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	7.4159
100	1.014	1.0435	1.673	418.94	2506.5	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	7.3549
110	1.433	1.0516	1.210	461.14	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	7.2387
120	1.985	1.0603	0.8919	503.50	2529.3	503.71	2202.6	2706.3	1.5276	7.1296
130	2.701	1.0697	0.6685	546.02	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	7.0269
140	3.613	1.0797	0.5089	588.74	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	6.9299
150	4.758	1.0905	0.3928	631.68	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	6.8379
160	6.178	1.1020	0.3071	674.86	2568.4	675.55	2082.6	2758.1	1.9427	6.7502
170	7.917	1.1143	0.2428	718.33	2576.5	719.21	2049.5	2768.7	2.0419	6.6663
180	10.02	1.1274	0.1941	762.09	2583.7	763.22	2015.0	2778.2	2.1396	6.5857
190	12.54	1.1414	0.1565	806.19	2590.0	807.62	1978.8	2786.4	2.2359	6.5079
200	15.54	1.1565	0.1274	850.65	2595.3	852.45	1940.7	2793.2	2.3309	6.4323
210	19.06	1.1726	0.1044	895.53	2599.5	897.76	1900.7	2798.5	2.4248	6.3585
220	23.18	1.1900	0.08619	940.87	2602.4	943.62	1858.5	2802.1	2.5178	6.2861
230	27.95	1.2088	0.07158	986.74	2603.9	990.12	1813.8	2804.0	2.6099	6.2146
240	33.44	1.2291	0.05976	1033.2	2604.0	1037.3	1766.5	2803.8	2.7015	6.1437
250	39.73	1.2512	0.05013	1080.4	2602.4	1085.4	1716.2	2801.5	2.7927	6.0730
260	46.88	1.2755	0.04221	1128.4	2599.0	1134.4	1662.5	2796.6	2.8838	6.0019
270	54.99	1.3023	0.03564	1177.4	2593.7	1184.5	1605.2	2789.7	2.9751	5.9301
280	64.12	1.3321	0.03017	1227.5	2586.1	1236.0	1543.6	2779.6	3.0668	5.8571
290	74.36	1.3656	0.02557	1278.9	2576.0	1289.1	1477.1	2766.2	3.1594	5.7821
300	85.81	1.4036	0.02167	1332.0	2563.0	1344.0	1404.9	2749.0	3.2534	5.7045
320	112.7	1.4988	0.01549	1444.6	2525.5	1461.5	1238.6	2700.1	3.4480	5.5362
340	145.9	1.6379	0.01080	1570.3	2464.6	1594.2	1027.9	2622.0	3.6594	5.3357
360	186.5	1.8925	0.006945	1725.2	2351.5	1760.5	720.5	2481.0	3.9147	5.0526
374.14	220.9	3.155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	4.4298

Fuente: <http://www.diee.unican.es/pdf/Tablas%20Temodinamica.pdf>. abril 2007

**Tabla LXIII. Propiedades del vapor sobrecalentado**

$T$ °C	$v$ $m^3/kg$	$u$ kJ / kg	$h$ kJ / kg	$s$ kJ / kg K
-----------	-----------------	----------------	----------------	------------------

$P = 0,06 \text{ bar} = 0,006 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 36,16^\circ\text{C}$ )				
Sat.	23,739	2425,0	2567,4	8,3304
80	27,132	2487,3	2650,1	8,5804
120	30,219	2544,7	2726,0	8,7840
160	33,302	2602,7	2802,5	8,9693
200	36,383	2661,4	2879,7	9,1398
240	39,462	2721,0	2957,8	9,2982
280	42,540	2781,5	3036,8	9,4464
320	45,618	2843,0	3116,7	9,5859
360	48,696	2905,5	3197,7	9,7180
400	51,774	2969,0	3279,6	9,8435
440	54,851	3033,5	3362,6	9,9633
500	59,467	3132,3	3489,1	10,1336

$p = 0,70 \text{ bar} = 0,07 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 89,95^\circ\text{C}$ )				
Sat.	2,365	2494,5	2660,0	7,4797
100	2,434	2509,7	2680,0	7,5341
120	2,571	2539,7	2719,6	7,6375
160	2,841	2599,4	2798,2	7,8279
200	3,108	2659,1	2876,7	8,0012
240	3,374	2719,3	2955,5	8,1611
280	3,640	2780,2	3035,0	8,3162
320	3,905	2842,0	3115,3	8,4504
360	4,170	2904,6	3196,5	8,5828
400	4,434	2968,2	3278,6	8,7086
440	4,698	3032,9	3361,8	8,8286
500	5,095	3131,8	3488,5	8,9991

$p = 1,5 \text{ bar} = 0,15 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 111,37^\circ\text{C}$ )				
Sat.	1,159	2519,7	2693,6	7,2233
120	1,188	2533,3	2711,4	7,2693
160	1,317	2595,2	2792,8	7,4665
200	1,444	2656,2	2872,9	7,6433
240	1,570	2717,2	2952,7	7,8052
280	1,695	2778,6	3032,8	7,9555
320	1,819	2840,6	3113,5	8,0964
360	1,943	2903,5	3195,0	8,2293
400	2,067	2967,3	3277,4	8,3555
440	2,191	3032,1	3360,7	8,4757
500	2,376	3131,2	3487,6	8,6466
600	2,685	3301,7	3704,3	8,9101

$P = 5,0 \text{ bar} = 0,50 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 151,86^\circ\text{C}$ )				
Sat.	0,3749	2561,2	2748,7	6,8213
180	0,4045	2609,7	2812,0	6,9656
200	0,4249	2642,9	2855,4	7,0592
240	0,4646	2707,6	2939,9	7,2307
280	0,5034	2771,2	3022,9	7,3865
320	0,5416	2834,7	3105,6	7,5308
360	0,5796	2898,7	3188,4	7,6660
400	0,6173	2963,2	3271,9	7,7938
440	0,6548	3028,6	3356,0	7,9152
500	0,7109	3128,4	3483,9	8,0873
600	0,8041	3299,6	3701,7	8,3522
700	0,8969	3477,5	3925,9	8,5952

$v$ $m^3/kg$	$u$ kJ / kg	$h$ kJ / kg	$s$ kJ / kg K
-----------------	----------------	----------------	------------------

$p = 0,35 \text{ bar} = 0,035 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 72,69^\circ\text{C}$ )			
4,526	2473,0	2631,4	7,7158
4,625	2483,7	2645,6	7,7564
5,163	2542,4	2723,1	7,9644
5,696	2601,2	2800,6	8,1519
6,228	2660,4	2878,4	8,3237
6,758	2720,3	2956,8	8,4828
7,287	2780,9	3036,0	8,6314
7,815	2842,5	3116,1	8,7712
8,344	2905,1	3197,1	8,9034
8,872	2968,6	3279,2	9,0291
9,400	3033,2	3362,2	9,1490
10,192	3132,1	3488,8	9,3194

$p = 1,0 \text{ bar} = 0,10 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 99,63^\circ\text{C}$ )			
1,694	2506,1	2675,5	7,3594
1,696	2506,7	2676,2	7,3614
1,793	2537,3	2716,6	7,4668
1,984	2597,8	2796,2	7,6597
2,172	2658,1	2875,3	7,8343
2,359	2718,5	2954,5	7,9949
2,546	2779,6	3034,2	8,1445
2,732	2841,5	3114,6	8,2849
2,917	2904,2	3195,9	8,4175
3,103	2967,9	3278,2	8,5435
3,288	3032,6	3361,4	8,6636
3,565	3131,6	3488,1	8,8342

$p = 3,0 \text{ bar} = 0,30 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 133,55^\circ\text{C}$ )			
0,606	2543,6	2725,3	6,9919
0,651	2587,1	2782,3	7,1276
0,716	2650,7	2865,5	7,3115
0,781	2713,1	2947,3	7,4774
0,844	2775,4	3028,6	7,6299
0,907	2838,1	3110,1	7,7722
0,969	2901,4	3192,2	7,9061
1,032	2965,6	3275,0	8,0330
1,094	3030,6	3358,7	8,1538
1,187	3130,0	3486,0	8,3251
1,341	3300,8	3703,2	8,5892

$p = 7,0 \text{ bar} = 0,70 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 164,97^\circ\text{C}$ )			
0,2729	2572,S	2763,S	6,7080
0,2847	2599,8	2799,1	6,7880
0,2999	2634,8	2844,8	6,8865
0,3292	2701,8	2932,2	7,0641
0,3574	2766,9	3017,1	7,2233
0,3852	2831,3	3100,9	7,3697
0,4126	2895,8	3184,7	7,5063
0,4397	2960,9	3268,7	7,6350
0,4667	3026,6	3353,3	7,7571
0,5070	3126,8	3481,7	7,9299
0,5738	3298,5	3700,2	8,1956
0,6403	3476,6	3924,8	8,4391

## Continuación tabla LXIII

T	v	u	h	s
°C	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg K

p = 10,0 bar = 1,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 179,91 °C)				
Sat	0,1944	2583,6	2778,1	6,5865
200	0,2060	2621,9	2827,9	6,6940
240	0,2275	2692,9	2920,4	6,8817
280	0,2480	2760,2	3008,2	7,0465
320	0,2678	2826,1	3093,9	7,1962
360	0,2873	2891,6	3178,9	7,3349
400	0,3066	2957,3	3263,9	7,4651
440	0,3257	3023,6	3349,3	7,5883
500	0,3541	3124,4	3478,5	7,7622
540	0,3729	3192,6	3565,6	7,8720
600	0,4011	3296,8	3697,9	8,0290
640	0,4198	3367,4	3787,2	8,1290

p = 20,0 bar = 2,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 212,42 °C)				
Sat	0,0996	2600,3	2799,5	6,3409
240	0,1085	2659,6	2876,5	6,4952
280	0,1200	2736,4	2976,4	6,6828
320	0,1308	2807,9	3069,5	6,8452
360	0,1411	2877,0	3159,3	6,9917
400	0,1512	2945,2	3247,6	7,1271
440	0,1611	3013,4	3335,5	7,2540
500	0,1757	3116,2	3467,6	7,4317
540	0,1853	3185,6	3556,1	7,5434
600	0,1996	3290,9	3690,1	7,7024
640	0,2091	3362,2	3780,4	7,8035
700	0,2232	3470,9	3917,4	7,9487

P = 40 bar = 4,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 250,4 °C)				
Sat	0,04978	2602,3	2801,4	6,0701
280	0,05546	2680,0	2901,8	6,2568
320	0,06199	2767,4	3015,4	6,4553
360	0,06788	2845,7	3117,2	6,6215
400	0,07341	2919,9	3213,6	6,7690
440	0,07872	2992,2	3307,1	6,9041
500	0,08643	3099,5	3445,3	7,0901
540	0,09145	3171,1	3536,9	7,2056
600	0,09885	3279,1	3674,4	7,3688
640	0,1037	3351,8	3766,6	7,4720
700	0,1110	3462,1	3905,9	7,6198
740	0,1157	3536,6	3999,6	7,7141

p = 80 bar = 8,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 295,06 °C)				
Sat	0,02352	2569,8	2758,0	5,7432
320	0,02682	2662,7	2877,2	5,9489
360	0,03089	2772,7	3019,8	6,1819
400	0,03432	2863,8	3138,3	6,3634
440	0,03742	2946,7	3246,1	6,5190
480	0,04034	3025,7	3348,4	6,6586
520	0,04313	3102,7	3447,7	6,7871
560	0,04582	3178,7	3545,3	6,9072
600	0,04845	3254,4	3642,0	7,0206
640	0,05102	3330,1	3738,3	7,1283
700	0,05481	3443,9	3882,4	7,2812
740	0,05729	3520,4	3978,7	7,3782

p = 120 bar = 12,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 324,75 °C)				
Sat	0,01426	2513,7	2684,9	5,4924
360	0,01811	2678,4	2895,7	5,8361
400	0,02108	2798,3	3051,3	6,0747
440	0,02355	2896,1	3178,7	6,2586
480	0,02576	2984,4	3293,5	6,4154
520	0,02781	3068,0	3401,8	6,5555
560	0,02977	3149,0	3506,2	6,6840
600	0,03164	3228,7	3608,3	6,8037
640	0,03345	3307,5	3709,0	6,9164
700	0,03610	3425,2	3858,4	7,0749
740	0,03781	3503,7	3957,4	7,1746

v	u	h	s
m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg K

p = 15,0 bar = 1,5 MPa (T <sub>sat</sub> = 198,32 °C)			
0,1318	2594,5	2792,2	6,4448
0,1325	2598,1	2796,8	6,4546
0,1483	2676,9	2899,3	6,6628
0,1627	2748,6	2992,7	6,8381
0,1765	2817,1	3081,9	6,9938
0,1899	2884,4	3169,2	7,1363
0,2030	2951,3	3255,8	7,2690
0,2160	3018,5	3342,5	7,3940
0,2352	3120,3	3473,1	7,5698
0,2478	3189,1	3560,9	7,6805
0,2668	3293,9	3694,0	7,8385
0,2793	3364,8	3783,8	7,9391

p = 30,0 bar = 3,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 233,90 °C)			
0,0667	2604,1	2804,2	6,1869
0,0682	2619,7	2824,3	6,2265
0,0771	2709,9	2941,3	6,4462
0,0850	2788,4	3043,4	6,6245
0,0923	2861,7	3138,7	6,7801
0,0994	2932,8	3230,9	6,9212
0,1062	3002,9	3321,5	7,0520
0,1162	3108,0	3456,5	7,2338
0,1227	3178,4	3546,6	7,3474
0,1324	3285,0	3682,3	7,5085
0,1388	3357,0	3773,5	7,6106
0,1484	3466,5	3911,7	7,7571

p = 60 bar = 6,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 257,64 °C)			
0,03244	2589,7	2784,3	5,8892
0,03317	2605,2	2804,2	5,9252
0,03876	2720,0	2952,6	6,1846
0,04331	2811,2	3071,1	6,3782
0,04739	2892,9	3177,2	6,5408
0,05122	2970,0	3277,3	6,6853
0,05665	3082,2	3422,2	6,8803
0,06015	3156,1	3517,0	6,9999
0,06525	3266,9	3658,4	7,1677
0,06859	3341,0	3752,6	7,2731
0,07352	3453,1	3894,1	7,4234
0,07677	3528,3	3989,2	7,5190

p = 100 bar = 10,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 311,06 °C)			
0,01803	2544,4	2724,7	5,6141
0,01925	2588,8	2781,3	5,7103
0,02331	2729,1	2962,1	6,0060
0,02641	2832,4	3096,5	6,2120
0,02911	2922,1	3213,2	6,3805
0,03160	3005,4	3321,4	6,5282
0,03394	3085,6	3425,1	6,6622
0,03619	3164,1	3526,0	6,7864
0,03837	3241,7	3625,3	6,9029
0,04048	3318,9	3723,7	7,0131
0,04358	3434,7	3870,5	7,1687
0,04560	3512,1	3968,1	7,2670

p = 140 bar = 14,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 336,75 °C)			
0,01149	2476,8	2637,6	5,3717
0,01422	2617,4	2816,5	5,6602
0,01722	2760,9	3001,9	5,9448
0,01954	2868,6	3142,2	6,1474
0,02157	2962,5	3264,5	6,3143
0,02343	3049,8	3377,8	6,4610
0,02517	3133,6	3486,0	6,5941
0,02683	3215,4	3591,1	6,7172
0,02843	3296,0	3694,1	6,8326
0,03075	3415,7	3846,2	6,9939
0,03225	3495,2	3946,7	7,0952

### Continuación tabla LXIII

T	v	u	h	s
°C	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg K

P = 160 bar = 16,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 347,44 °C)				
Sat	0,00931	2431,7	2580,6	5,2455
360	0,01105	2539,0	2715,8	5,4614
400	0,01426	2719,4	2947,6	5,8175
440	0,01652	2839,4	3103,7	6,0429
480	0,01842	2939,7	3234,4	6,2215
520	0,02013	3031,1	3353,3	6,3752
560	0,02172	3117,8	3465,4	6,5132
600	0,02323	3201,8	3573,5	6,6399
640	0,02467	3284,2	3678,9	6,7580
700	0,02674	3406,0	3833,9	6,9224
740	0,02808	3486,7	3935,9	7,0251

p = 200 bar = 20,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 365,81 °C)				
Sato	0,00583	2293,0	2409,7	4,9269
400	0,00994	2619,3	2818,1	5,5540
440	0,01222	2774,9	3019,4	5,8450
480	0,01399	2891,2	3170,8	6,0518
520	0,01551	2992,0	3302,2	6,2218
560	0,01689	3085,2	3423,0	6,3705
600	0,01818	3174,0	3537,6	6,5048
640	0,01940	3260,2	3648,1	6,6286
700	0,02113	3386,4	3809,0	6,7993
740	0,02224	3469,3	3914,1	6,9052

p = 280 bar = 28,0 MPa				
400	0,00383	2223,5	2330,7	4,7494
440	0,00712	2613,2	2812,6	5,4494
480	0,00885	2780,8	3028,5	5,7446
520	0,01020	2906,8	3192,3	5,9566
560	0,01136	3015,7	3333,7	6,1307
600	0,01241	3115,6	3463,0	6,2823
640	0,01338	3210,3	3584,8	6,4187
700	0,01473	3346,1	3758,4	6,6029
740	0,01558	3433,9	3870,0	6,7153
800	0,01680	3563,1	4033,4	6,8720
900	0,01873	3774,3	4298,8	7,1084

P = 25 bar = 2,5 MPa (T <sub>sat</sub> = 233,99 °C)				
20	1,0006	83,80	86,30	,2961
40	1,0067	167,25	169,77	,5715
80	1,0280	334,29	336,86	1,0737
100	1,0423	418,24	420,85	1,3050
140	1,0784	587,82	590,52	1,7369
180	1,1261	761,16	763,97	2,1375
200	1,1555	849,9	852,8	2,3294
220	1,1898	940,7	943,7	2,5174
Sat	1,1973	959,1	962,1	2,5546

p = 75 bar = 7,5 MPa (T <sub>sat</sub> = 290,59 °C)				
20	,9984	83,50	90,99	,2950
40	1,0045	166,64	174,18	,5696
80	1,0256	333,15	340,84	1,0704
100	1,0397	416,81	424,62	1,3011
140	1,0752	585,72	593,78	1,7317
180	1,1219	758,13	766,55	2,1308
220	1,1835	936,2	945,1	2,5083
260	1,2696	1124,4	1134,0	2,8763
Sato	1,3677	1282,0	1292,2	3,1649

v	u	h	s
m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg K

p = 180 bar = 18,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 357,06 °C)			
0,00749	2374,3	2509,1	5,1044
0,00809	2418,9	2564,5	5,1922
0,01190	2672,8	2887,0	5,6887
0,01414	2808,2	3062,8	5,9428
0,01596	2915,9	3203,2	6,1345
0,01757	3011,8	3378,0	6,2960
0,01904	3101,7	3444,4	6,4392
0,02042	3188,0	3555,6	6,5696
0,02174	3272,3	3663,6	6,6905
0,02362	3396,3	3821,5	6,8580
0,02483	3478,0	3925,0	6,9623

p = 240 bar = 24,0 MPa			
0,00673	2477,8	2639,4	5,2393
0,00929	2700,6	2923,4	5,6506
0,01100	2838,3	3102,3	5,8950
0,01241	2950,5	3248,5	6,0842
0,01366	3051,1	3379,0	6,2448
0,01481	3145,2	3500,7	6,3875
0,01588	3235,5	3616,7	6,5174
0,01739	3366,4	3783,8	6,6947
0,01835	3451,7	3892,1	6,8038

p = 320 bar = 32,0 MPa			
0,00236	1980,4	2055,9	4,3239
0,00544	2509,0	2683,0	5,2327
0,00722	2718,1	2949,2	5,5968
0,00853	2860,7	3133,7	5,8357
0,00963	2979,0	3287,2	6,0246
0,01061	3085,3	3424,6	6,1858
0,01150	3184,5	3552,5	6,3290
0,01273	3325,4	3732,8	6,5203
0,01350	3415,9	3847,8	6,6361
0,01460	3548,0	4015,1	6,7966
0,01633	3762,7	4285,1	7,0372

p = 50 bar = 5,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 263,99 °C)			
,9995	83,65	88,65	,2956
1,0056	166,95	171,97	,5705
1,0268	333,72	338,85	1,0720
1,0410	417,52	422,72	1,3030
1,0768	586,76	592,15	1,7343
1,1240	759,63	765,25	2,1341
1,1530	848,1	853,9	2,3255
1,1866	938,4	944,4	2,5128
1,2859	1147,8	1154,2	2,9202

p = 100 bar = 10,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 311,06 °C)			
,9972	83,36	93,33	,2945
1,0034	166,35	176,38	,5686
1,0245	332,59	342,83	1,0688
1,0385	416,12	426,50	1,2992
1,0737	584,68	595,42	1,7292
1,1199	756,65	767,84	2,1275
1,1805	934,1	945,9	2,5039
1,2645	1121,1	1133,7	2,8699
1,4524	1393,0	1407,6	3,3596

### Continuación tabla LXIII

T	v	u	h	s
°C	m <sup>3</sup> /kg	kJ / kg	kJ / kg	kJ / kg K

P = 150 bar = 15,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 342,24 °C)				
20	,9950	83,06	97,99	,2934
40	1,0013	165,76	180,78	,5666
80	1,0222	331,48	346,81	1,0656
100	1,0361	414,74	430,28	1,2955
140	1,0707	582,66	598,72	1,7242
180	1,1159	753,76	770,50	2,1210
220	1,1748	929,9	947,5	2,4953
260	1,2550	1114,6	1133,4	2,8576
300	1,3770	1316,6	1337,3	3,2260
Sato	1,6581	1585,6	1610,5	3,6848

P = 250 bar = 25,0 MP				
20	,9907	82,47	107,24	,2911
40	,9971	164,60	189,52	,5626
100	1,0313	412,08	437,85	1,2881
200	1,1344	834,5	862,8	2,2961
300	1,3442	1296,6	1330,2	3,1900

v	u	h	s
m <sup>3</sup> /kg	kJ / kg	kJ / kg	kJ / kg K

p = 200 bar = 20,0 MPa (T <sub>sat</sub> = 365,81 °C)			
,9928	82,77	102,62	,2923
,9992	165,17	185,16	,5646
1,0199	330,40	350,80	1,0624
1,0337	413,39	434,06	1,2917
1,0678	580,69	602,04	1,7193
1,1120	750,95	773,20	2,1147
1,1693	925,9	949,3	2,4870
1,2462	1108,6	1133,5	2,8459
1,3596	1306,1	1333,3	3,2071
2,036	1785,6	1826,3	4,0139

p = 300 bar = 30,0 MPa			
,9886	82,17	111,84	,2899
,9951	164,04	193,89	,5607
1,0290	410,78	441,66	1,2844
1,1302	831,4	865,3	2,2893
1,3304	1287,9	1327,8	3,1741

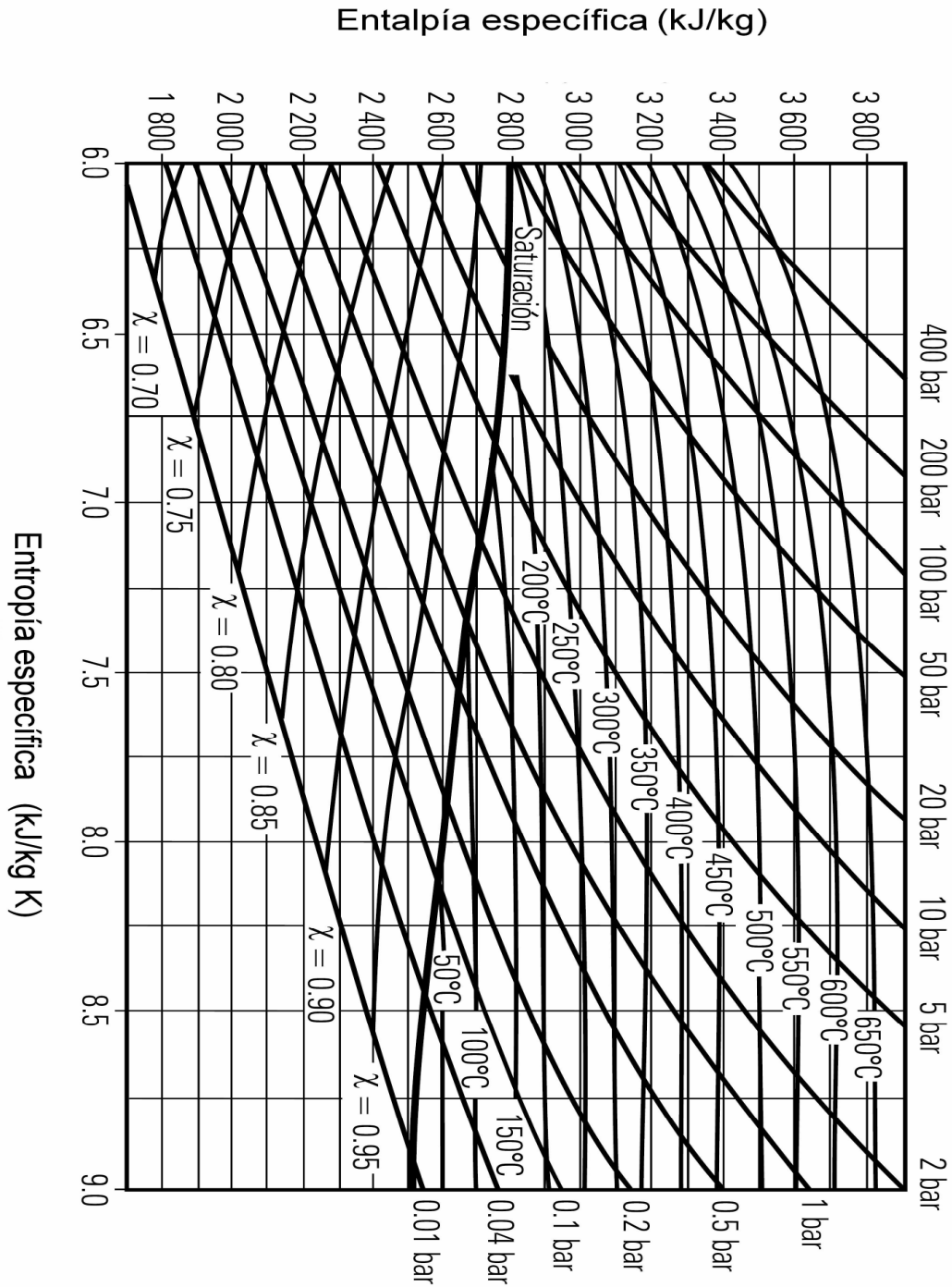
Fuente: <http://www.diee.unican.es/pdf/Tablas%20Temodinamica.pdf>. abril 2007

### Tabla LXIV Propiedades del agua a distintas temperaturas

Temperatura (°C)	Densidad ρ (kg/m <sup>3</sup> )	Calor Específico c <sub>p</sub> (J/kg°C)	Conductiv. térmica k (W/m°C)	Visc. dinám. η · 10 <sup>6</sup> (N·seg/m <sup>2</sup> )	Visc. cinem. ν · 10 <sup>6</sup> (m <sup>2</sup> /seg)
0	999,9	4226	0,558	1794	1,789
20	998,2	4182	0,597	1004	1,006
40	992,3	4178	0,633	653,0	0,658
60	983,2	4181	0,658	470,0	0,478
80	971,8	4194	0,673	353,7	0,364
100	958,4	4211	0,682	281,0	0,294
140	926,1	4279	0,687	198,2	0,214
180	887,0	4413	0,678	153,5	0,173
220	840,5	4606	0,656	126,0	0,150
260	784,0	4944	0,614	107,5	0,137
300	712,5	6594	0,543	94,1	0,132

Fuente: <http://www.diee.unican.es/pdf/Tablas%20Temodinamica.pdf>. abril 2007

Figura 245. Diagrama entalpía-entropía o carta de Mollier



Fuente: Spirax Sarco. *Steam engineering principles and heat transfer-superheated steam.*

**Tabla LXV. Hoja para la identificación de estación de trapeo**

Fecha de la evaluación	
Responsable	
Nombre del área de proceso	
Código del área de proceso	
Número de identificación de trampa	
Marca	
Modelo y número de serie	
Tipo de trampa	
Diámetro nominal de la conexión	
Válvula de seguridad	
Válvula de prueba	
Mirilla de vidrio	
Tipo de conexión	
Presión de entrada	
Presión de salida	
Descarga a	
Aplicación o servicio de la trampa	
Equipo	
Ubicación de la trampa	
Estado de la trampa	
Reparaciones a realizar (Incluir fecha)	
Supervisor de Sección	Vo. Bo. Jefe de Mantenimiento

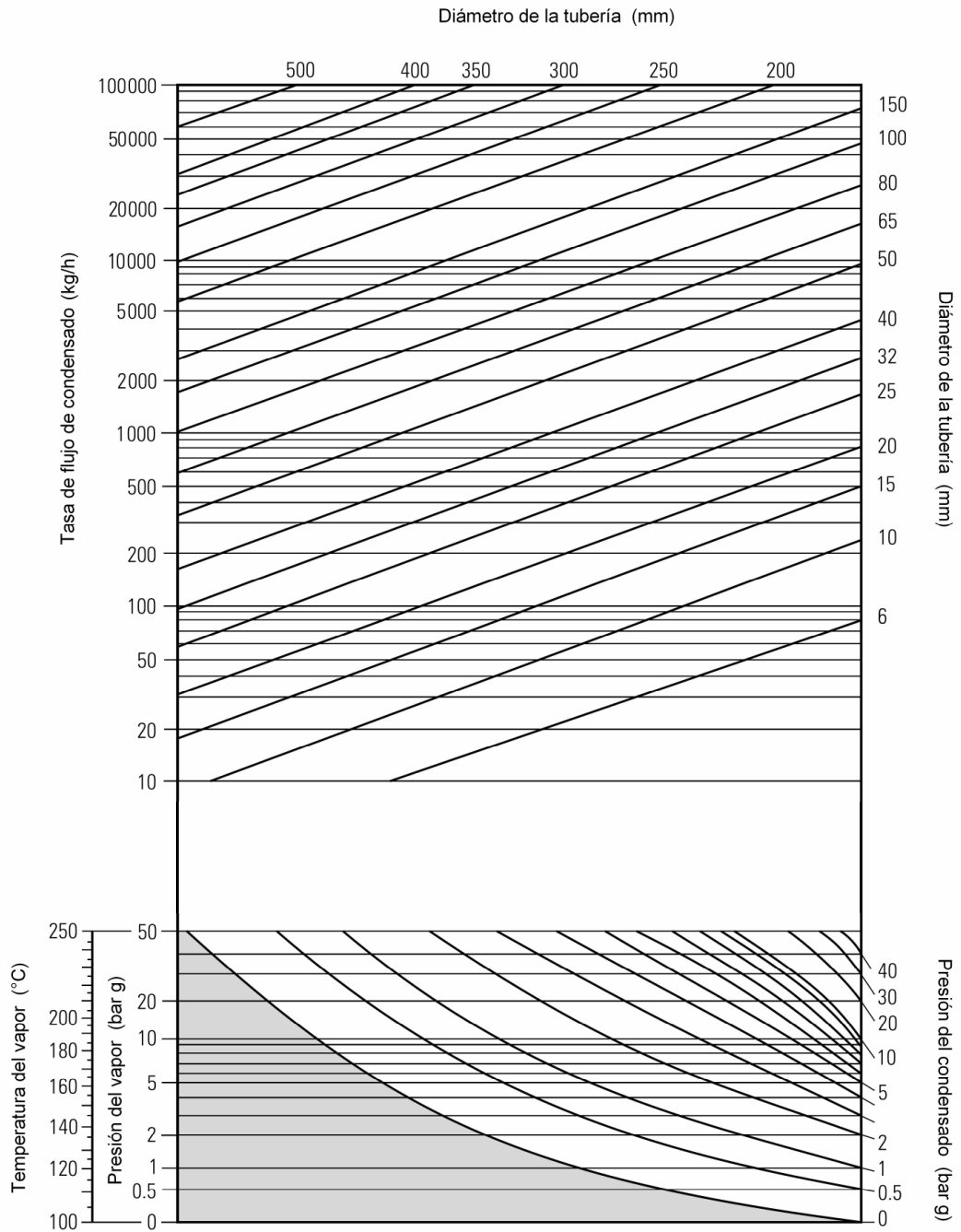


**Tabla LXVI. Pérdidas de presión por metro de longitud, flujos de condensado y velocidades para tubería de acero**

Tasa de flujo		kg/h								
Diámetro de la tubería		15 mm	20 mm	25 mm	32 mm	40 mm	50 mm	65 mm	80 mm	100 mm
Pa/m	mbar/m	<0.15 m/s			0.15 m/s					0.3 m/s
10.0	0.100	50	119	223	490	756	1 447	2 966	4 644	9 432
12.5	0.125	58	133	252	554	853	1 634	3 348	5 220	10 656
15.0	0.150	65	151	277	616	943	1 807	3 708	5 760	11 736
17.5	0.175	68	162	302	670	1 026	1 966	4 032	6 264	12 744
20.0	0.200	76	176	328	720	1 105	2 113	4 320	6 732	13 680
22.5	0.225	79	187	349	770	1 177	2 254	4 608	7 164	14 580
25.0	0.250	83	198	371	814	1 249	2 387	4 860	7 596	15 408
27.5	0.275	90	209	389	857	1 314	2 513	5 112	7 992	16 200
30.0	0.300	94	220	410	900	1 379	2 632	5 364	8 352	16 956
32.5	0.325	97	230	428	940	1 440	2 747	5 616	8 712	17 712
35.0	0.350	101	241	446	979	1 498	2 858	5 832	9 072	18 432
37.5	0.375	104	248	464	1 015	1 555	2 966	6 048	9 396	19 116
40.0	0.400	112	259	479	1 051	1 609	3 071	6 264	9 720	19 764
42.5	0.425	115	266	497	1 087	1 663	3 175	6 480	10 044	20 412
45.0	0.450	119	277	511	1 123	1 717	3 272	6 660	10 368	21 024
47.5	0.475	122	284	526	1 156	1 768	3 370	6 876	10 656	21 636
50.0	0.500	126	292	540	1 188	1 814	3 463	7 056	10 944	22 212
52.5	0.525	130	299	558	1 220	1 865	3 553	7 236	11 232	22 788
55.0	0.550	130	306	572	1 249	1 912	3 636	7 416	11 520	23 364
57.5	0.575	133	317	583	1 282	1 958	3 744	7 596	11 808	23 904
60.0	0.600	137	324	598	1 310	2 002	3 816	7 776	12 060	24 444
62.5	0.625	140	331	612	1 339	2 048	3 888	7 920	12 312	24 984
65.0	0.650	144	338	626	1 368	2 092	3 996	8 100	12 600	25 488
67.5	0.675	148	346	637	1 397	2 131	4 068	8 280	12 852	25 992
70.0	0.700	151	353	652	1 422	2 174	4 140	8 424	13 068	26 496
72.5	0.725	151	356	662	1 451	2 218	4 212	8 568	13 320	27 000
75.0	0.750	155	364	677	1 476	2 257	4 284	8 748	13 572	27 468
77.5	0.775	158	371	688	1 505	2 297	4 356	8 892	13 788	27 972
80.0	0.800	162	378	698	1 530	2 336	4 464	9 036	14 040	28 440
82.5	0.825	166	385	709	1 555	2 372	4 536	9 180	14 256	28 872
85.0	0.850	166	389	724	1 580	2 412	4 608	9 324	14 472	29 340
87.5	0.875	169	396	734	1 606	2 448	4 680	9 468	14 724	29 772
90.0	0.900	173	403	745	1 627	2 488	4 716	9 612	14 940	30 240
92.5	0.925	176	407	756	1 652	2 524	4 788	9 756	15 156	30 672
95.0	0.950	176	414	767	1 678	2 560	4 860	9 900	15 372	31 104
97.5	0.975	180	421	778	1 699	2 596	4 932	10 044	15 552	31 500
100.0	1.000	184	425	788	1 724	2 632	5 004	10 152	15 768	31 932
120.0	1.200	202	472	871	1 897	2 898	5 508	11 196	17 352	35 100
140.0	1.400	220	511	943	2 059	3 143	5 976	12 132	18 792	38 160
160.0	1.600	234	547	1 015	2 210	3 373	6 408	12 996	20 160	40 680
180.0	1.800	252	583	1 080	2 354	3 589	6 804	13 824	21 420	43 200
200.0	2.000	266	619	1 141	2 488	3 780	7 200	14 580	22 644	45 720
220.0	2.200	281	652	1 202	2 617	3 996	7 560	15 336	23 760	47 880
240.0	2.400	288	680	1 256	2 740	4 176	7 920	16 056	24 876	50 400
260.0	2.600	306	713	1 310	2 855	4 356	8 244	16 740	25 920	52 200
280.0	2.800	317	742	1 364	2 970	4 536	8 568	17 388	26 928	54 360
300.0	3.000	331	767	1 415	3 078	4 680	8 892	18 000	27 900	56 160

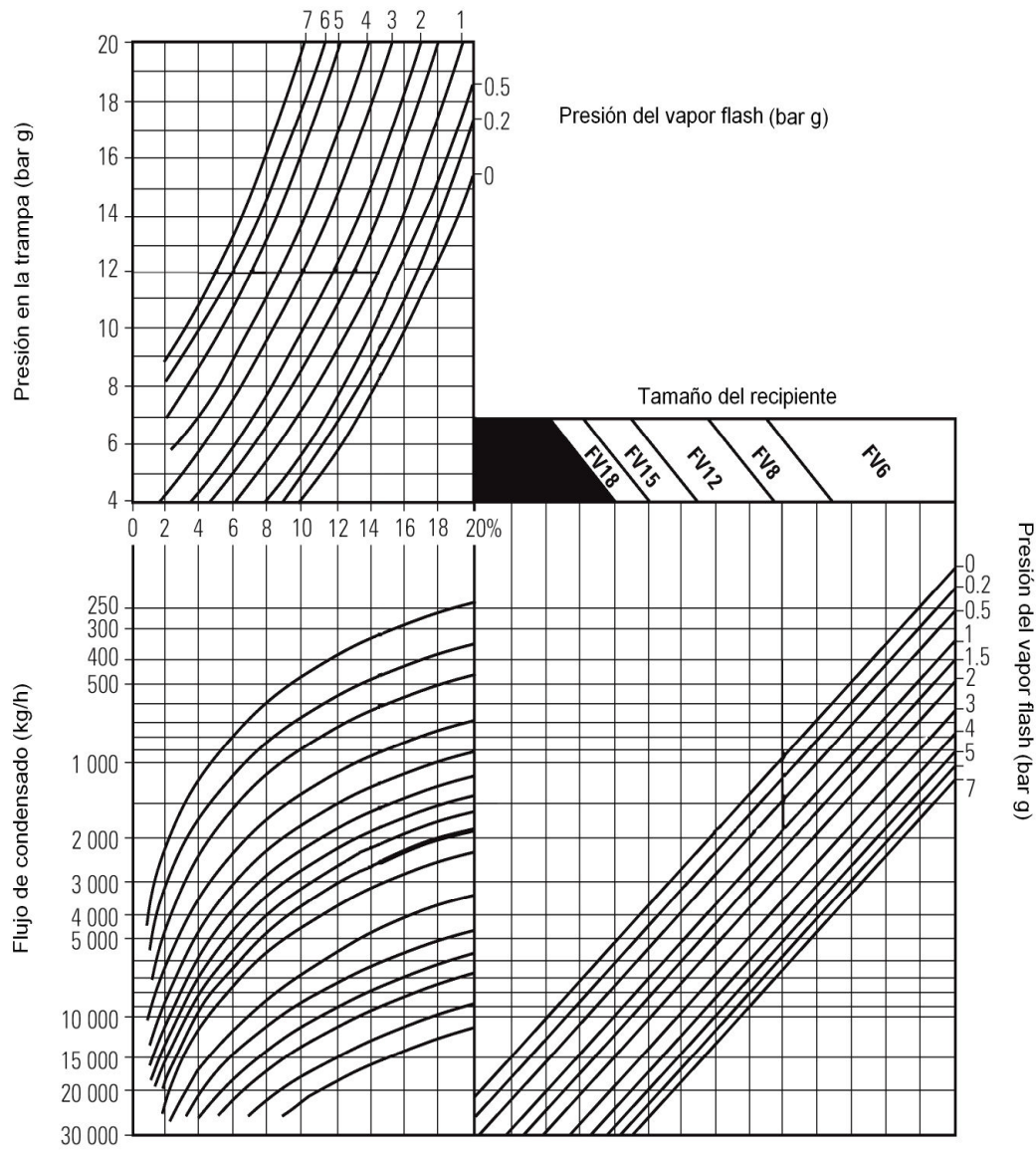
Fuente: Spirax Sarco, *Sizing condensate return lines*. Página 16

**Figura 246. Carta para el dimensionado de líneas de condensado**



Fuente: Spirax Sarco, *Sizing condensate return lines*. Página 17

**Figura 247. Carta para dimensionar tanques de flasheo**



Fuente: Spirax Sarco, **Flash Steam**. Página 6