

PROPUESTA DE DISEÑO PARA LA RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS EN
LA PLANTA DE ACABADOS DE FABRICATO

DAYRON AGUDELO CARDONA

JOHNATAN FRANK CORTES

JUAN CARLOS MESA

INSTITUTO PASCUAL BRAVO
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
MEDELLIN
2013

PROPUESTA DE DISEÑO PARA LA RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS EN
LA PLANTA DE ACABADOS DE FABRICATO

DAYRON AGUDELO CARDONA

JOHNATAN FRANK CORTES

JUAN CARLOS MESA

Tesis de grado para optar al título
De Ingeniero en Mecánica.

Asesor:
JOHNY GUTIERREZ
Ingeniero Mecánico
Magister en Sistemas Térmicos

INSTITUTO PASCUAL BRAVO
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
MEDELLIN
2013

Nota de Aceptación

Firma Presidente Del jurado

Firma del Jurado

Firma del Jurado

Medellín Octubre del 2013

DEDICATORIA

Dedicamos este trabajo a nuestras familias, por la paciencia, apoyo y tenacidad para con nosotros en el transcurso de nuestra profesionalización.

Agradecemos al Docente Johnny Gutiérrez por su disposición y buena orientación en el desarrollo del trabajo.

Agradecemos igualmente a nuestros profesores que durante el transcurso de la carrera, nos brindaron todos aquellos conocimientos que fueron una gran base para el desarrollo de este proyecto.

CONTENIDO

1	ANTECEDENTES.....	16
1.1	Justificación.	16
1.2	Descripción del problema.	17
2	OBJETIVOS.....	19
2.1	Objetivo general	19
2.2	Objetivos específicos	19
3	MARCO TEÓRICO	20
3.1	Uso del vapor en la industria como fluido energético	20
3.2	Cambios energéticos en el proceso de empleo del vapor.	21
3.3	Estados del vapor y condiciones de uso.	21
3.4	La distribución y empleo del vapor.	25
3.5	Elementos que constituyen una red de distribución de vapor.	26
3.6	El diseño de una red de distribución de vapor.	32
3.6.1	Golpe de ariete	32
3.6.2	Presión	34
3.6.3	Tuberías.....	35
3.6.4	Dimensionado de tuberías.....	36
3.6.5	Derivaciones	36
3.6.6	Filtros.....	37
3.6.7	Purgadores.....	38
3.6.8	Diseño eficiente de una red de distribución de vapor.....	39
4	LA RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS EN LAS REDES DE VAPOR.....	41
4.1	Necesidad de la recuperación de condensados desde el punto de vista de la eficiencia energética.	41

4.2	Diseño y cálculo de recolección de condensados de vapor.	42
4.2.1	Cálculo del aislamiento de la red de condensados.	42
4.2.2	Fundamentos de la transmisión de calor.	44
4.2.3	Perdidas Térmicas.	45
4.3	Diseño y cálculo de purgadores y separadores.	46
4.3.1	Eliminación de aire.	47
4.3.2	Extracción de condensado.	47
4.3.3	Rendimiento térmico	47
4.3.4	Fiabilidad	48
4.4	Calidad del condensado que retorna a la caldera.	48
4.5	Tecnologías avanzadas en distribución y recuperación de vapor.	50
4.5.1	Vapor “flash”	50
4.5.2	Cálculo del aprovechamiento del vapor flash	51
4.5.3	Termo compresión	53
4.6	Generalidades sobre el retorno de condensado.	55
4.7	Cálculo del diámetro de la tubería de retorno de condensado.	56
5	METODOLOGIA.	57
5.1	Cálculo de la carga de condensados de las maquinas de la planta de acabados.	57
5.2	Método.	58
5.3	Técnicas de recolección de la información.	58
5.3.1	Recolección de datos.	58
5.3.2	Levantamiento de planos.	59
5.3.3	Muestreo de máquinas por zonas.	59
5.3.4	Calculo de líneas.	59

6	DESARROLLO.....	60
6.1	Calculo de los condensados de vapor generado en la planta de acabados.	60
6.1.1	Aforado.	60
6.1.2	Tablas normalizadas.....	60
6.1.3	Cálculo del vapor Flash.....	62
6.2	Cálculos de dimensionamiento en redes domiciliarias y red principal de la línea 1.	63
6.2.1	Calculo de producción de condensado.....	66
6.2.2	Calculo de las dimensiones en redes domiciliarias de la línea 1.....	68
6.2.3	Calculo de la red principal de la línea 1.....	71
6.3	Cálculos de dimensionamiento de las redes domiciliarias red principal de la línea 2. 75	
6.3.1	Cálculos de dimensionamiento en redes domiciliarias línea 2.	75
6.3.2	Cálculos de dimensionamiento la red principal de la línea 2.	78
6.4	Dimensionamiento de la línea 1 y 2 de recolección de condensados basados en el método de raíces.	79
6.5	Calculo del ahorro energético de la recuperación de los condensados.	87
6.5.1	Ahorro en combustible generada con recolección de los condensados de la planta. 87	
6.5.2	Ahorro en consumo de agua generado con la recolección de los condensados.....	89
6.5.3	Ahorro total en pesos estimado en la recuperación de condensados de vapor. 91	
7	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	93
8	BIBLIOGRAFÍA.....	94
9	ANEXOS.	96
9.1	tabla guia para cálculo de redes de retorno de condensado # 1.....	96
9.2	tabla guia para cálculo de redes de retorno de condensado de armstrong.....	98

9.3	Tabla Resumida de Capacidades de Trampas de Cubeta Invertida.	99
9.4	Trampas FT 14 y FT 14 HC, (SpiraxSarco, 2001)	100
9.5	Trampa B – 1X – 125 de spirax sarco	101
9.6	Trampa HM00 – 7 (Spirax_Marshall_Ltd)	102
9.7	Trampa BPT – 13 (TERMODINAMICA).....	103
9.8	Trampa TD – 52 (SpiraxSarco, www.oval.com.mx).....	104
9.9	Trampa b1h – 125 (SpiraxSarco, www.statesupply.com, 2004).....	105
9.10	Trampa Gestra UNA 23 (gmbh, 2000).....	106
9.11	Plano Planta De Acabados Fabricato.	107

RESUMEN

Este proyecto se refiere a la caracterización, análisis, toma de datos y propuesta final de diseño de las redes aéreas y subterráneas de recolección y transporte del condensado de vapor de las máquinas que posee la planta de acabados de Fabricato.

Tiene como objeto, hacer un análisis previo de la red de condensados existente, para conocer su actual funcionamiento. Con ello, se llevan a cabo los cálculos, que permitirán sugerir mejoras en toda la red, e incluir en la misma, las nuevas máquinas que han ingresado a la planta durante los últimos años, a las cuales no se les recupera el condensado de vapor que es residuo en su proceso y que aún posee grandes cantidades de energía que se puede aprovechar en la generación de la misma. Se toman los datos de cada máquina, tanto las que pertenecen, como las que no pertenecen a la red de recuperación de condensados, lo cual es tema de nuestro estudio, lo anterior con el fin de conocer como cargan el sistema actualmente las máquinas que están conectadas y como afectarían al sistema de condensados las que no están conectadas.

Conociendo la red existente y las cargas que entrega cada máquina, se hacen los cálculos pertinentes que llevaran a un diseño, el cual es entregado y sugerido a la empresa, buscando recuperar los condensados de vapor de la planta de acabados de manera eficiente, con un mínimo de pérdidas y que permita recolectar más condensados de vapor en futuras máquinas que entren en operación en la planta, en caso que la empresa decida ejecutarlo.

También se da a conocer, en base a los datos recolectados en campo y los cálculos para recolectar los condensados, el ahorro económico estimado, si la empresa en determinado momento quiere llevar a cabo la propuesta que plantean los estudiantes en este trabajo, lo cual de darse, conllevaría a un aporte ambiental, puesto que la disposición final de los condensados que hoy no se recuperan, van a los sistemas de desagüe y la quebrada que atraviesa la fábrica, lo cual consideramos evitar que esto siga sucediendo, debe hacer parte del aporte al ecosistema y al desarrollo sostenible de la empresa.

ABSTRACT

This project concerns the characterization, analysis, data collection and final implementation proposal of overhead and underground collection and transportation of steam condensate machines processing plant finishes Fabricato.

It's purpose, to make a preliminary analysis of the existing condensate net, for its current operation. This will carry out the calculations, which suggest improvements to the entire network, and include in it, the new machines which have entered the plant in recent years, which are not steam condensate recovered which is in the process residue and still has large amounts of energy which can be used in generating the same. The entries of each machine , both belonging , as they do not belong to the condensate recovery network , which is the subject of our study , the above in order to know how the system currently loaded machines are connected as would charge the condensate system that are not connected.

Knowing the existing network and delivering loads each machine are relevant calculations lead to a design, which is delivered and suggested to the company, seeking to recover steam condensate plant efficiently finished with a minimal losses and allows more steam condensate collecting in future machines that are in operation on the ground , in case the company decides to execute .

Also disclosed , based on data collected in the field and to collect the condensate calculations , the estimated cost savings , if at some point the company wants to carry out the proposal raised by the students in this study , which of be , leads to an environmental contribution , since the condensate disposal today do not recover, will drain systems and the creek that runs through the factory , which we believe prevent this from happening again , should be part of the contribution the ecosystem and the sustainable development of the company.

INTRODUCCIÓN

El sector industrial, es uno de los sectores en los que mayor consumo energético se produce. Esto se debe a que los procesos productivos y de fabricación además de necesitar materias primas y mano de obra, necesitan energía para obtener el producto final.

Hoy en día la energía es un recurso vital en la industria y como tal debe ser considerada como un factor importante donde se obtienen beneficios económicos adicionales a la reducción en el costo de la energía, junto con la posibilidad de incrementar la producción y la reducción de emisiones contaminantes.

Básicamente hay dos tipos de energía convencional que se utiliza en el sector industrial, por un lado la energía eléctrica y por otro la energía térmica, ésta última en forma de agua caliente, aire caliente o vapor de agua.

El vapor de agua en la industria es un producto muy utilizado por sus características energéticas, dado que en una unidad pequeña tenemos gran contenido energético, ahora bien, los costos de producción y distribución en las máquinas de producción son elevados. Por ello, los responsables técnicos o gerenciales han de prestar mucha atención en su producción, en su transporte hasta los puntos de consumo y en su utilización, con objeto de que su utilización sea lo más eficaz y eficiente posible.

Conscientes de los importantes ahorros energéticos y por tanto económicos que se pueden derivar del correcto diseño y ejecución de las instalaciones de vapor y su recuperación a través del retorno del condensado, se crean mecanismos y estrategias en sus programas de operación y mantenimiento para lograr al máximo su optimización en la generación de ésta energía calórica.

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. <i>Normas DIN para la fabricación de tuberías de condensados de vapor.</i>	36
Tabla 2. <i>Elementos contaminantes posiblemente presentes en los condensados.</i>	49
Tabla 3. <i>Abaco de selección de equipos de recuperación de vapor flash</i>	52
Tabla 4. <i>Valores de Presión diferencial y dimensionamiento para hallar la carga de vapor.</i>	61
Tabla 5. <i>Porcentaje de condensado que se convierte en vapor Flash. Fuente: Seditesa Hoja Técnica 9.</i>	62
Tabla 6. <i>Tabla para hallar el diámetro de la tubería adecuado para la descarga de cada máquina. Fuente, Manual técnico Seditesa.</i>	63
Tabla 7. <i>Trampas de vapor instaladas en las máquinas de la planta de acabados.</i>	64
Tabla 8. <i>Datos recolectados para calcular la producción de condensados en la maquina Zimmer, practicado para cada máquina de la planta.</i>	65
Tabla 9. <i>Procedimiento para hallar la producción de condensado arrojado por cada maquina. Fuente: Armstrong.</i>	67
Tabla 10. <i>Producción de condensado de la maquina Zimmer, procedimiento practicado en cada equipo de la planta.</i>	68
Tabla 11. <i>Procedimiento para hallar el diámetro de la tubería con los datos calculados para cada máquina, en este caso aplicado para la maquina Zimmer.</i>	69
Tabla 12. <i>Datos obtenidos en las máquinas de la línea 1; generación de condensados de vapor y diámetros de tubería estimados para su conexión a la red principal de recolección.</i>	70
Tabla 13. <i>Datos de entrada para calcular el diámetro final de las tuberías.</i>	72
Tabla 14. <i>Procedimiento para encontrar el diámetro de la tubería que debe tener el sistema a partir de la carga de condensado al sistema. Fuente: Spirax Sarco.</i>	74
Tabla 15. <i>Datos finales obtenidos para la Línea 1 de recolección de condensados.</i>	74
Tabla 16. <i>Datos obtenidos en las máquinas de la línea 2; generación de condensados de vapor y diámetros de tubería estimados para su conexión a la red de recolección.</i>	76
Tabla 17. <i>Datos requeridos para calcular el diámetro en la tubería de recolección de condensados aplicados para cada máquina.</i>	80

Tabla 18. Procedimiento para ubicar el diámetro de tubería de cada máquina, con la presión del sistema y el flujo del condensado. Fuente Spirax Sarco.	81
Tabla 19. Datos requeridos para calcular el diámetro en la tubería de recolección de condensados aplicados en la maquina en mención.	82
Tabla 20. Procedimiento para encontrar las dimensiones de la tubería de recolección de condensados, para este caso la descrita en el ejemplo 2.	83
Tabla 21. Datos obtenidos para dimensionar la línea 1 de la red de condensados.	85
Tabla 22. Diametro de tuberías de redes domiciliarias de la línea 2.	86
Tabla 23. Datos obtenidos para dimensionar la línea 2 de la red de condensados.	87
Tabla 24. Consumo de productos químicos adicionados al agua para el mes de agosto del 2013. Fuente: Jefatura planta termoeléctrica.	89
Tabla 25. Análisis en el uso del condensado en la planta de acabados actualmente.	91

LISTA DE ECUACIONES

Ecuación 1. <i>Calculo del cambio de temperatura</i>	43
Ecuación 2. <i>Calculo de intercambio de calor para tubería con aislamiento</i>	43
Ecuación 3. <i>Calculo de intercambio de calor para tubería sin aislamiento</i>	43
Ecuación 4. <i>Cambio de flujo másico a flujo volumétrico</i>	89
Ecuación 5. <i>Calculo ahorro</i>	90

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. <i>Diagrama P – T</i>	22
Figura 2. <i>Diagrama de Mollier</i>	24
Figura 3. <i>Esquema básico de una red de distribución de vapor</i>	26
Figura 4. <i>Separadores de gotas (Spirax Sarco)</i>	28
Figura 5. <i>Purgador termostático bimetálico (Spirax Sarco)</i>	29
Figura 6. <i>Purgador mecánico de boya (Spirax Sarco)</i>	30
Figura 7. <i>Purgador termodinámico (Spirax Sarco)</i>	30
Figura 8. <i>Funcionamiento esquemático de un purgador termodinámico</i>	31
Figura 9. <i>Generación de bolsas de aire</i>	32
Figura 10. <i>Generadores de golpes de ariete.(Spirax Sarco)</i>	33
Figura 11. <i>Modo correcto de agregar una distribución a una tubería. (Spirax Sarco)</i>	37
Figura 12 <i>Filtro.(Spirax Sarco)</i>	37
Figura 13. <i>Instalación de un purgador en un tramo recto de tubería</i>	38
Figura 14. <i>Ejecución correcta de las reducciones de tubería</i>	39
Figura 15. <i>Conductividad para calderas a diferentes presiones</i>	49
Figura 16. <i>Separador de vapor flash (Spirax Sarco)</i>	50
Figura 17. <i>Instalación de calentamiento de aire con recuperación de vapor flash</i>	51
Figura 18. <i>Esquema de un termocompresor</i>	53
Figura 19. <i>Recuperación de vapor flash con dos termocompresores</i>	54
Figura 20. <i>Ejemplo de procedimiento para aplicar el método de las raíces, para hallar el dimensionamiento en las redes de condensados. (Sarco, 2013)</i>	84
Figura 21. <i>Esquema representativo de la línea 1 de recolección de condensados</i>	85
Figura 22. <i>Esquema representativo de la línea 2 de recolección de condensados</i>	86

1 ANTECEDENTES

1.1 Justificación.

En la actualidad una gran cantidad de los condensados que se generan en la planta de acabados, no se están recuperando debido a que la red que los recolecta no es suficiente. Esta energía térmica y el agua como tal se pierden al no retornar al sistema.

En estos últimos años, la conciencia energética y la percepción medioambiental han transformado el sistema de condensado. Lo que antes era un modesto subproducto de la distribución de vapor se ha convertido hoy día en un recurso muy valioso para cualquier industria.

Un Sistema de condensados presurizado puede ahorrar a una planta industrial como mínimo de un 15% a 35% los costos de combustible, cuando lo comparamos con un sistema de condensados convencional venteado a la atmósfera.

Durante los procesos de transferencia de calor a partir de vapor saturado, éste entrega su calor latente (entalpía de la evaporación), que representa la mayor proporción de calor total que el vapor contiene. El resto de calor en el vapor es retenido en el condensado como calor sensible (entalpía del agua).

Un sistema térmico de generación de vapor eficiente reutiliza éste condensado ya que al desecharlo o botarlo significaría pérdida de recursos financieros y malas prácticas técnicas y medioambientales, por lo cual una de las acciones importantes para mejorar la eficiencia energética, es aprovechar la energía contenida en el condensado, retornándolo al sistema de alimentación de la caldera.

El condensado recuperado vuelve a la caldera como agua de alimentación, pero a temperatura muy superior a la del agua fría que tendríamos que utilizar en el caso de no aprovecharlos.

Las ventajas que se obtienen con dicha recuperación son:

- a. Aprovechamiento del calor de los condensados, generando así menor consumo en el combustible utilizado en la caldera.
- b. Reducción de pérdidas en las purgas de calderas, debido a la mejor calidad de agua de alimentación ya que el condensado es agua destilada que contiene muy pocos sólidos disueltos totales (TDS), evitando así grandes concentraciones de sólidos en las calderas

- c. Disminución del consumo de agua tratada, lo cual rebaja la adición de los productos químicos
- d. Menor costo en la producción de la tonelada de vapor.
- e. De acuerdo a la normatividad vigente verter aguas residuales por encima de los 35 °C al sistema de alcantarillado, es considerado perjudicial para el medio ambiente. El condensado por sobre esta temperatura debe ser enfriado antes de que sea descargado, lo que implica incurrir en gastos adicionales de energía que no sería aprovechable o recuperada. Fuente: Decreto 3930 de 2010 Cap. 4 Art 18.

1.2 Descripción del problema.

Textiles Fabricato S. A., es una empresa que basa su dinámica en la producción de textiles, con una trayectoria en el mercado de más de 90 años y realizando exportaciones a nivel mundial, ganándose un sin número de reconocimientos por la calidad de sus productos.

La misión de Fabricato consiste en producir y comercializar textiles bajo altos estándares de calidad internacional que satisfagan a cabalidad las expectativas de los consumidores en calidad, precio y oportunidad, prestar una completa asistencia y asesoría a sus clientes en aspectos técnicos y de tendencias; asegurar la satisfacción y fidelidad de los clientes, con la mejora permanente de todos los procesos y el impacto de los productos de la Compañía en el mercado y garantizar la rentabilidad de la Empresa, la calidad profesional y las competencias de su personal de manera integral.

Fabricato y sus filiales conforman, un grupo empresarial dedicado al negocio textil, que surge como resultado de la fusión de dos de las empresas textiles más tradicionales del país: Fábrica de Hilados y Tejidos del Hato (Fabricato) y Tejidos El Cóndor (Tejicóndor). La primera de ellas fue fundada en 1920 e inició operaciones en 1923, en el municipio de Bello - Antioquia. Tejicóndor, por su parte, fue fundada en 1934, año en el cual inició operaciones en la ciudad de Medellín.

La tradición, conocimiento y experiencia en el oficio textilero de ambas compañías, le permite a Fabricato ofrecer a sus clientes una amplia gama de productos textiles y de confección: hilazas; telas en tejido plano tales como denim, twiles, popelinas y lana; tejido de punto; telas no tejidas, entretelas y ropa de hogar.

Posee una larga trayectoria exportadora a los mercados de Latinoamérica, Europa y Estados Unidos.

Es constante la preocupación por actualizar maquinaria y procesos de producción, de acuerdo con las necesidades del mercado y las tendencias de la moda. La Compañía está en capacidad de producir actualmente más de 122 millones de metros lineales de tela por año y genera más de 5.000 empleos directos.

Al pasar de los años y debido a los exigentes cambios del mercado, tanto en la calidad como en la oportuna entrega del producto se ha generado la necesidad de incurrir en la automatización y modernización de sus máquinas, esto en realidad se traduce en aumentar la eficiencia de la empresa, pero no solamente con conseguir nuevas máquinas se logra esto, la empresa a nivel interno ha hecho muchos esfuerzos y cambios para lograr la reducción en el reproceso del producto interno, campañas de sensibilización en la optimización de los recursos y hasta campañas de motivación para lograrlo.

Debido a estos cambios y a la centralización de las diferentes plantas, en la planta de acabados se han incorporado nuevas máquinas, la mayoría de éstas máquinas para su proceso requieren de vapor, lo cual ha generado un gran incremento en su consumo y lo que es obvio aumentando también la generación de condensados tanto en la línea de suministro como en la etapa final del proceso de cada máquina.

Actualmente con éste crecimiento en la planta de acabados la red que recolecta los condensados no es suficiente, pues en su fabricación inicial no se tuvo en cuenta esta futura centralización. Una parte de los condensados se está perdiendo y también con ellos toda esa energía que poseen.

La finalidad de éste trabajo es la de proponer un diseño de la red de recolección condensados para ésta planta, logrando así su recolección total y su aprovechamiento, retornándolo de nuevo a las calderas de la planta termoeléctrica.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo general

Proponer un diseño de red, para recolectar los condensados de la planta de acabados de Textiles Fabricato

2.2 Objetivos específicos

Identificar la cantidad de máquinas, la ubicación y la caracterización de cada una de sus líneas actuales

Realizar un aforo físico o el cálculo más aproximado de la generación de condensados de cada máquina

Calcular el diámetro de la red de recolección de condensados para cada máquina

Unificar una propuesta de recolección general de toda la red de condensados y su resección en la planta termoeléctrica.

Estimar el ahorro energético, logrado a partir del condensado recuperado.

3 MARCO TEÓRICO

3.1 Uso del vapor en la industria como fluido energético

Desde el principio de la revolución industrial, el vapor de agua ha sido el fluido térmico más ampliamente utilizado. Su empleo está basado en una serie de características singulares que le hacen que sea prácticamente insustituible. Entre esas características se destacan.

- Materia prima económica y de buena disponibilidad.
- Presenta un amplio rango de temperaturas de uso.
- No es inflamable ni tóxico.
- Es de fácil transporte por redes de tubería.
- Tiene una elevada temperatura de condensación de fácil regulación.
- Presenta un elevado calor específico.

El vapor de agua se constituye en el fluido energético ideal y de mayor aplicación en el campo industrial. La razón principal es la necesidad que tiene éste sector industrial de emplear fuentes de calor a muy variados niveles de temperatura.

Esta característica se presenta en el vapor a la perfección, pues abarca un amplio rango de presiones de trabajo entre 20 y 1000 Psig, con un rango de temperatura entre 105°C y 295°C como vapor saturado seco e incluso a 400°C ó mas, si al vapor se le realiza un sobrecalentamiento posterior.

Su elevado calor latente y su baja densidad hacen que el vapor de agua sea especialmente efectivo en las operaciones de calentamiento.

En la práctica, su empleo se extiende a un número muy elevado de procesos industriales.

(Manual de redes de vapor- Scribd. Junta de Castilla y León. 2010)

3.2 Cambios energéticos en el proceso de empleo del vapor.

El vapor empleado como fluido energético se caracteriza por ser capaz de transportar energía entre dos puntos en forma de entalpía.

El vapor se produce, a partir de agua, en un generador o caldera en el que aumenta su entalpía a costa habitualmente del calor de combustión de un combustible y una vez en el punto de utilización pierde esta entalpía cediéndola o bien hacia el medio a calentar, o bien mediante transformación en energía mecánica como por ejemplo en una turbina.

En una instalación de vapor se producen cambios energéticos caracterizados por sus correspondientes ganancias y pérdidas de entalpía en toda la banda que cubre desde agua líquida a cualquier temperatura hasta vapor sobrecalentado también a cualquier temperatura y viceversa, pasando por todos los estados intermedios caracterizados por calentamiento y enfriamiento de las fases líquido y vapor así como los cambios de fase.

A la hora de diseñar y dimensionar una instalación de vapor es muy importante comprender muy bien todos estos cambios así como las características y leyes por las que se rigen.

3.3 Estados del vapor y condiciones de uso.

Es Necesario comprender al momento de enfrentarse a una instalación de vapor, los diferentes estados que puede presentar el agua confinada en una red de generación y distribución de vapor así como las características que definen a cada uno de estos estados.

Inicialmente se pueden definir dos estados básicos:

- Líquido
- Vapor

Estas dos definiciones no son suficientes para estudiar el comportamiento del agua, sino que hay que ahondar más en cada una de ellas.

El estado líquido se puede subdividir en dos situaciones; de esta manera cuando el líquido se encuentra por debajo del punto de ebullición se habla de líquido subenfriado y cuando se encuentra en el punto de ebullición se habla de líquido saturado.

A su vez el estado vapor puede subdividirse en dos situaciones; de esta manera cuando el vapor está a la temperatura de ebullición se trata de vapor saturado y cuando se encuentra por encima del punto de ebullición se trata de vapor sobrecalentado.

Además, en la situación de vapor saturado, todavía hay que afinar más si se tiene en cuenta que esta situación se presenta en un margen muy estrecho y por lo tanto puede cursar, y de hecho lo hace, con mezcla de vapor y agua en distintas proporciones por lo que un vapor saturado puede ser seco o húmedo con distintos grados de humedad que vienen definidos por un parámetro que se denomina título del vapor y que representa el porcentaje de fase vapor frente a la mezcla vapor-agua.

En el sistema agua-vapor de agua aparecen todos estos estados en los distintos puntos que constituyen los elementos de la red de generación y distribución de vapor.

La situación puntual existente en cada momento depende de las condiciones de Presión y Temperatura a las que esté sometido.

El siguiente diagrama ilustra las distintas zonas en función de las dos variables P y T. Corresponde con el diagrama P-T de fases para el agua, al que se ha eliminado la zona por debajo de 0°C que corresponde básicamente con la zona del sólido.

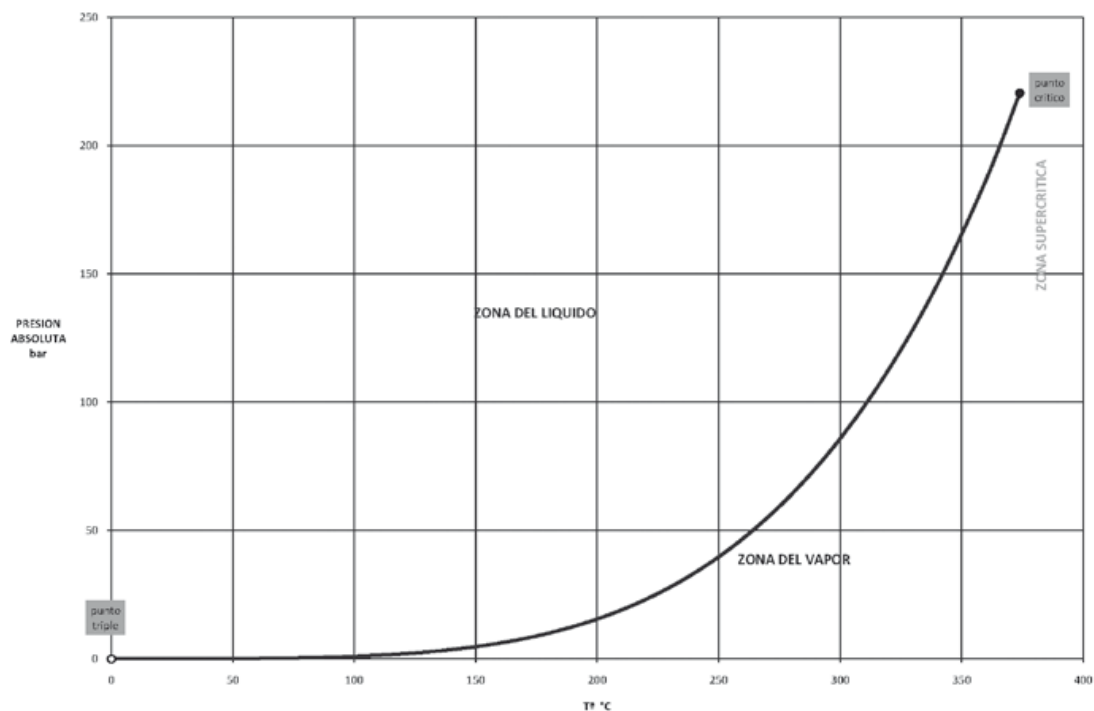


Figura 1. Diagrama P – T.

Existe una curva que marca el cambio de fase entre líquido y vapor. En los puntos de esta línea se pueden encontrar, desde líquido saturado pasando por vapor húmedo con diferentes títulos ó calidades (x) de 0 a 100%, hasta vapor saturado seco.

Esta línea se denomina línea de equilibrio de fases. Presenta dos puntos característicos:

Punto Triple: En él coexisten las tres fases, sólido, líquido y vapor. Se localiza a $0,01^{\circ}\text{C}$ y $0,006112$ bares de presión absoluta.

Punto Crítico: Por encima de la temperatura de este punto, no es posible obtener el cambio de fase mediante la variación de presión a T. constante. Se localiza aproximadamente a 374°C y 221 bares de presión absoluta.

Por encima y por debajo de la curva se presentan dos zonas:

- Zona del líquido. En esta zona el agua presentará el estado líquido subenfriado.
- Zona del vapor. En esta zona encontramos el estado de vapor sobrecalentado.

El paso de unas zonas a otras puede efectuarse mediante la variación de cualquiera de las dos variables manteniendo la otra constante o mediante variación de ambas al mismo tiempo siempre que la situación esté por debajo del punto crítico.

Cada punto de este diagrama viene caracterizado por un contenido energético específico en términos de entalpía específica (h) y que es una función de las dos Variables anteriormente citadas P y T que caracterizan la situación específica de ese punto: $h(P, T)$.

Por convención, se asigna el origen de entalpías, o sea $h=0$, a las condiciones del punto triple del agua. Todos los valores de h vendrán pues referenciados a este punto.

Los valores de entalpía específica de cada pareja de puntos P y V se encuentran tabulados y también expresados en forma de un gráfico ampliamente extendido que se conoce como Diagrama de Mollier. Es un diagrama que representa entalpía frente a entropía, pudiéndose obtener de él, las propiedades termodinámicas del agua en cualquiera de sus estados y situaciones.

En la página siguiente puede verse un ejemplo de un diagrama de Mollier.

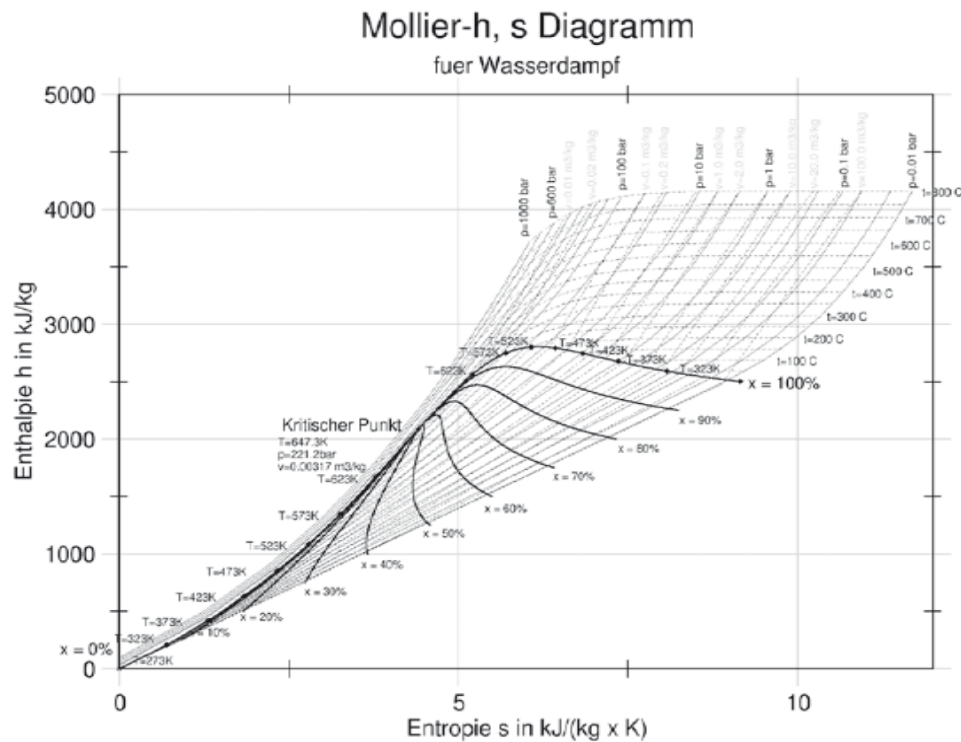


Figura 2. Diagrama de Mollier.

Este diagrama puede presentarse completo, como es el caso de la figura anterior o bien en forma parcial, ampliando solo determinadas áreas del mismo, en función de las necesidades específicas de aplicación.

En la época actual, tanto las tablas como los diagramas han dado paso a la predicción matemática mediante funciones que, a pesar de su elevada complejidad pueden plantearse y resolverse razonablemente rápido mediante el empleo de ordenadores. Las funciones más ampliamente reconocidas y difundidas son las publicadas por The International Association for the Properties of Water and Steam cuya más reciente publicación y revisión de las mismas es IAPWS-IF97. Mediante estas funciones se pueden predecir todas las propiedades físicas y termodinámicas del agua en cualquier punto definido por su presión y temperatura, lo anterior según (grupoglobalgreen, 2011).

3.4 La distribución y empleo del vapor

El empleo del vapor como fluido térmico lleva implícito un esquema básico consistente en un punto de generación, un punto de utilización y entre ellos debe disponerse de una red de tuberías que los enlazan y son el medio de transporte de un punto al otro.

El vapor de agua es uno de los medios de transmisión de energía calórica de mayor efectividad en la industria, se estima que éste servicio es utilizado por el 95 % de las industrias como medio de calentamiento, por su fácil generación, manejo y bajo costo.

A continuación se va a tratar este sistema básico algo más desarrollado.

La obtención de vapor se realiza mediante un generador que habitualmente suele ser una caldera que emplea un combustible para producir una temperatura suficiente como para elevar la entalpía del agua con la que se alimenta hasta el valor requerido por el sistema. El agua entra en la caldera en forma de líquido subenfriado o saturado y sale de la misma en forma de vapor saturado o recalentado.

El vapor se basa en el principio termodinámico que expresa que cuando el vapor se expande disminuya su temperatura y se reduce su energía interna. Esta reducción de la energía interna se transforma en energía mecánica por la aceleración de las partículas de vapor que le permite disponer directamente de una gran cantidad de energía.

A la salida de caldera, el vapor hay que conducirlo mediante una red de tuberías adecuadas y que permita disponer del mismo en el punto de utilización.

Una vez en el punto de utilización, se extrae su entalpía mediante intercambio de calor. Es importante comprender la forma de aprovechamiento de la entalpía que transporta el vapor. Se ha visto en casos anteriores la elevada entalpía de condensación que tiene como propiedad el vapor. Pues bien, precisamente esta característica es una de las fundamentales sobre las que se basa el empleo del vapor y como tal debe emplearse correctamente. De esta manera la transferencia de calor en el punto de utilización debe basarse en aprovechar correctamente esta entalpía de condensación para que a la salida del equipo intercambiador se obtenga líquido saturado o subenfriado. De esta manera se habrá aprovechado la entalpía de condensación a T constante.

Esta forma de funcionar conlleva que al final se obtendrá agua a una temperatura similar a la del vapor saturado que se podrá aprovechar para alimentar a la caldera y de esta manera evitar el consumo energético de combustible que supone elevar el agua de caldera desde la temperatura de red hasta la de ebullición en caldera. Igualmente se evitará el consumo de reactivos que supone adecuar el agua de red a los parámetros químicos exigidos en entrada de caldera.

Este tipo de aprovechamiento de entalpía latente a T constante cursa con descenso de la presión y le confiere a la red de distribución de vapor una peculiaridad especial y es que debido a diferencia de presiones de las dos redes, el fluido fluye sin necesidad de equipos de bombeo, reduciendo los elementos de bombeo del fluido térmico a las bombas de ingreso de condensados en caldera, con la consiguiente reducción de costos de instalación y mantenimiento.

Se concluye pues, que en una instalación de vapor existe un generador, un punto de utilización y una red con dos ramales, uno de distribución de vapor y otro de retorno de condensados a caldera, todo ello en circuito cerrado.

A partir de este momento se va a hacer referencia, dentro de la red, a dos circuitos: el circuito de vapor y el circuito de condensados.

Un ejemplo sencillo de una red típica de distribución de vapor en los términos que hemos descrito puede verse en la siguiente figura:

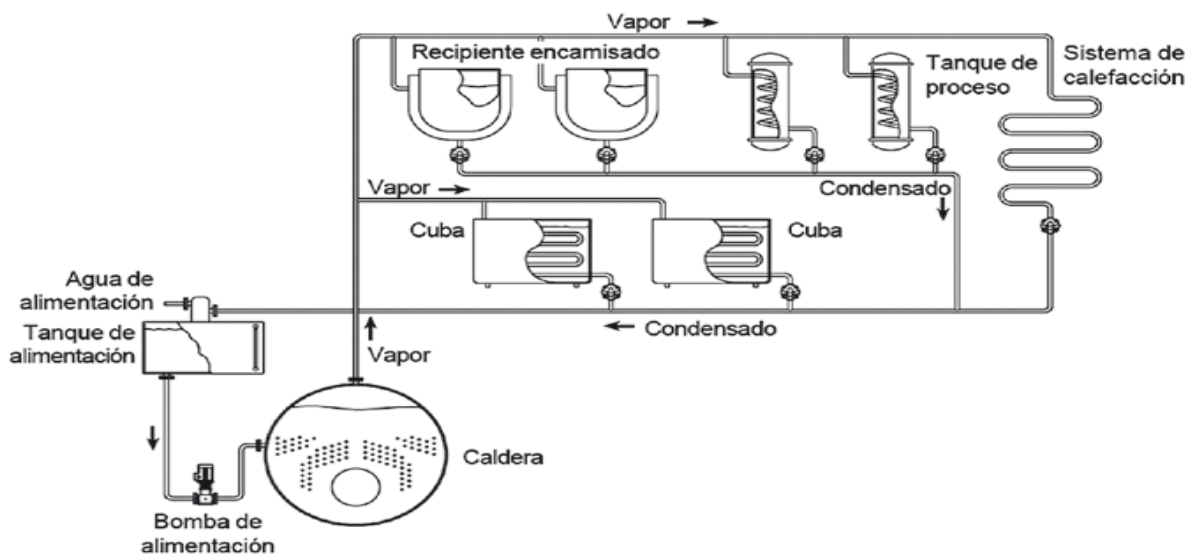


Figura 3. Esquema básico de una red de distribución de vapor.

3.5 Elementos que constituyen una red de distribución de vapor.

Una red de distribución de vapor, en principio está compuesta, al igual que cualquier red de distribución de un fluido, por tuberías y accesorios de tubería. Sin embargo, los cambios de fase en los que se basa el empleo de este tipo de redes, hacen necesario el empleo de determinados elementos en la red que son muy específicos de este tipo de sistemas.

La propia naturaleza y el comportamiento del vapor, hace que los elementos constitutivos de la red tengan que presentar unas características específicas en relación con el comportamiento frente a la temperatura y la presión que han de

soportar. Además deben presentar determinadas características frente a la abrasión debido, como se verá más adelante, a las altas velocidades que se manejan en este tipo de redes.

Por otra parte, al manejar un fluido a muy elevada temperatura, toda la red debe estar provista del aislamiento térmico adecuado que evite fugas térmicas que son causa de ineficiencia de la instalación.

Existen dos hechos que obligan al empleo de accesorios específicos en las redes de vapor: Presencia de aire y presencia de condensados.

La presencia de aire mezclado con el vapor es una situación indeseable debido a la pérdida de eficiencia. El aire, debido a su bajo calor específico y mala transmisión térmica, rebaja notablemente la eficiencia de intercambio del vapor. Esta situación obliga al empleo de separadores o purgadores de aire en las redes de vapor que garanticen la ausencia de aire mezclado con el vapor. La incorporación de aire en la red es una situación bastante frecuente sobre todo en redes que trabajan intermitentemente; al enfriarse, absorben aire debido a la contracción del fluido que se produce acompañando a su enfriamiento.

La presencia de condensados es inherente al propio proceso de uso del vapor y se produce cuando el vapor entra en contacto con puntos fríos del sistema, tanto a nivel de tuberías de distribución como en el propio proceso de intercambio de calor en los puntos de utilización.

La presencia de condensados se produce especialmente en los momentos de arranque y paro de la instalación. Cuando se arranca la instalación y se da paso de vapor hacia la red, ésta está fría y el vapor en contacto con las tuberías condensa en tanto en cuanto no se calientan dichas tuberías y se alcanzan las temperaturas de régimen de equilibrio. Una vez estabilizado el régimen térmico en la instalación, sigue produciéndose condensación debido a pérdidas térmicas en zonas no aisladas o con mal aislamiento e incluso, aunque en mucha menor medida, en las zonas aisladas, dado que los aislamientos no son absolutamente perfectos.

La presencia de condensados debe de estar restringida al circuito de condensados y es indeseable en el circuito de vapor. La razón es obvia, el condensado en el circuito de vapor, debido a su naturaleza líquida, tiende a ocupar las partes bajas de las tuberías. Las altas velocidades alcanzadas por el vapor arrastran el condensado produciendo ruido, abrasión, golpes de ariete, etc. Estas razones hacen que sea necesario evitar el condensado en esta zona de la red de distribución.

Para ello se utilizan accesorios específicos que básicamente consisten en:

- Separadores de gotas
- Purgadores
- Eliminadores de aire

Separadores de gotas.

Son accesorios de tubería que provocan, por su geometría, la deposición de las gotas que arrastra el vapor. Suelen tener una geometría laberíntica. Al final del recorrido y en su parte más baja, están dotados de una salida para el líquido separado del vapor. El vapor saliente de este tipo de trampa, lo hace libre de gotas de agua.

Este tipo de accesorio suele emplearse con bastante frecuencia en la salida de la caldera.

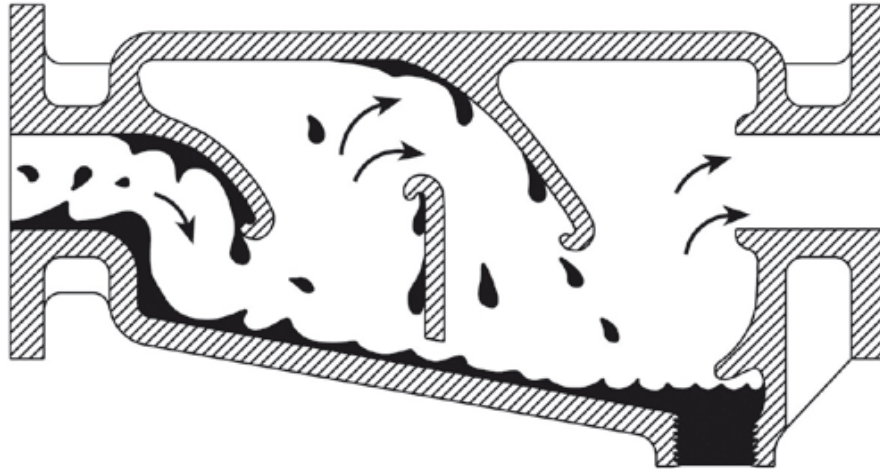


Figura 4. Separadores de gotas (*Spirax Sarco*).

Purgadores.

Un purgador es un accesorio que permite evacuar los condensados formados en el circuito de vapor, fuera de éste.

Los condensados se sitúan en los puntos más bajos del circuito y por tanto en estos puntos es donde hay que proceder a su evacuación. La evacuación puede realizarse de la manera más simple mediante una válvula manual, pero está operativa no es adecuada pues exige atención continua de todos los puntos de la red. Para el purgado de los condensados existen accesorios específicos que se conocen como purgadores automáticos o trampas que se encargan, de manera automática y siempre que estén bien instalados, de mantener el circuito de vapor libre de condensados.

Existen varios tipos de purgadores según su principio de funcionamiento. Cada tipo tiene sus aplicaciones específicas según la aplicación, punto de instalación y condiciones de uso:

- Purgadores Termostáticos.
- Purgadores Mecánicos.
- Purgadores Termodinámicos.

Los purgadores termostáticos trabajan con cambios de temperatura. La temperatura del vapor saturado viene fijada por su presión. Cuando se produce el intercambio, el vapor cede su entalpía de evaporación, produciendo condensado a la temperatura del vapor. Cualquier pérdida de calor posterior significa que la temperatura de este condensado disminuye. Un purgador termostático capta la temperatura y posiciona la válvula en relación al asiento para descargar el condensado.

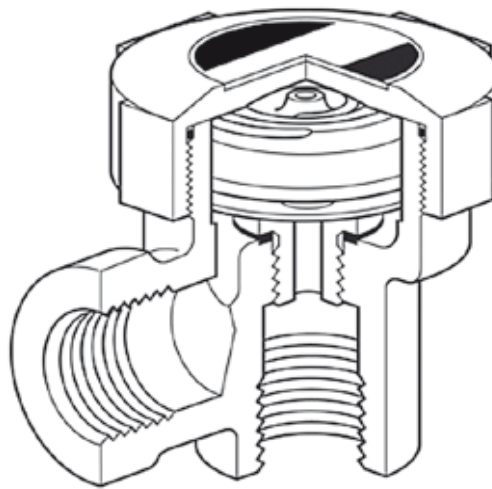


Figura 5. *Purgador termostático bimetálico (Spirax Sarco).*

Los purgadores mecánicos trabajan con cambios de densidad del fluido. Basan su funcionamiento en la diferencia de densidad entre el vapor y el condensado. Estos purgadores tienen una cámara con un flotador o boya donde se acumula el condensado. La boya sube en presencia de condensado para abrir una válvula.

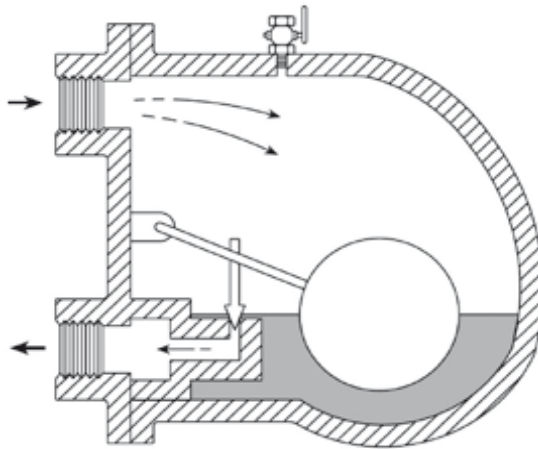


Figura 6. Purgador mecánico de boya (Spirax Sarco).

Los purgadores termodinámicos trabajan con cambios en la dinámica del fluido. El funcionamiento de los purgadores termodinámicos depende en gran medida de la capacidad de formación de revaporizado del condensado. Este grupo incluye los purgadores termodinámicos, de disco, de impulso y laberinto y también la simple placa orificio que no se puede realmente definir como mecánico ya que se trata sencillamente de un orificio de un diámetro determinado por el que pasa una cantidad determinada de condensado. Todos se basan en que el condensado caliente, descargado a presión, puede “revaporizar” para dar una mezcla de vapor y agua.

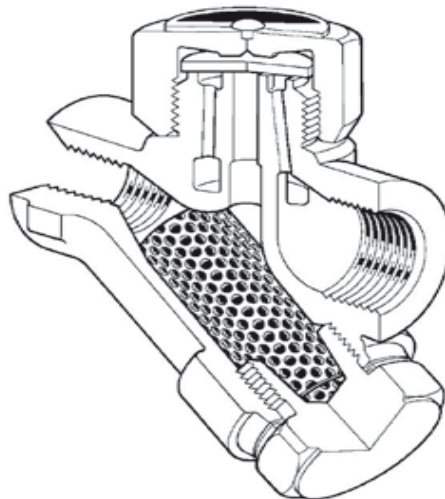


Figura 7. Purgador termodinámico (Spirax Sarco).

Este es un purgador extremadamente robusto con un funcionamiento sencillo. Su funcionamiento queda plasmado en la siguiente figura:

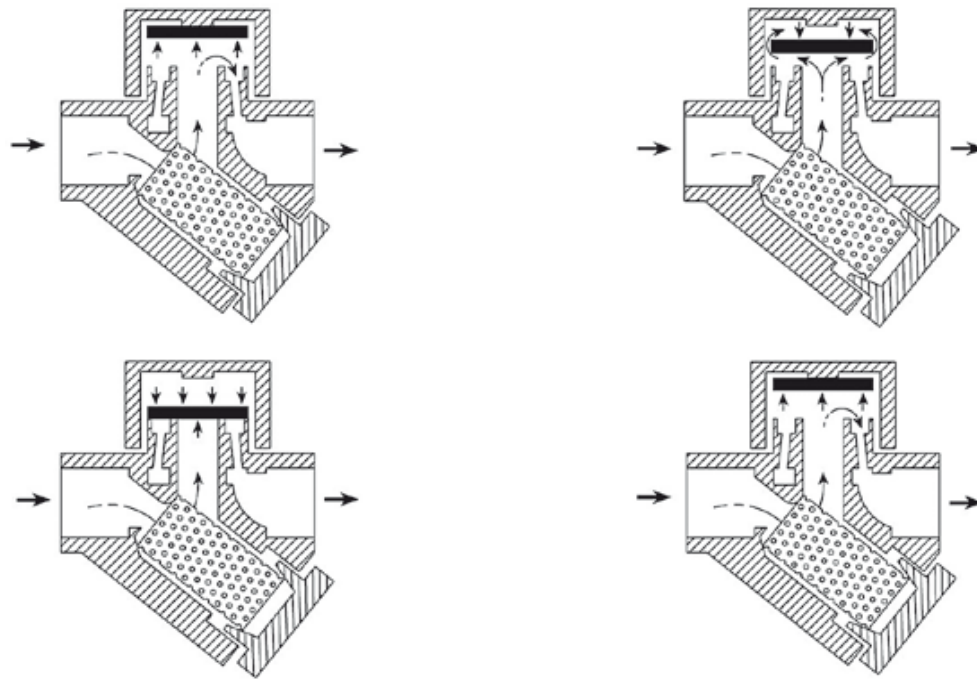


Figura 8. Funcionamiento esquemático de un purgador termodinámico (Spirax Sarco).

Cuando se libera condensado caliente a presión, produce revaporizado que se mueve a altas velocidades. Como muestra la figura, el purgador consta de un cuerpo con una cara de cierre plana con una entrada en el centro y orificios de salida periféricos. La única parte móvil es el disco encima de la cara de cierre plana dentro de la cámara de control o tapa.

Las ventajas de este tipo de purgador pueden resumirse en:

Pueden operar dentro de toda su gama de trabajo sin ajustes ni cambio de válvula.

- Son compactos, sencillos, ligeros y para el tamaño que tienen, poseen una gran capacidad de manejo de condensado.
- Pueden descargar grandes cantidades de aire en las puestas en marcha si la presión de entrada crece lentamente.
- Este tipo de purgador se puede usar con vapor a alta presión y vapor recalentado y no le afecta los golpes de ariete ni vibraciones.
- Ofrece una gran resistencia a la corrosión debido a su fabricación enteramente en acero inoxidable.

- No se dañan con las heladas y es poco probable que se hielen si se instalan con el disco en plano vertical y descargando libremente a la atmósfera.
- Como el disco es la única parte móvil, se puede realizar el mantenimiento de una manera sencilla sin tener que retirar el purgador de la línea.
- El chasquido audible al abrir y cerrar hace muy fácil su comprobación.

Eliminadores de aire.

Otro accesorio que se emplea ampliamente en las redes de vapor son los eliminadores de aire de la instalación. Un eliminador de aire automático es una válvula que trabaja termostáticamente y se instala en un lugar donde le llega el vapor y aire pero no el condensado. Se recomienda que los eliminadores de aire y su tubería de conexión estén sin aislamiento para que trabajen correctamente.

3.6 El diseño de una red de distribución de vapor.

Debido a todos los cambios que se producen en el fluido, el diseño de una red de vapor exige una serie de cuidados especiales en orden a evitar efectos indeseables durante su utilización.

3.6.1 Golpe de ariete

El golpe de ariete se produce cuando el condensado en lugar de ser purgado en los puntos bajos del sistema, es arrastrado por el vapor a lo largo de la tubería, y se detiene bruscamente al impactar contra algún obstáculo del sistema. Las gotas de condensado acumuladas a lo largo de la tubería, acaban formando una bolsa 'líquida' de agua que será arrastrada por la tubería a la velocidad del vapor. Un esquema de este efecto se muestra en la figura siguiente:

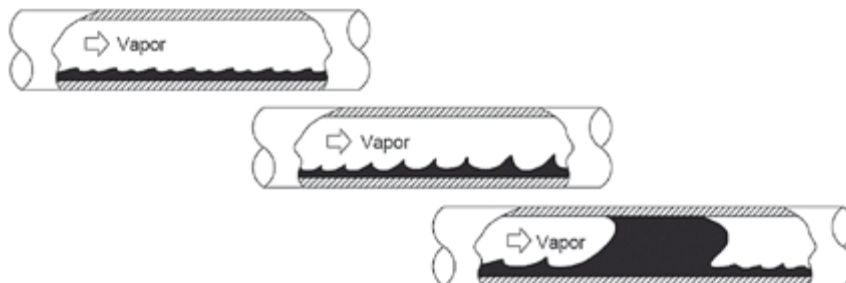


Figura 9. *Generación de bolsas de aire.*

Esta bolsa de agua es incompresible y, cuando discurre a una velocidad elevada, tiene una energía cinética considerable.

Cuando se obstruye su paso, a causa de una curva u otro accesorio de tubería, la energía cinética se convierte en un golpe de presión que es aplicado contra el obstáculo.

Normalmente se produce un ruido de golpe, que puede ir acompañado del movimiento de la tubería. En casos serios, los accesorios pueden incluso romperse con un efecto casi explosivo, con la consecuente pérdida de vapor vivo en la rotura, creando una situación peligrosa.

Afortunadamente, el golpe de ariete se puede evitar si se toman las medidas oportunas para que no se acumule el condensado en la tubería.

Evitar el golpe de ariete es una alternativa mejor que intentar contenerlo eligiendo buenos materiales, y limitando la presión de los equipos.

Las fuentes de problemas de golpe de ariete suelen estar en los puntos bajos de la tubería. Tales áreas son:

- Pandeos en la línea.
- Uso incorrecto de reductores concéntricos y filtros. Por este motivo, en las líneas de vapor es preferible montar filtros con la cesta horizontal.
- Purga inadecuada en líneas de vapor.

La siguiente figura muestra unos esquemas de típicas fuentes de golpe de ariete.

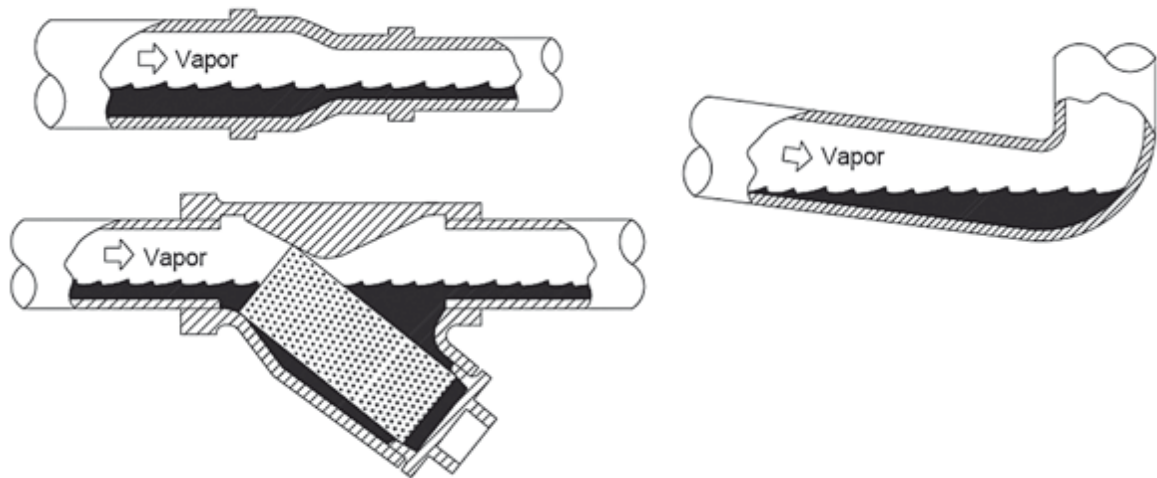


Figura 10. Generadores de golpes de ariete.(Spirax Sarco).

De forma resumida, para minimizar las posibilidades de golpe de ariete:

- Las líneas de vapor deben montarse con una inclinación descendente en la dirección del flujo.
- Los puntos de purga deben instalarse a intervalos regulares y en los puntos bajos.
- Deben montarse válvulas de retención después de los purgadores, ya que de otro modo se permitiría que el condensado se introdujera de nuevo en la línea de vapor o la planta durante las paradas.
- Las válvulas de aislamiento deben abrirse lentamente para permitir que el condensado que haya en el sistema pueda fluir sin brusquedad hacia los purgadores, antes de que el vapor a gran velocidad lo arrastre. Esto es especialmente importante en la puesta en marcha.

3.6.2 Presión

La presión a la que el vapor debe distribuirse está básicamente determinada por el equipo de la planta que requiere una mayor presión.

Si se tiene en cuenta, como se verá con más detalle posteriormente, que el vapor perderá una parte de su presión al pasar por la tubería, a causa de la pérdida de carga en la misma y a la condensación por la cesión de calor a la tubería, se deberá prever este margen a la hora de decidir la presión inicial de distribución en cabeza de instalación.

Resumiendo, cuando se selecciona la presión de trabajo, se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Presión requerida en el punto de utilización.
- Caída de presión a lo largo de la tubería
- Pérdidas de calor en la tubería.

El vapor a alta presión presenta un volumen específico menor que el vapor a baja presión. Por tanto, si el vapor se genera en la caldera a una presión muy superior a la requerida por su aplicación, y se distribuye a esta presión superior, el tamaño de las tuberías de distribución será mucho menor para cualquier caudal.

Ventajas de la generación y distribución de vapor a una presión elevada:

- Se requieren tuberías de distribución de vapor de menor diámetro.

- Menores pérdidas energéticas al presentar una superficie de intercambio menor.
- Menor costo de las líneas de distribución.
- Menor costo de accesorios de tubería y mano de obra de montaje.
- Menor costo del aislamiento.
- Vapor más seco en el punto de utilización, debido al efecto de aumento de fracción seca que tiene lugar en cualquier aumento de presión.
- La capacidad de almacenamiento térmico de la caldera aumenta.

Como contrapartida ocurrirá que al elevar la presión del vapor, los costos serán más altos también, pues para ello se requiere más combustible, por lo que siempre es prudente comparar los costos que representan elevar la presión del vapor a la máxima presión necesaria con cada uno de los beneficios potenciales mencionados anteriormente.

Si se distribuye a altas presiones, será necesario reducir la presión de vapor en cada zona o punto de utilización del sistema, con el fin de que se ajuste a lo que la aplicación requiere.

El método más común de reducir la presión es la utilización de una estación reductora de presión.

3.6.3 Tuberías

Probablemente el estándar de tuberías más común sea el derivado del American Petroleum Institute (API), donde las tuberías se clasifican según el espesor de pared de tubería, llamado Schedule (Espesor).

Estos Espesores están relacionados con la presión nominal de la tubería, y son un total de once, comenzando por 5 y seguido de 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140, hasta el Schedule 160. Para tuberías de diámetro nominal 150 mm y menores, el Schedule 40 (denominado a veces 'standard weight'), es el más ligero de los especificados. Sólo los Schedule 40 y 80 cubren la gama completa de medidas nominales desde 15 mm hasta 600 mm y son los Schedule Utilizados más comúnmente para instalaciones de tuberías de vapor.

Se pueden obtener las tablas de los Schedule en el BS 1600, que se usa como referencia para la medida nominal de la tubería y el espesor de la misma en milímetros. La tabla muestra un ejemplo de diámetros de distintas medidas de tubería, para distintos Schedule. En Europa las tuberías se fabrican según la norma DIN por lo que se incluye la tubería DIN 2448 en la tabla.

Tabla 1. Normas DIN para la fabricación de tuberías de condensados de vapor.

Tamaño de tubería (mm)		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
Diámetro interior (mm)	Schedule 40	15,8	21,0	26,6	35,1	40,9	52,5	62,7	77,9	102,3	128,2	154,1
	Schedule 80	13,8	18,9	24,3	32,5	38,1	49,2	59,0	73,7	97,2	122,3	146,4
	Schedule 160	11,7	15,6	20,7	29,5	34,0	42,8	53,9	66,6	87,3	109,5	131,8
	DIN 2448	17,3	22,3	28,5	37,2	43,1	60,3	70,3	82,5	107,1	131,7	159,3

3.6.4 Dimensionado de tuberías

Sobredimensionar las tuberías significa que:

- Las tuberías serán más caras de lo necesario.
- Se formará un mayor volumen de condensado a causa de las mayores pérdidas de calor.
- La calidad de vapor y posterior entrega de calor será más pobre, debida al mayor volumen de condensado que se forma.
- Los costes de instalación serán mayores.

Subdimensionar las tuberías significa que:

- La velocidad del vapor y la caída de presión serán mayores, generando una presión inferior a la que se requiere en el punto de utilización.
- El volumen de vapor será insuficiente en el punto de utilización.
- Habrá un mayor riesgo de erosión, golpe de ariete y ruidos, a causa del aumento de velocidad.

3.6.5 Derivaciones

Las derivaciones transportarán el vapor más seco siempre que las conexiones tomen el vapor de la parte superior de la tubería principal. Si la toma es lateral, o peor aún, de la parte inferior, transportarán el condensado, comportándose como un pozo de goteo. El resultado de esto es un vapor muy húmedo que llega a los equipos.

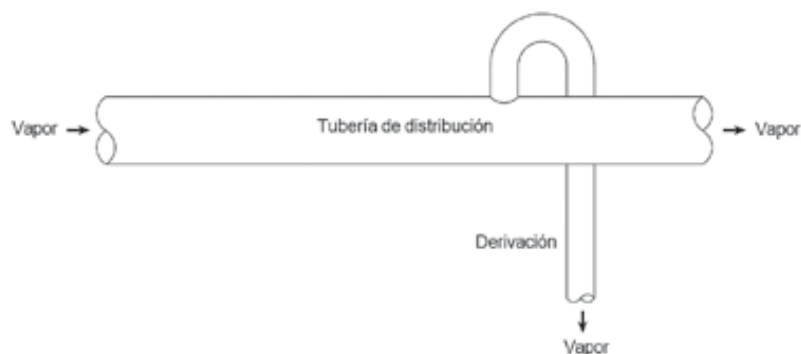


Figura 11. Modo correcto de agregar una distribución a una tubería. (Spirax Sarco)

3.6.6 Filtros

Hay que tener en cuenta que en toda tubería por la que circula un fluido, éste arrastra consigo partículas de todo tipo:

- En el caso de tuberías nuevas, estas partículas pueden proceder de fragmentos de arena de la fundición, del embalaje, virutas metálicas del mecanizado, trozos de varilla de soldar, tuercas y tornillos de montaje.
- En el caso de tuberías viejas tendremos óxido, y en zonas de aguas duras, depósitos de carbonatos.

Todas estas partículas arrastradas por el vapor a elevadas velocidades, producen en los equipos abrasión y atascos que pueden dejarlos inutilizados de forma permanente.

Por lo tanto, lo más conveniente es montar un simple filtro en la tubería delante de cada purgador, aparato de medida, válvula reductora y válvula de control.

La sección de un filtro típico se muestra en la figura siguiente:

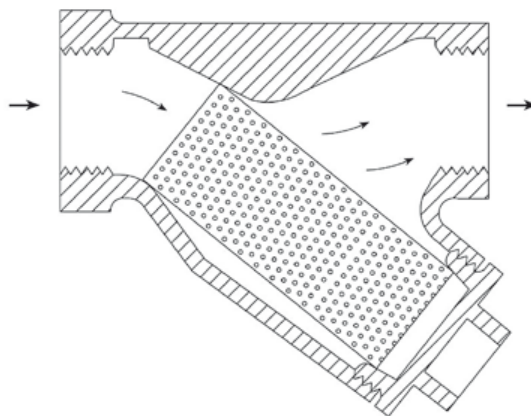


Figura 12 Filtro. (Spirax Sarco).

3.6.7 Purgadores

La utilización de purgadores es el método más eficaz de drenar el condensado de un sistema de distribución de vapor.

Los purgadores usados para drenar la línea deben ser adecuados para el sistema, y tener la capacidad suficiente para evacuar la cantidad de condensado que llegue a ellos, bajo las presiones diferenciales presentes en cada momento.

La especificación de un purgador para una línea de distribución debe considerar ciertos aspectos.

El purgador debe descargar en una banda muy próxima a la temperatura de saturación. Esto significa que a menudo la elección está entre purgadores mecánicos, como los de boya o de cubeta invertida, y los purgadores termodinámicos.

Cuando las tuberías discurren por el exterior de edificios y existe la posibilidad de heladas, el purgador termodinámico es el más adecuado porque, aunque se pare la línea y se produzcan heladas, el purgador termodinámico se descongela sin sufrir daños cuando se vuelve a poner en marcha la instalación.

Los purgadores de boya son la primera elección para evacuar el condensado de los separadores porque alcanzan altas capacidades de descarga y su respuesta es casi inmediata a los aumentos rápidos de caudal.

Los purgadores termodinámicos son también adecuados para purgar líneas de gran diámetro y longitud, especialmente cuando el servicio es continuo.

Los daños causados por las heladas son, en consecuencia, menos probables.

Para resumir esta sección hay que observar estas simples reglas:

- Deben instalarse las tuberías de manera que descendan en la dirección del flujo, con una pendiente no inferior a 40 mm por cada 10 m de tubería.
- Las líneas de vapor deben purgarse a intervalos regulares de 30 - 50 m, así como en cualquier punto bajo del sistema.
- Para instalar un punto de purga en un tramo recto de tubería, deberá utilizarse un pozo de goteo de gran tamaño, que pueda recoger el condensado (ver figura).

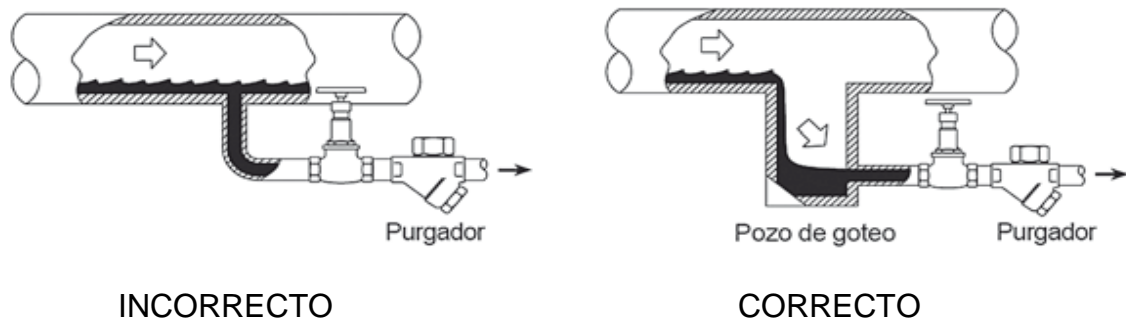


Figura 13. Instalación de un purgador en un tramo recto de tubería.

- La tubería debe montarse de manera que haya el mínimo de puntos bajos donde se pueda acumular el agua. Si se montan filtros, deben montarse con la cesta en posición horizontal.
- Las conexiones de las derivaciones deben partir de la parte superior de la línea, para tomar el vapor lo más seco posible.
- Las reducciones de diámetro deben ejecutarse con acoplamientos asimétricos.

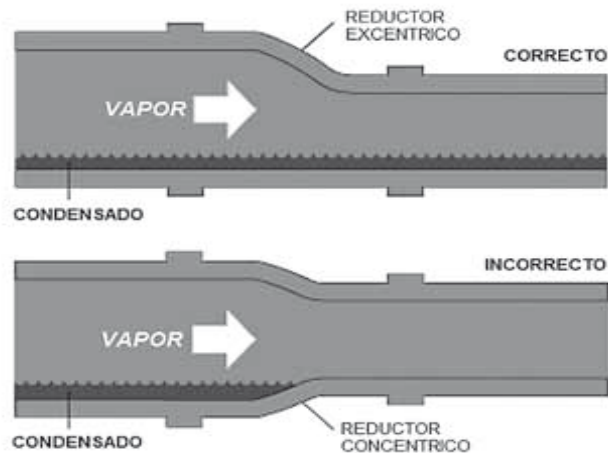


Figura 14. Ejecución correcta de las reducciones de tubería.

- Debe considerarse la instalación de un separador antes de cualquier equipo que utilice el vapor, para asegurar que recibe vapor seco.
- Los purgadores elegidos deben ser robustos para evitar el riesgo de daños por golpe de ariete, y ser apropiados para su entorno (p. ej. heladas).

3.6.8 Diseño eficiente de una red de distribución de vapor

Para un buen diseño es preciso fijar especial atención sobre una serie de puntos fundamentales a la hora de realizarlo:

- Realizar un correcto diseño hidráulico de la red de distribución y sus accesorios significa disponer del vapor en los distintos puntos de utilización en las condiciones necesarias, sin gastos energéticos inútiles y con la mínima inversión en instalación.
- Realizar un correcto diseño de la red de recuperación de condensados significa aprovechar la energía residual del condensado y disminuir los costos de inversión en instalación y operación.
- Realizar un correcto diseño de los sistemas de aislamiento térmico de toda la red significa transportar la energía desde el punto de generación hasta el

de utilización con las mínimas pérdidas energéticas por el camino y con la mínima inversión en instalación.

- d. Introducir en el diseño las tecnologías más avanzadas que permitan mejorar la eficiencia del diseño, significa aprovechar las oportunidades de recuperación energética que estén tecnológicamente disponibles.

4 LA RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS EN LAS REDES DE VAPOR

4.1 Necesidad de la recuperación de condensados desde el punto de vista de la eficiencia energética.

En el comienzo se han esbozado algunas razones sobre la necesidad de diseñar las redes de distribución de vapor en circuito cerrado de modo que los condensados generados retornen de nuevo a caldera para volver a generar vapor. Las razones para seguir esta línea son de dos tipos:

- Por razones de eficiencia energética
- De índole económica

Está claro que si se mejora la eficiencia energética, bajan los consumos de combustible y por tanto existe un ahorro económico.

En el caso específico del vapor además del ahorro debido a una mejor eficiencia energética, por el hecho de retornar los condensados a caldera se producen ahorros derivados de utilizar agua condensada y por tanto exenta de sales minerales, lo que nos evita los tratamientos químicos previos del agua de entrada en caldera. Esta es pues, una razón importante para proceder a la recuperación de condensados.

Entre las razones de eficiencia energética, tiene una especial relevancia la recuperación de condensados. Efectivamente, con sólo plantear un sencillo cálculo se puede vislumbrar hasta qué punto es importante.

Con el siguiente ejemplo, puede verse de una manera rápida el ahorro energético que puede conseguirse:

Se tiene una caldera que se alimenta con agua de red a 15°C y produce vapor a 10 bares, 200°C.

Existen dos posibles casos:

No recuperar condensados. El aporte energético que habrá que suministrar en caldera será el salto entálpico entre el agua líquida en las condiciones de entrada a caldera a T. de red y el vapor en las condiciones de distribución. Las correspondientes entalpías de los dos estados, inicial y final son:

Entalpía del líquido a 15°C, 10 bar – 0,017495 kWh/kg

Entalpía del vapor a 10 bares, 200 ° C – 0,783939 kWh/kg

Salto entálpico en caldera – 0,766443 kWh/kg

Ahora puede imaginarse que se recuperan los condensados mediante una red de condensados y se retorna con ellos a caldera en forma líquida a 90°C, 10 bar para entrar en estas condiciones en caldera.

Las correspondientes entalpías de los dos estados, inicial y final son:

Entalpía del líquido a 90°C, 10 bar – 0,104713 kWh/kg

Entalpía del vapor a 10 bares, 200 ° C – 0,783939 kWh/kg

Salto entálpico en caldera – 0,679225 kWh/kg

La diferencia entre ambos casos supone que se ahorran 0,087218 kWh/kg, o sea 87,2 kWh por tonelada de vapor producida que en términos económicos supone un ahorro de aproximadamente \$2600/T.

4.2 Diseño y cálculo de recolección de condensados de vapor.

4.2.1 Cálculo del aislamiento de la red de condensados

Cuando se auditan las condiciones del aislamiento térmico en cualquier planta industrial, se analizan factores como la temperatura de las superficies aisladas, la eficiencia de operación, el estado de la protección mecánica, entre otras.

Es muy común en estas inspecciones encontrar que la red de retorno de condensados no cuenta con aislamiento térmico, dado que no tiene las altas temperaturas del vapor saturado o sobrecalentado, o simplemente no se recupera. Pero tiene temperaturas altas, que pueden estar entre 185°F (85°C) y 230°F (110°C), que no son prácticas para los procesos, pero llegan a tener gran impacto en la eficiencia de los generadores de vapor.

En los generadores de vapor (calderas) se calienta agua hasta que se evapora a una presión determinada, por lo que es importante analizar el impacto de suministrar agua a los equipos a la mayor temperatura posible.

Sea cuál sea el método para tratar el agua para la caldera, al hablar de la eficiencia del equipo, entre más caliente se encuentre el agua de alimentación, menos combustible se debe consumir para alcanzar la temperatura y presión deseadas. Por esto se utilizan precalentadores y se recupera el condensado.

Al hablar del agua de alimentación en una caldera, podemos expresar un cambio en su temperatura con la siguiente ecuación:

Ecuación 1. *Calculo del cambio de temperatura.*

$$Q = C_p \times \Delta T \quad \circ \quad \dot{Q} = \dot{m} C_p \times \Delta T$$

Donde:

Q: calor entregado para generar un cambio de temperatura [BTU/lbm]

Cp: calor específico del agua = 1 BTU/lbm. R

ΔT : cambio de temperatura [R, °F]

La ecuación define la cantidad de calor que se requiere para llevar al fluido de una temperatura a otra a una presión determinada.

Los sistemas de vapor tienen pérdidas de energía que representa una ineficiencia, por lo que las tuberías deben ser aisladas para limitar dichas pérdidas. Independiente de la calidad o espesor del aislamiento, siempre habrá un nivel de pérdida de calor, El espesor del aislamiento en estas tuberías, será el máximo que garantice para las condiciones de uso de las tuberías más extremadas, que un operario al tocarlas, no se produzca daños por quemaduras, estimándose esta temperatura en 35°C como máximo, y además, que la pérdida de temperatura por enfriamiento, no sea tan significativa en el fluido interior de la tubería por la que circula, para ello el aislamiento deberá estar pegado a la tubería.

Aplicaremos la teoría de la transmisión del calor por convección, mediante la expresión:

Ecuación 2. *Calculo de intercambio de calor para tubería con aislamiento.*

$$q/l = \frac{2 \cdot \pi \cdot (T_1 - T_3)}{\frac{1}{r_1 \cdot h_{int.}} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_{acero.}} + \frac{1}{r_2 \cdot h_{ext.}}}$$

Ecuación 3. *Calculo de intercambio de calor para tubería sin aislamiento.*

$$q/l = \frac{2 \cdot \pi \cdot (T_1 - T_3)}{\frac{1}{r_1 \cdot h_{int.}} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_{acero.}} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{aislante.}}}$$

Donde:

q/l = Calor transmitido por metro lineal (W/h.m)

T_1 = temperatura del vapor (°C)

T_3 = temperatura exterior del aislante

T_4 = temperatura ambiente.

r_1 = radio interno de la tubería (m)

r_2 = radio externo de la tubería (m)

r_3 = radio externo del aislamiento

h_{int} = coef. Película vapor-acero (W/m²K)

h_{ext} = coef. Película tubería-aire

K_{acero} = conductividad del acero será; 58 W/m.K

$K_{aislante}$ = conductividad del aislante, que para lana de vidrio a utilizar, será de 0'046 W/m.K

Hallando h_{int} mediante:

$$h_i = Nu \cdot k / D$$

- Nu , número de Nusselt

- K ; conductividad del fluido interior o exterior, dependiendo del caso.

- D ; diámetro de la tubería.

4.2.2 Fundamentos de la transmisión de calor.

Cuando existen dos frentes de calor a distintas temperaturas se produce un flujo calorífico desde el frente más caliente al más frío, hasta que alcanza el equilibrio térmico, es decir, la igualdad de temperaturas para ambos frentes.

Existen tres formas de producirse ese flujo.

4.2.2.1 **Conducción.** Es típica de los sólidos. La elevación de temperatura aumenta la excitación de las moléculas. Esta excitación se transmite de unas a otras en la dirección de la zona más caliente (más excitada) a la más fría (menos excitada).

4.2.2.2 **Convección.** Es típica de los fluidos. Las moléculas en contacto con un cuerpo a temperatura más alta se calientan, disminuyendo su densidad y desplazándose por gravedad. Si a su vez entran en

contacto con un cuerpo más frío, ceden calor, aumentan su densidad y se desplazan en sentido contrario, formándose así un ciclo de convección.

4.2.2.3 Radiación. Todos los cuerpos emiten radiación en forma de calor y la cantidad que emiten aumenta con su temperatura. La radiación está constituida por ondas electromagnéticas de diferentes frecuencias. Mientras las dos formas de transmisión anteriores (conducción y convección) necesitan de un soporte material; la transmisión por radiación puede realizarse en el vacío.

4.2.3 Perdidas Térmicas.

Las perdidas térmicas en una red de tuberías de vapor son debidas al flujo calorífico que se produce por el hecho de que éstas se encuentran a una temperatura superior a la temperatura del ambiente que las rodea.

La transmisión de calor desde una tubería caliente hacia el ambiente se produce mediante los tres modos de intercambio que acaban de verse en el apartado anterior.

Por un lado se presentará transmisión por conducción, tanto en la propia pared de la tubería, como en el aislante que la rodea si es el caso.

Por otro lado tendremos una superficie exterior que emitirá radiación hacia el ambiente por el hecho de estar a una temperatura superior a este.

Por fin, entre el fluido que circula por la tubería y la pared interna de la tubería así como entre la pared externa de la tubería o aislante y el aire ambiente exterior, se producirá una transmisión por convección.

Cada uno de estos modos de transmisión viene caracterizado por una resistencia a la transmisión de calor característica de cada uno de los modos de transmisión.

Estas resistencias podemos agruparlas en dos:

- Resistencias de conducción

- Resistencias de pared que incluyen convección y transmisión

La resistencia total al paso de calor es la suma de ambas y regirá el flujo de calor desde el interior hacia el exterior (caso del vapor, interior más caliente que el ambiente). Como a su vez existen dos paredes, una interior y otra exterior, puede definirse la resistencia total al paso de calor como:

$$R = R_{pi} + R_c + R_{pe}$$

Donde:

R_{pi} = Resistencia pared interior

R_c = Resistencia conducción

R_{pe} = Resistencia pared exterior

La red de distribución de vapor es el conjunto de elementos que unen el generador de vapor y los equipos de consumo.

Los sistemas de vapor tienen pérdidas de energía que representa una ineficiencia, por lo que las tuberías deben ser aisladas para limitar dichas pérdidas. Independiente de la calidad o espesor del aislamiento, siempre habrá un nivel de pérdida de calor, y esto hará que el vapor se condense a lo largo del sistema principal.

El espesor del aislamiento en estas tuberías, será el máximo que garantice para las condiciones de uso de las tuberías más extremadas, que un operario al tocarlas, no se produzca daños por quemaduras, estimándose esta temperatura en 35°C como máximo, y además, que la pérdida de temperatura por enfriamiento, no haga condensar al vapor en el interior de la tubería por la que circula, para ello el aislamiento deberá estar pegado a la tubería.

4.3 Diseño y cálculo de purgadores y separadores.

A la hora de definir un purgador lo primero que hay que plantearse es lo que se le va a exigir:

4.3.1 Eliminación de aire.

En la puesta en marcha el purgador debe ser capaz de descargar aire. Hasta que el aire sea desplazado, el vapor no puede ocupar su espacio propio y el calentamiento se hace lento. Las pérdidas fijas aumentan y la eficiencia de la planta disminuye.

Aquí los purgadores termostáticos tienen una clara ventaja sobre otros tipos ya que están totalmente abiertos en la puesta en marcha.

4.3.2 Extracción de condensado.

Una vez eliminado el aire, el purgador debe eliminar el condensado pero no el vapor. Los escapes de vapor en este punto implican un proceso poco eficiente y no económico. Por esta razón, el purgador ha de dejar pasar el condensado generado pero no el vapor.

Cada tipo y modelo de purgador tiene unas características específicas de capacidad de extracción de condensados y hay que elegir la que se adapte a las características de caudal de condensado generado en cada punto de nuestra instalación.

Una de las causas principales de una eficacia reducida en una planta de vapor es el inundamiento que aparece por haber seleccionado un purgador inadecuado.

4.3.3 Rendimiento térmico

Una vez considerado el requisito básico de eliminación de aire y condensado, se debe prestar atención al rendimiento térmico.

Esto simplemente significa valorar cuánto calor es aprovechable de un peso dado de vapor utilizado y cómo el purgador puede influir en este resultado.

Sobre esta base el purgador termostático parece, a priori, ser la mejor elección, pero en la mayoría de aplicaciones es preciso retirar el condensado a la temperatura de vapor. Esto requiere un purgador con unas propiedades de trabajo diferentes a las del tipo termostático, que normalmente recaen dentro del grupo de purgadores del tipo mecánico o termodinámico.

Cuando se escoge un purgador lo primero que hay que considerar es la necesidad del proceso. Esto hará elegir una familia de purgadores. La manera en que el proceso está conectado al sistema de vapor y condensado hará elegir el tipo de purgador que trabajará mejor bajo esas circunstancias. Una vez se haya escogido, es preciso dimensionar el purgador. Esto estará determinado por las condiciones del sistema y los parámetros del proceso tales como:

- Presiones máximas de vapor y condensado.
- Presiones de trabajo de vapor y condensado.

- Temperaturas y caudales.
- Si el proceso está controlado por temperatura.

4.3.4 Fiabilidad

Indudablemente, la fiabilidad es una cuestión importante. Significa la posibilidad de trabajar en condiciones normales con requerimientos mínimos de atención.

4.4 Calidad del condensado que retorna a la caldera.

El condensado que retorna a la caldera debe tener la misma calidad que el agua tratada empleada para alimentarla. Según sea las especificaciones del fabricante, que dependen de la presión de operación de la caldera, se deberá monitorear la calidad del condensado. Esto es necesario porque el condensado retorna desde procesos en los que existe el peligro de contaminación.

Por ejemplo, puede suceder que el condensado provenga de un intercambiador de calor en el que por una deficiente selección del equipo hay tensiones de origen térmico que producen filtraciones del fluido hacia el vapor. Este al condensarse incorpora pequeñas cantidades de ese fluido, independientemente de que éste sea un gas o un líquido, y el condensado queda contaminado. Lo más fácil de detectar es la contaminación por sustancias conductoras de electricidad ya que éstas aumentan mucho la conductividad eléctrica del condensado.

Si la conductividad llega a estar a un 10% de la máxima admisible en la caldera, será necesario llevar esa corriente a tratamiento ya que es riesgoso que entre en la caldera. Será también necesario revisar el equipo a fin de que pueda causar algún problema y con ello detectar y resolver la falla.

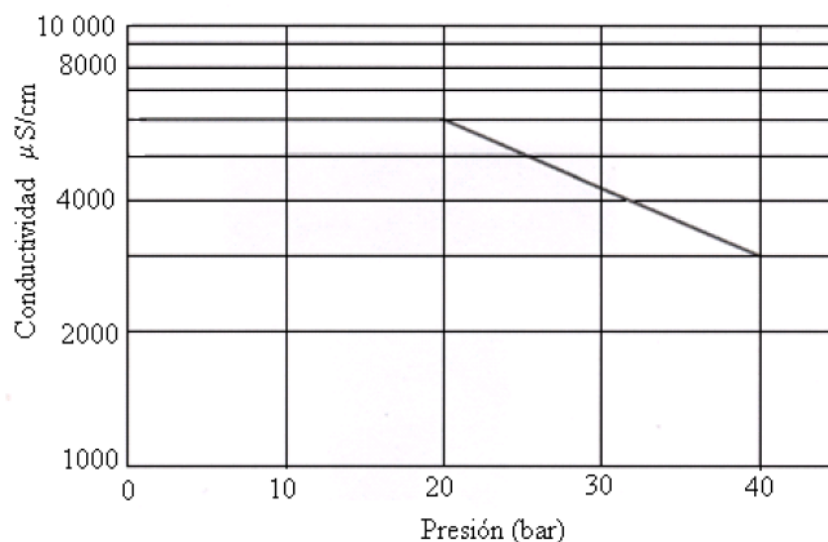


Figura 15. Conductividad para calderas a diferentes presiones.

Las sustancias no iónicas que no aumentan o aumentan muy poco la conductividad eléctrica del condensado plantean otro problema más difícil. Las sustancias no iónicas que causan contaminación al condensado con más frecuencia son los aceites. Otras sustancias que suelen contaminar el condensado se listan en la siguiente tabla.

Tabla 2. Elementos contaminantes posiblemente presentes en los condensados.

Sustancias contaminantes mas habituales en el condensado	
Azúcares	Fuel oil (calidad 1 al 6)
Grasas	Grasas y aceites animales y vegetales
Nafta	Aceites de máquina, cortes de petróleo
Kerosén	Aceites lubricantes
Hexanos	Licor negro (industria celulósica)
Ácidos grasos	Crudo topeado

fuelle (leon, 2010).

4.5 Tecnologías avanzadas en distribución y recuperación de vapor.

4.5.1 Vapor “flash”.

Ya se ha visto, en el capítulo 5, dedicado al cálculo de la red de condensados, el comportamiento habitual del condensado cuando se procede a su evacuación desde la red de distribución de vapor así como su balance energético.

Se habían tratado dos posibles situaciones entre las que había que decidir, aprovechar el vapor flash generado en la descompresión o no aprovecharlo.

Hoy en día no se concibe una red de condensados de una instalación medianamente grande sin aprovechamiento de vapor flash. Las razones son obvias, por un lado economía de instalación de retorno de condensados debido a menores diámetros utilizados en las tuberías y por otro lado economía energética debido a que se dispone de un vapor utilizable de nuevo en procesos a más baja temperatura.

El aprovechamiento del vapor flash pasa por su oportuna y adecuada separación del condensado y su posterior almacenamiento en un tanque de revaporizado desde el cual se emplea. Para la separación del condensado del vapor flash se utilizan unos tanques específicos como el que muestra la siguiente figura:

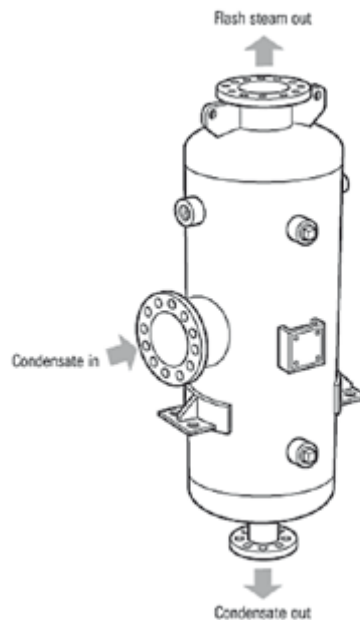


Figura 16. Separador de vapor flash (Spirax Sarco).

Una instalación típica de recuperación de vapor flash queda de manifiesto en el siguiente diagrama que muestra una instalación de calentamiento de aire de cuatro etapas la primera alimentada con vapor flash procedente de revaporización de condensados de las tres siguientes:

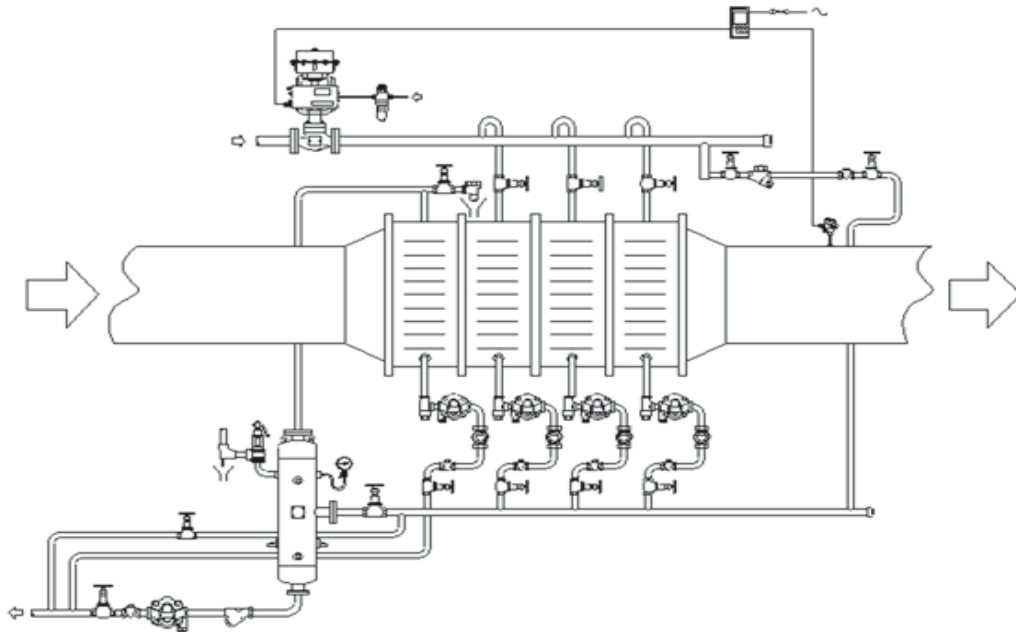


Figura 17. *Instalación de calentamiento de aire con recuperación de vapor flash (Spirax Sarco)*

4.5.2 Cálculo del aprovechamiento del vapor flash

Ya en el apartado dedicado al cálculo de la red de condensados se había visto cómo se producía el vapor flash y se había planteado un primer cálculo del aprovechamiento que se podía hacer de él. (Ver figura 16.)

Igualmente se había planteado la forma de realizar estos cálculos mediante la aplicación PCTvapor.

Cuando el planteamiento es recuperar el vapor flash para su posterior uso, se acaba de ver el equipo necesario para ello.

El dimensionamiento de los equipos separadores de vapor flash es un tema que las casas comerciales lo tienen resuelto mediante ábacos, de modo que con unas pocas variables de entrada puede elegirse el equipo adecuado a las condiciones de cada proceso.

Un ejemplo de ello es el ábaco que propone la casa Spirax Sarco para elección de sus equipos standard.

Tabla 3. Abaco de selección de equipos de recuperación de vapor flash (Spirax Sarco)

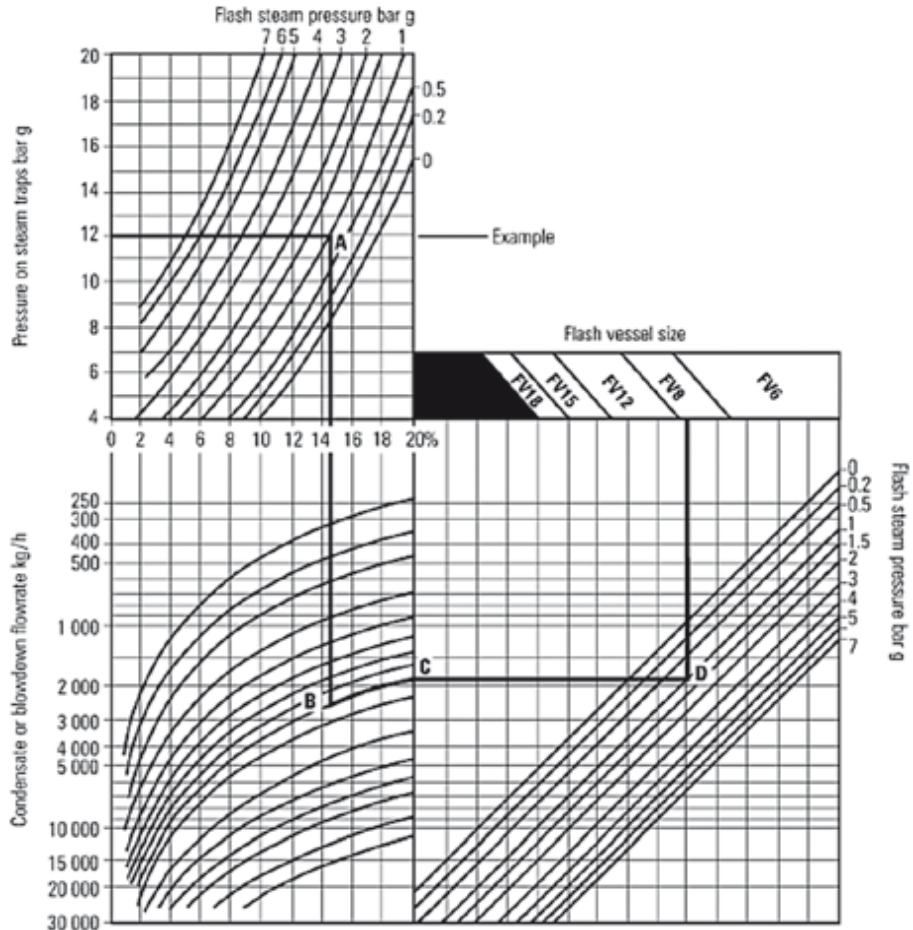


Fig. 14.6.4 Flash vessel sizing chart

Este ábaco permite, a partir de las presiones de la red de vapor, de la de condensados y del caudal de evacuación de condensados, determinar el tamaño del equipo adecuado.

Partiendo del valor de la presión del condensado antes de descarga en purgadores en el gráfico superior izquierdo eje de abscisas, trazar una recta horizontal hasta que corte en A con la curva de presión en la red de condensados. Desde A, trazar una vertical sobre el gráfico inferior izquierdo hasta el valor en abscisas del caudal de condensados. Esta vertical corta a una de las curvas del gráfico en el punto B y a su paso por el eje de ordenadas del gráfico superior izquierdo facilita el porcentaje de vapor flash generado.

Seguir esta curva hacia la izquierda hasta que corte al eje de abscisas del gráfico inferior derecho en C.

Trazar una línea horizontal sobre el gráfico desde C hasta el punto de corte con la línea de presiones de la red de condensados en el punto D.
Desde D subir una vertical hasta el eje de ordenadas superior del gráfico inferior derecho lo que proporcionará la dimensión del equipo necesario.

4.5.3 Termo compresión

A menudo el empleo del vapor flash presenta el inconveniente de su reducida presión, lo que imposibilita hacer un uso adecuado del mismo, razón por la cual es preciso procesarlo para elevar su presión.

Existen básicamente dos maneras de aumentar la presión de un vapor flash, mediante compresión mecánica o bien mediante termo compresión.

La primera de las posibilidades se emplea muy poco, debido a los elevados costos, tanto de equipos como de energía eléctrica necesaria para su operación.

La segunda de las posibilidades precisa de equipos mucho más baratos y emplea la propia energía del vapor de alta presión del que se dispone en la red de vapor. El equipo que se emplea se basa en el principio del eyector de vapor y su geometría debe de estar correctamente dimensionada para los caudales de vapor flash a tratar y las condiciones finales que se pretenden.

Un esquema de un termocompresor de vapor con regulación del caudal de alimentación de alta para adecuar el punto de trabajo en cada momento se muestra en la figura que se presenta a continuación.

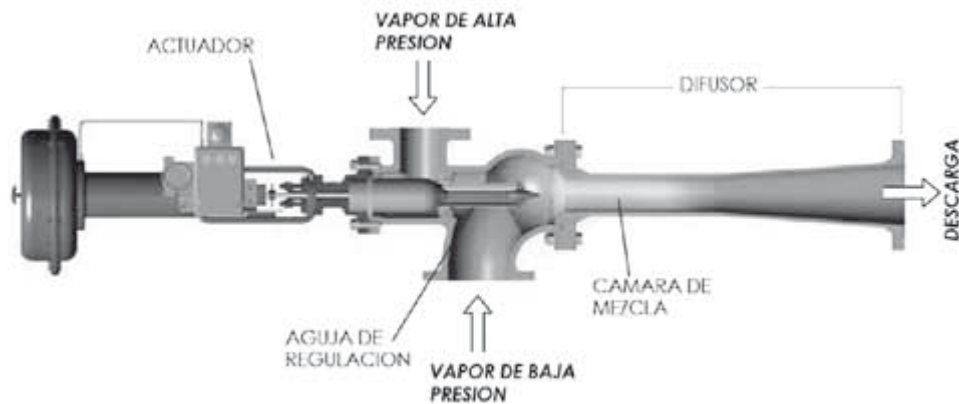


Figura 18. Esquema de un termocompresor

Con sólo 3 componentes básicos; boquilla, cámara de mezcla y difusor, el termocompresor es un elemento altamente eficiente en términos energéticos.

La boquilla permite la expansión del vapor motriz (también llamado primario o actuante) hasta un estado con alta velocidad. El difusor incluye la sección de entrada del vapor succionado (también llamado secundario); en esta cámara, el vapor succionado es arrastrado por el vapor motriz. La cámara de mezcla permite

el mezclado íntimo entre los vapores motriz y succionado, lo que implica la aceleración del vapor aspirado y la desaceleración del vapor mezclado (mezcla del motriz y el aspirado), con el consiguiente aumento de presión.

Dado que el termocompresor es un equipo que necesita un balance muy ajustado de presión motriz y presión de succión, cada aplicación es revisada y calculada por los ingenieros de diseño de la casa que lo comercializa, para lo que se necesita la siguiente información en cada caso:

- Presión motriz
- Presión de succión
- Presión de descarga
- Flujo de descarga

Las ecuaciones que rigen el diseño de un termocompresor se basan en balances de masa y energía.

Un diseño típico de recuperación de vapor flash con termocompresor podría ser el que se muestra a continuación:

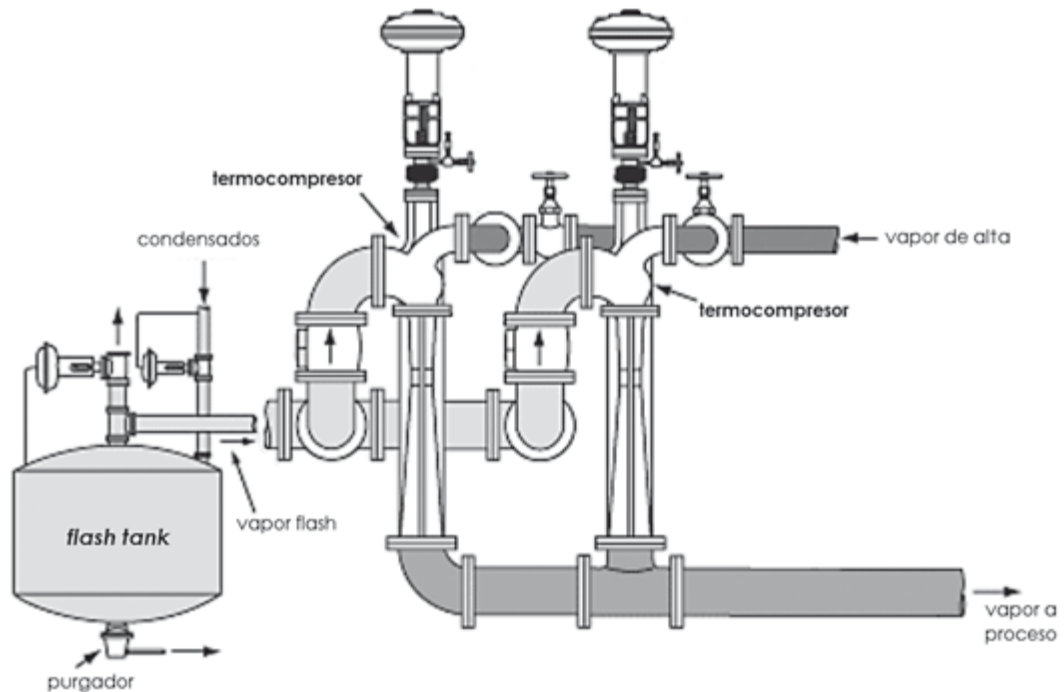


Figura 19. Recuperación de vapor flash con dos termocompresores.

4.6 Generalidades sobre el retorno de condensado.

Cuando se dimensiona tubería de condensado, hay que tener mucho cuidado con el efecto de revaporizado. El condensado antes de ser descargado por las trampas de vapor, es agua caliente a la presión de trabajo de la instalación. Una vez descargado pasa a ser agua caliente a la presión de la línea de condensado más cierta cantidad de revaporizado.

Esto impide calcular la dimensión de las tuberías como si se tratara simplemente de tuberías de agua. No obstante, para casos prácticos y como aproximación se describirá un procedimiento sencillo basado en los tres periodos de funcionamiento de una planta de vapor

a) PUESTA EN MARCHA: En esta operación el aire y el condensado frío son descargados a través de trampas de vapor

b) PRECALENTAMIENTO: La trampa de vapor descarga gran cantidad de condensado frío debido a que la instalación no llega a la temperatura de régimen

c) RÉGIMEN: Una vez que la instalación ha llegado a la temperatura deseada, el caudal del condensado se reduce al normal del régimen, pero como ahora el condensado tiene una temperatura próxima a la del vapor, tendremos revaporizado

De acuerdo a la experiencia, se sabe que si diseñamos la tubería de retorno, como si se tratara de una tubería de agua, con el caudal correspondiente a las condiciones de precalentamiento, será capaz de transportar el condensado y revaporizado de régimen

4.7 Cálculo del diámetro de la tubería de retorno de condensado.

Los datos que se necesitan para dimensionar tuberías de retorno de condensados son los siguientes:

- Presión de suministro de vapor
- Carga de condensado
- Presión de tubería de retorno de condensado
- Velocidad permisible en la tubería de retorno de condensado

De los parámetros mencionados, hablaremos de uno muy importante, la velocidad permitida en la tubería.

Cuando el condensado caliente es descargado en una línea de retorno, cierta parte se revaporiza, convirtiéndose en vapor. Por lo regular, el volumen de vapor es mucho mayor que el volumen de agua y para evitar presiones excesivas y deterioro en las tuberías de retorno, las dimensiones de éstas deben ser hechas de tal forma que el volumen de la mezcla (condensado + revaporizado) circule a una velocidad razonable, esta velocidad para las líneas de condensado recomendada por Armstrong y Spirax Sarco no debe exceder los 5000 ft / min. Fuente (leon, 2010).

5 METODOLOGIA.

5.1 Cálculo de la carga de condensados de las maquinas de la planta de acabados.

Las líneas existentes en la planta de acabados, se diseñaron teniendo en cuenta el consumo de vapor de cada máquina, presión de suministro, velocidad nominal permisible, tipos de trampas y presión de la línea de retorno de condensados. Entre los años 80 y 90, aumentó en la planta el nivel de producción y con ello, el número de máquinas, consumo de energía y hoy día con la centralización de las plantas da como consecuencia, el aumento en la cantidad de condensado producido, mas no se presentaron cambios en la red de recolección de los mismos.

Se dio inicio al proyecto, teniendo como base las redes que actualmente existen. Para ello se ha adquirido el plano de la planta de acabados, para tener claro las líneas principales y secundarias que hay actualmente. Luego, en una reunión interdisciplinaria con el Gerente de Mantenimiento, el asesor de grado y los estudiantes, para que basados en el esquema actual y las nuevas máquinas que han ingresado, se definiesen los elementos de toma de datos, para conocer qué características tienen las líneas existentes y basado en ello, que características deberían tener las líneas que hacen falta en las maquinas recientemente adquiridas por esta planta. De allí se ha definido trabajar con los pasos a seguir:

- Establecer las características de la red de condensados actual, tanto en líneas primarias como secundarias.
- Verificar el estado actual y las características de las maquinas existentes en la planta.
- Calcular los diferentes métodos de la producción de condensado.
- Calcular las características que debe tener la red faltante.
- Diseñar la forma de conexión y la ubicación más recomendada de los accesorios en las redes secundarias.
- Plantear una propuesta de diseño para construir las redes faltantes.

- Estimar los beneficios económicos y ambientales que se pueden lograr de llegar a ejecutarse la propuesta.

Es importante conocer la ruta que siguen los condensados y su dirección, para así tener la certeza de la energía que puede recuperarse para la planta.

5.2 Método.

En vista al conocimiento adquirido por los estudiantes durante la carrera y la correlación con la plantas térmicas y de acabados de la empresa Fabricato, evidencian gran pérdida de energía térmica, derivada de los condensados de vapor que generan como residuo las máquinas y equipos de la planta de acabados de la empresa en mención.

Una vez por método inductivo se evidencian las perdidas, se procede a analizar el estado de la red actual de cada máquina, evaluando los elementos necesarios para integrarlas a la línea principal de la red de condensados, tales como numero de trampas, distancia a dicha línea, accesorios y la disposición de las máquinas que se encuentran conectadas a la red, verificando hasta qué punto cumplen con las especificaciones mínimas para retornar de manera adecuada los condensados de vapor y retornarlos a la planta térmica, lo anterior conlleva a una serie de cálculos y análisis que permiten hacer una propuesta de integrar a la red de condensados todas las máquinas de la planta de acabados y avalando o sugiriendo cambios en tramos de la red actual, recuperando la energía que contienen los condensados de vapor de la manera más óptima posible.

5.3 Técnicas de recolección de la información.

5.3.1 Recolección de datos.

Se obtienen los datos para el rediseño de la línea, tales como presión de entrada, presión de línea de retorno basado en los datos de longitud de elevación, según recomendaciones de tablas normalizadas, trampas de vapor existentes en la

planta, tipos de trampas a usar en las máquinas que se conectarían a la red, referencias y cantidad.

5.3.2 Levantamiento de planos.

Se inicia el bosquejo general desde un plano existente, para identificar y reconocer las redes actuales, el posible camino para conectar las máquinas que no están conectadas y además indicar cuales serían los posibles caminos recomendados para redes futuras. Luego serán base para la propuesta final de cómo se sugiere la construcción adicional de toda la red.

5.3.3 Muestreo de máquinas por zonas.

Es imperativo conocer que calidad y cantidad de condensado arroja cada máquina, por ello, se ha dividido la recolección de condensados en 2 líneas, cada una de ellas tiene 4 zonas y cada zona tiene maquinas asignadas dependiendo de su ubicación en la planta y la cercanía a la red principal existente. Esto se detalla en el desarrollo de los cálculos que hacen parte del numeral 8.

5.3.4 Calculo de líneas.

Una vez se obtengan los datos, recolectados en campo, por tablas y especificaciones de las máquinas, se procede a realizar cálculos de la producción de condensados, ya de allí se pueden estimar las dimensiones requeridas que se sugerirán para la construcción de la misma.

6 DESARROLLO.

6.1 Calculo de los condensados de vapor generado en la planta de acabados.

Para medir los valores de generación de condensados se usaron principalmente dos procedimientos:

6.1.1 Aforado.

Con este método práctico, se toma el condensado directamente de la máquina, evaluando su estado, ya que por diferencia de peso podemos establecer cuál es su volumen real.

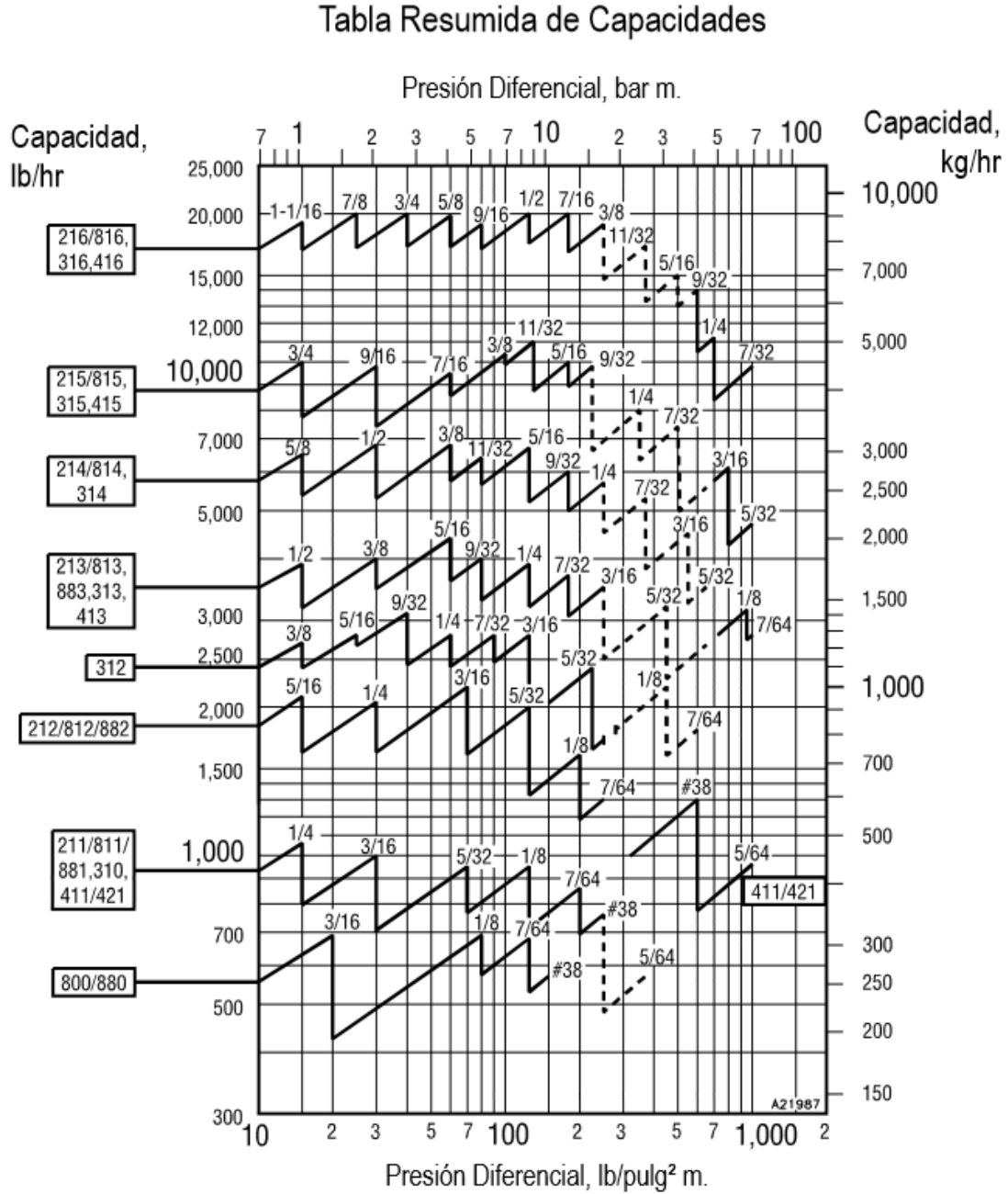
6.1.2 Tablas normalizadas.

En los casos que no sea posible tomar el método de aforado, por no existir válvulas de prueba en las trampas de vapor, se debe recurrir a las tablas de las diferentes trampas y su generación de condensado (Ver tabla 4).

Procedimiento:

- a. de la presión de suministro y presión de retorno, se obtiene la presión diferencial.
- b. La presión diferencial se ingresa a la tabla y se ubica la curva de la trampa que corresponde a esa presión.
- c. Una vez allí, se desplaza horizontalmente para encontrar el dato de producción o descarga de condensado. Como este dato es de descarga continua, se toma un factor de seguridad de 3, ya que éste es el que se usa sobre la carga de condensado cuando se va a seleccionar la trampa de vapor.
- d. Con el dato anterior, se divide el valor hallado por 3 y se obtiene la producción de condensado para una trampa bajo estas condiciones.

Tabla 4. Valores de Presión diferencial y dimensionamiento para hallar la carga de vapor.
 Fuente (ARMSTRONG_INTERNATIONAL, 2013)



Es de anotar que los datos encontrados en las tablas son cercanos a los reales, más no exactos, por las diferentes variables que tiene cada proceso en particular, por ello, para sugerir el diseño, se tomara el dato superior siguiente en la tabla al valor hallado en el cálculo.

6.1.3 Cálculo del vapor Flash.

El porcentaje de vapor flash fue calculado con la máxima presión de suministro del sistema, la cual es de 80 PSI (5.52 bar) y la presión de la línea de retorno, la cual es de 10 PSI (0.69 bar); La presión de suministro se aproxima a 6 bar y la de retorno a 1 bar, esto nos arroja que el porcentaje de vapor flash para el sistema es de 8.72%.

Tabla 5. Porcentaje de condensado que se convierte en vapor Flash. Fuente: Seditesa Hoja Técnica 9.

PORCENTAJE EN PESO DEL CONDENSADO QUE SE CONVIERTE EN VAPOR FLASH

Presión primaria (barg)	PRESIÓN SECUNDARIA (barg)					
	0	0,2	0,5	1	2	4
0,2	0,97					
0,5	2,21	1,25				
1	3,90	2,94	1,71			
2	6,38	5,44	4,22	2,54		
4	9,88	8,96	7,77	6,12	3,65	
6	12,40	11,50	10,33	8,72	6,28	2,70
8	14,44	13,55	12,40	10,81	8,41	4,88
10	16,12	15,24	14,11	12,53	10,17	6,69
12	17,63	16,76	15,63	14,08	11,74	8,30
14	18,95	18,09	16,98	15,44	13,12	9,72
16	20,15	19,30	18,19	16,67	14,37	11,00
18	20,73	19,88	18,78	17,26	14,97	11,62
21	22,76	21,93	20,84	19,35	17,10	13,80

Este porcentaje, es valor de entrada para multiplicarlo por la carga del condensado y con éste resultado nos vamos a la tabla de caudal de vapor flash, con 1 bar de Psig de retorno y una velocidad de 25 m/s hallamos el diámetro de la tubería, si el valor no se encuentra preciso se aproxima al siguiente superior.

Tabla 6. Tabla para hallar el diámetro de la tubería adecuado para la descarga de cada máquina. Fuente, (SEDITESA).

		CAUDAL DE VAPOR FLASH, Kg/h								
PRESIÓN (barg)	VELOCIDAD (MS)	DN, mm								
		15	20	25	32	40	50	65	80	100
0,5	5	3	6	9	16	22	36	60	83	139
	10	7	12	19	33	45	72	120	166	279
	20	14	24	39	67	90	144	241	332	559
	25	18	30	49	84	113	181	301	415	699
	30	21	36	59	101	135	217	361	498	839
1	5	4	7	12	22	29	47	78	108	183
	10	9	15	25	44	59	94	157	217	366
	20	19	31	51	88	118	189	315	434	732
	25	23	39	64	110	148	237	394	543	915
	30	28	47	77	132	177	284	473	651	1098
2	5	6	11	18	32	42	69	115	158	267
	10	13	23	37	64	86	138	230	317	535
	20	27	46	75	129	173	277	461	635	1071
	25	34	58	94	161	216	346	576	794	138
	30	41	69	113	193	260	416	692	953	1606
3	5	9	15	24	42	56	90	151	208	350
	10	18	30	49	84	113	181	302	416	701
	20	36	60	99	169	227	363	604	832	1403
	25	45	76	124	211	284	454	755	1040	1754
	30	54	91	149	253	340	545	906	1248	2104
4	5	1	18	30	52	70	112	186	256	432
	10	22	37	61	104	140	224	372	513	865
	20	45	75	122	208	280	448	745	1027	1730
	25	56	93	153	261	350	560	932	1283	2163
	30	67	112	183	313	420	672	1118	1540	2596
5	5	13	22	36	61	83	133	221	304	513
	10	26	44	72	123	166	266	442	609	1027
	20	53	89	145	247	332	532	885	1219	2055
	25	67	111	181	309	416	665	1107	1524	2569
	30	80	133	218	371	499	798	1328	1829	3083

6.2 Cálculos de dimensionamiento en redes domiciliarias y red principal de la línea 1.

Esta es la primera parte de la planta a la cual se realiza el estudio de redes secundarias de condensado. Es importante para la comprensión de este informe tener en cuenta:

-Perdidas por columna de elevación: La presión de las líneas de retorno, se han tomado con valor de 10 PSI, ya que en promedio se elevará el condensado a 5 m

en horizontal desde su punto de expulsión, lo cual ocasiona pérdidas de 0.1 Bar/m.

-Se recomienda que la presión de la columna vertical sea la única contrapresión al momento de diseñar la línea.

$$0.1 \text{ bar/m} * 5 \text{ m} = 0.5 \text{ bar}$$

$$0.5 \text{ bar} * 14.5 \text{ Psi/bar} = 7.25 \text{ Psi}$$

Este valor se aumenta 38%(factor de 3) por seguridad, lo cual nos entrega una presión retorno final de 10 Psig.

Se calculó la producción de condensados y de la línea de retorno, el cual se hará con base en:

-La presión de suministro.

-La presión retorno.

-El tipo y cantidad de trampas de vapor que tenga cada máquina.

Las maquinas presentan una gran variedad de trampas de condensados, las referencias de las trampas instaladas en las diferentes maquinas fueron las siguientes:

Tabla 7. *Trampas de vapor instaladas en las máquinas de la planta de acabados.*

ARMSTRONG	SPIRAX SARCO	GESTRA
800	FT 14	UNA23H- A013
811	FT 14 HC	
812	FT 10	
813	TD 52	
880	BPT 13	
882	B 1H S 125	
212	FT 125	
213	HM 00/7	
214		

Como calculo base para conocer la cantidad de condensado arrojado por cada equipo de la planta, se tomó el realizado para la maquina ESTAMPADORA ZIMMER. Como ejemplo.

Es importante resaltar que el uso de las tablas para el dimensionamiento de las líneas de retorno de la ARMSTRONG Y SPIRAX SARCO se debe a que el condensado no se comporta totalmente como agua ni tampoco como vapor, por lo siguiente:

Si el agua se calienta bajo presión, el punto de ebullición es mayor de 100 °C, y por lo tanto el calor sensible requerido es mayor. Para cada valor de presión existe una temperatura de ebullición y su contenido de calor.

Si se reduce la presión (ocurrida después que el condensado pase por las trampas) el contenido de calor se reduce y la temperatura del agua cae a la temperatura de ebullición, de la nueva presión. Esto indica que cierta cantidad de calor sensible se desprende y éste será absorbido en forma de calor latente haciendo que parte del agua se evapore, formando así el llamado vapor flash.

Ahora se procede a calcular las variables correspondientes a las máquinas de esta zona.

Tabla 8. *Datos recolectados para calcular la producción de condensados en la maquina Zimmer, practicado para cada máquina de la planta.*

MAQUINA	TIPO DE RED ACTUAL	DIAMETRO TUBERIA(pulg.)	TRAMPAS DE VAPOR	TIPO TRAMPAS	PRESION SUMINISTRO (psig)	PRESION RETORNO (psig)	PRESION DIFERENCIA L (psig)
ZIMMER	Aérea	2	4	IB 882	80	10	70

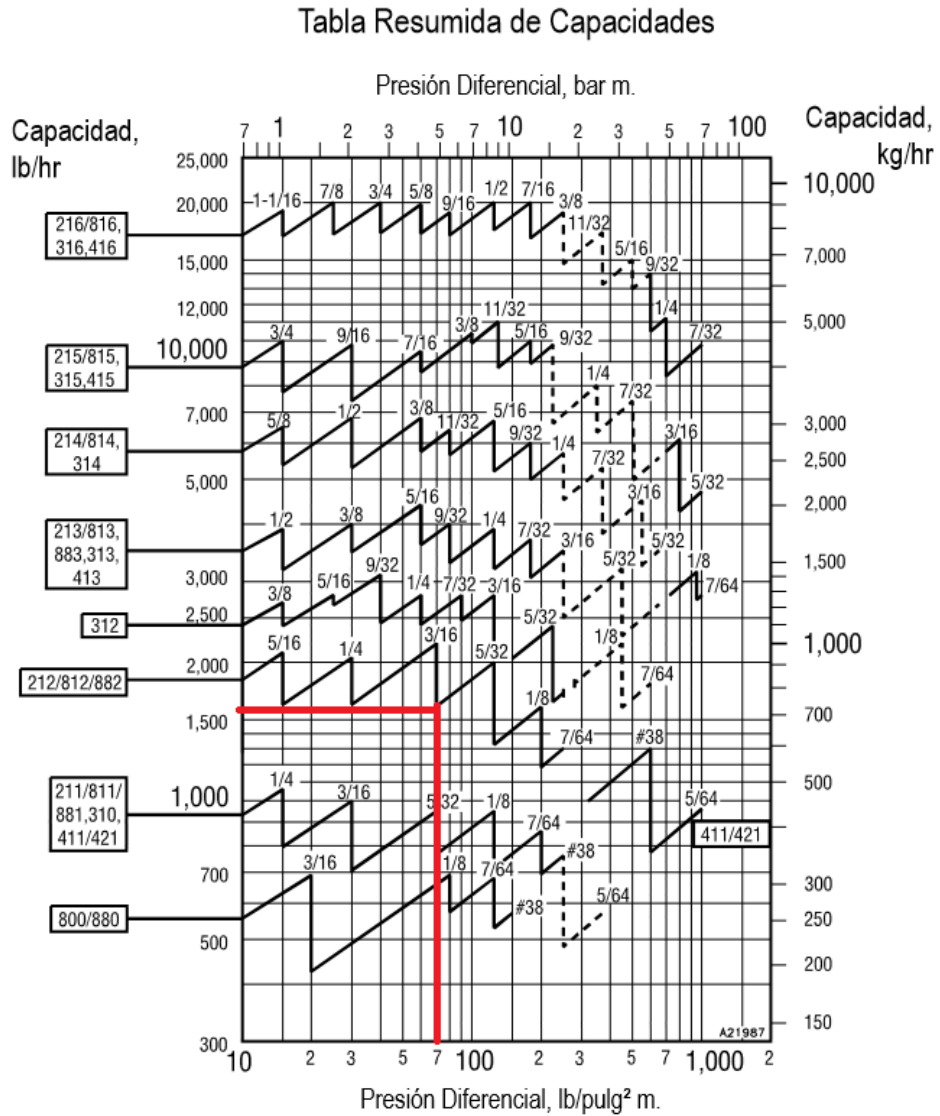
6.2.1 Cálculo de producción de condensado.

NOTA: Considerando que no fue posible realizar la medición por falta de válvula de pruebas se procede a calcular por tablas de los fabricantes de accesorios de máquinas térmicas su producción de condensado.

Con la tabla de trampas IB de ARMSTRONG (tabla 11) ingresamos con la Presión Diferencial (70psig);

Se asciende de manera vertical en la tabla hasta cortar la curva de trampas, en este caso corresponde la trampa 882, desde allí se hace un desplazamiento vertical hacia la izquierda y se encuentra el valor de 1600 lbm/h. Este valor corresponde a la producción de condensado desalojado continuamente; por ello cuando se va a seleccionar una trampa, debe ser multiplicado por un factor de seguridad de 3.

Tabla 9. Procedimiento para hallar la producción de condensado arrojado por cada maquina. Fuente: Armstrong.



Como el proceso en este caso es inverso, lo dividimos por el factor de seguridad en mención.

Los datos finales corresponden:

Tabla 10. *Producción de condensado de la maquina Zimmer, procedimiento practicado en cada equipo de la planta.*

MAQUINA	TIPO TRAMPA	PRODUCCION DE CONDENSADO	CARGA DE CONDENSADOR POR TRAMPA	TOTAL DE CONDENSADO
ZIMMER	882	1600 lbm/h	533 lbm/h	2133 lbm/h

El total de la carga de condensado se halla multiplicando la carga de condensado por el número de trampas que tiene la máquina, para este caso, la maquina Zimmer cuenta con 4 trampas.

6.2.2 Calculo de las dimensiones en redes domiciliarias de la línea 1

Con el dato total de condensado (hallado en el paso anterior), la presión de suministro y de retorno (datos tomados de planta), se usa la tabla de porcentaje de condensado que se convierte en vapor Flash; con ello, multiplicamos la carga total con el porcentaje del vapor flash.

$$2133 \text{ lbm/h} = 970 \text{ Kg/h} \times 8.72\% = 84.6.$$

Este resultado se ingresa a la tabla de caudal de vapor flash (ver tabla 13), con 1 bar de Psig de retorno y considerando una velocidad para el condensado de 25 m/s, (dato hallado previamente) hallamos el diámetro de la tubería en la parte superior de la tabla, como el valor no se encuentra preciso se aproxima al siguiente, Para este caso en particular, el dato que sigue hacia arriba es 110 Kg/h, lo que nos indica que el diámetro de tubería recomendado es 32 mm, en pulgadas 1½" aproximadamente, tal como se ve en la siguiente tabla.

Tabla 11. Procedimiento para hallar el diámetro de la tubería con los datos calculados para cada máquina, en este caso aplicado para la maquina Zimmer. (SEDITESA).

CAUDAL DE VAPOR FLASH, Kg/h

PRESION (barg)	VELOCIDAD (M/S)	DN, mm								
		15	20	25	32	40	50	65	80	100
0,5	5	3	6	9	15	22	36	60	83	139
	10	7	12	19	31	45	72	120	166	279
	20	14	24	39	61	90	144	241	332	559
	25	18	30	49	81	113	181	301	415	699
	30	21	36	59	101	135	217	361	498	839
1	5	4	7	12	22	29	47	78	108	183
	10	9	15	25	41	59	94	157	217	366
	20	19	31	51	88	118	189	315	434	732
	25	23	39	64	110	148	237	394	543	915
	30	28	47	77	132	177	284	473	651	1098
2	5	6	11	18	32	42	69	115	158	267
	10	13	23	37	64	86	138	230	317	535
	20	27	46	75	129	173	277	461	635	1071
	25	34	58	94	161	216	346	576	794	138
	30	41	69	113	193	260	416	692	953	1606
3	5	9	15	24	42	56	90	151	208	350
	10	18	30	49	84	113	181	302	416	701
	20	36	60	99	169	227	363	604	832	1403
	25	45	76	124	211	284	454	755	1040	1754
	30	54	91	149	253	340	545	906	1248	2104
4	5	1	18	30	52	70	112	186	256	432
	10	22	37	61	104	140	224	372	513	865
	20	45	75	122	208	280	448	745	1027	1730
	25	56	93	153	261	350	560	932	1283	2163
	30	67	112	183	313	420	672	1118	1540	2596
5	5	13	22	36	61	83	133	221	304	513
	10	26	44	72	123	166	266	442	609	1027
	20	53	89	145	247	332	532	885	1219	2055
	25	67	111	181	309	416	665	1107	1524	2569
	30	80	133	218	371	499	798	1328	1829	3083

Este procedimiento de cálculo se realizó para todas las máquinas, con el objeto de lograr la caracterización de las líneas existentes.

La tabla 14, muestra todos los datos recolectados en campo y los cálculos obtenidos con dichos datos en cada máquina, empleando el procedimiento inmediatamente anterior.

Tabla 12. Datos obtenidos en las máquinas de la línea 1; generación de condensados de vapor y diámetros de tubería estimados para su conexión a la red principal de recolección.

MAQUINA	PRESION DIFERENCIAL	TRAMPAS REFERENCIA	CANT.	GENERACION DE CONDENSADO (Lb / h)	DIAMETRO ACTUAL	Kg/h x factor flash (%) Diámetro sugerido luego de recalcular
1 VAPORIZADOR STORK 1	70	FT 14, S.S	2	600 / 3 = 200 x 2 = 400		NOTA = SE JUNTAN ESTAS TRES
	70	800, ARMST	2	670 / 3 = 223 x 2 = 446		PRIMERAS MAQUINAS
2 VAPORIZADOR STORK 2	70	800, ARMST	4	670 / 3 = 223 x 4 = 892		
3 ESTAMPADORA ROTATIVA STORK N° 2	70	FT 14 HC S.S	2	2200 / 3 = 733 x 2 = 1466		
	70	811, ARMST	1	780 / 3 = 260	2"	1571 x 8.72 = 137, para un diámetro de 2"
4 ESTAMPADORA ROTATIVA BUSER	65	812, ARMST	1	2100 / 3 = 700		
	70	813, ARMST	1	3700 / 3 = 1233	2"	877 x 8.72 = 77, para un diámetro de 1.1/2"
5 ESTAMPADORA ZIMMER	70	882, ARMST	4	1600 / 3 = 533 x 4 = 2133	2"	968 x 8.72 = 85, para un diámetro de 1.1/2"
6 SEC # 2 - LAV. GOLLER (TREN KANSAS)	50	880, ARMST	28	580 / 3 = 193 x 28 = 5404	2"	2452 x 8.72 = 214, para un diámetro de 2"
7 SECADORA BISIO	60	800, ARMST	1	620 / 3 = 207		
	60	FT 10 - 4.5	1	620 / 3 = 207	1"	187 x 8.72 = 17, para un diámetro de 3/4"
8 SECADORA DE TAMBORES	50	800, ARMST	27	580 / 3 = 193 x 30 = 5790	2"	2626 x 8.72 = 229, para un diámetro de 2"
9 DECATIZADORA KD	70	800, ARMST	5	670 / 3 = 223 x 5 = 1115		
	70	812, ARMST	1	1600 / 3 = 533		
	70	TD 52 S.S	1	660 / 3 = 220	2"	848 x 8.72 = 74, para un diámetro de 1.1/2"
10 MERCERIZADORA DIMENSA 2	70	FT 14 S.S	1	1000 / 3 = 333		
	50	880, ARMST	2	580 / 3 = 193 x 2 = 386		326 x 8.72 = 29, para un diámetro de 1"
11 BLANQUEO GOLLER 2	50	HM 007	22	500 / 3 = 167 x 22 = 3674		
	50	BPT 13, S.S	20	1250 / 3 = 416 x 20 = 8333	2"	5446 x 8.72 = 475, para un diámetro de 4"
12 TANQUES PREPARACION	70	800, ARMST	5	670 / 3 = 223 x 5 = 1115	2"	505 x 8.72 = 44, para un diámetro de 1"
13 SECADORA LAVADORA # 2	50	B-1H-S-125 S.S	30	650 / 3 = 217 x 30 = 6510		
	60	800, ARMST	3	620 / 3 = 207 x 3 = 620	2"	3235 x 8.72 = 282, para un diámetro de 2.1/2"
14 LAVADORA ARIOLLI	B 01	FT-125-F S.S	4	885 / 3 = 295 x 4 = 1181		
	60	800, ARMST	1	620 / 3 = 207	1"	630 x 8.72 = 55, para un diámetro de 1"
15 SANFORIZADORA # 7	50	GESTRA UNA 23H AD13	1 de 1	1323 / 3 = 441		
	20	FT 14 S.S	3	700 / 3 = 233 x 3 = 700		
	50	FT 14 S.S	1	1000 / 3 = 333		
	70	800, ARMST	1	670 / 3 = 223	1"	770 x 8.72 = 67, para un diámetro de 1.1/2"
16 SEC # 1 - LAV. GOLLER PRELIMINARES	60	FT 14 S.S	1	1100 / 3 = 367		
	50	880, ARMST	30	580 / 3 = 193 x 30 = 5790	2"	2799 x 8.72 = 229, para un diámetro de 2"

6.2.3 Cálculo de la red principal de la línea 1.

Para la línea # 1, se tienen varias observaciones:

- Las máquinas # 3, 9 y 10 actualmente no están conectadas a la red de recolección y su condensado no se está recuperando.
- La máquina # 3 está a 5 metros del nivel de la línea de retorno y a 6 metros rectos de distancia, para su conexión a la línea principal se requieren los siguientes accesorios: 6 metros de tubería de 1 1/2 pulgadas de diámetro, 2 codos de 1 1/2 pulgadas y una tee de 1 1/2 pulgadas, todo en acero bajo carbono y en schedule 40
- La máquina # 9 está a 5 metros del nivel de la línea de retorno y a 11 metros rectos de distancia, para su conexión a la línea principal se requieren los siguientes accesorios: 11 metros de tubería de 1 1/2 pulgadas de diámetro, 4 codos de 1 1/2 pulgadas y una tee de 1 1/2 pulgadas, todo en acero bajo carbono y en schedule 40
- La máquina # 10 está a 6 metros de altura y a 12 metros rectos de distancia, para su conexión a la línea principal se requieren los siguientes accesorios: 12 metros de tubería de 1 pulgada de diámetro, 4 codos de 1 pulgada y una tee de 1 pulgada, todo en acero bajo carbono y en schedule 40
- La máquina # 11, tiene una trampa bomba, en ésta el tanque recolector y tiene venteo, lo que hace que el cálculo para el diámetro de la tubería sea más pequeño, ya que se toma como si fuera agua sin vaporizado.

Para realizar los cálculos de todas las líneas, se tomarán estos datos, los cuales fueron tomados en campo y con los cálculos que son objeto de este numeral:

Tabla 13. Datos de entrada para calcular el diámetro final de las tuberías.

DATO REQUERIDO	VALOR
Presión de suministro	80 Psig.
Presión de la línea de retorno	10 Psig.
Velocidad del condensado	25 m/s,
Factor del vapor flash	8,72%

Luego de realizar los cálculos para las líneas domiciliarias de cada máquina, se prosigue con el cálculo de la línea principal, para esto se agrupan las maquinas por zonas como se indicó anteriormente y el resultado es el siguiente:

ZONA “A”

Máquinas 1, 2, 3, 4 y 5

Condensado total generado = 3423 Kg/h, esto multiplicado por el factor del vapor flash 8.72 %, nos da un valor de 298, con este resultado nos vamos a la *tabla 16* y con 1 bar de presión en la línea de retorno y con una velocidad de 25 m/s buscamos el valor más aproximado por encima. Para este caso es 394, y nos indica que el diámetro de la tubería es de 65 mm (2.56”), esto lo aproximamos a un diámetro de tubería de 3”.

ZONA “B”

Máquinas 6, 7, 8, 9 y 10

Condensado total generado = 6452 Kg/h, a esto se le suma el condensado generado en la zona “A”

$$3423 + 6452 = 9875 \text{ Kg/h} \times 8.72\% = 861$$

Con este resultado nos vamos a la *tabla 15* y con 1 bar de presión en la línea de retorno y con una velocidad de 25 m/s (se busca el valor más aproximado por

encima) para el caso es 915, y nos indica que el diámetro de la tubería es de 100 mm = 4"

ZONA "C"

Máquinas 11, 12 y 13

Condensado total generado = 9205 Kg/h, a esto se le suma el condensado generado en las zonas "A" y "B"

$9875 + 9205 = 19080 \text{ Kg/h} = 41976 \text{ Lb/h}$, con este resultado nos vamos a la tabla 16 (en la tabla 13, no encontramos estos valores, están por fuera del rango de la tabla), como no encontramos los valores exactos de las presiones de suministro y de retorno reales, nos vamos a las siguientes más próximas que son 100 psig de suministro y 15 Psig de retorno, en esta tabla no se calcula el vapor flash pues en los cálculos internos ya se tuvieron en consideración (ver anexo 3) elegimos la columna de $\frac{1}{4}$ bar (perdida de presión por 100 pies de longitud), nos vamos hasta el próximo valor 53600, el cual nos indica finalmente que el diámetro de la tubería es de 6".

ZONA "D"

Máquinas 14, 15 y 16

Condensado total generado = 8875 Lb/h, a esto se le suma el condensado generado en las zonas "A", "B" y "C"

$41976 + 8875 = 50851 \text{ Lb/h}$, con este resultado nos vamos a la tabla 4, al igual que en el cálculo anterior nos vamos hasta el próximo valor 53600, nos indica que el diámetro de la tubería es de 6".

Tabla 14. Procedimiento para encontrar el diámetro de la tubería que debe tener el sistema a partir de la carga de condensado al sistema. Fuente: (ARMSTRONGINTERNATIONAL, 1985).

Chart 47-1. Flow Rate (lbs/hr) for Dry-Closed Returns

D, in	ΔP/L psi/100'	Supply Pressure = 5 psig Return Pressure = 0 psig			Supply Pressure = 15 psig Return Pressure = 0 psig			Supply Pressure = 30 psig Return Pressure = 0 psig			Supply Pressure = 50 psig Return Pressure = 0 psig		
		1/16	1/4	1	1/16	1/4	1	1/16	1/4	1	1/16	1/4	1
1/2		240	520	1,100	95	210	450	60	130	274	42	92	200
3/4		510	1,120	2,400	210	450	950	130	280	590	91	200	420
1		1,000	2,150	4,540	400	860	1,820	250	530	1,120	180	380	800
1 1/4		2,100	4,500	9,500	840	1,800	3,800	520	1,110	2,340	370	800	1,680
1 1/2		3,170	6,780	14,200	1,270	2,720	5,700	780	1,670	3,510	560	1,200	2,520
2		6,240	13,300	a	2,500	5,320	a	1,540	3,270	a	1,110	2,350	a
2 1/2		10,000	21,300	a	4,030	8,520	a	2,480	5,250	a	1,780	3,780	a
3		18,000	38,000	a	7,200	15,200	a	4,440	9,360	a	3,190	6,730	a
4		37,200	78,000	a	14,900	31,300	a	9,180	19,200	a	6,660	13,800	a
6		110,500	a	a	44,300	a	a	27,300	a	a	19,600	a	a
8		228,600	a	a	91,700	a	a	56,400	a	a	40,500	a	a

D, in	ΔP/L psi/100'	Supply Pressure = 100 psig Return Pressure = 0 psig			Supply Pressure = 150 psig Return Pressure = 0 psig			Supply Pressure = 100 psig Return Pressure = 15 psig			Supply Pressure = 150 psig Return Pressure = 15 psig		
		1/16	1/4	1	1/16	1/4	1	1/16	1/4	1	1/16	1/4	1
1/2		28	62	133	23	51	109	56	120	260	43	93	200
3/4		62	134	290	50	110	230	120	260	560	93	200	420
1		120	260	544	100	210	450	240	500	1,060	180	390	800
1 1/4		250	540	1,130	200	440	930	500	1,060	2,200	380	800	1,680
1 1/2		380	810	1,700	310	660	1,400	750	1,600	3,320	570	1,210	2,500
2		750	1,590	a	610	1,300	a	1,470	3,100	6,450	1,120	2,350	4,900
2 1/2		1,200	2,550	a	980	2,100	a	2,370	5,000	10,300	1,800	3,780	7,800
3		2,160	4,550	a	1,760	3,710	a	4,230	8,860	a	3,200	6,710	a
4		4,460	9,340	a	3,640	7,630	a	8,730	18,200	a	6,620	13,800	a
6		19,280	a	a	18,880	a	a	25,380	53,600	a	19,600	40,600	a
8		27,400	a	a	22,400	a	a	53,400	110,300	a	40,500	83,600	a

*For these sizes and pressure losses the velocity is above 7,000 fpm. Select another combination of size and pressure loss.
Reprinted by permission from ASHRAE Handbook —1985 Fundamentals.

Tabla 15. Datos finales obtenidos para la Línea 1 de recolección de condensados.

LINEA 1	ZONA A	ZONA B	ZONA C	ZONA D
MAQUINAS :	1-2-3-4-5	6-7-8-9-10	11-12-13	14-15-16
CONDENSADO GENERADO (Kg/h):	3423	6452	9205	8875
CONDENSADO SUMADO A LA LINEA(Kg/h)	3423	9875	19080	27955
DIAMETRO DE LA TUBERIA CALCULADO	3"	4"	6"	6"

6.3 Cálculos de dimensionamiento de las redes domiciliarias red principal de la línea 2.

6.3.1 Cálculos de dimensionamiento en redes domiciliarias línea 2.

Para los cálculos de ésta segunda línea, se tienen en cuenta las mismas consideraciones que para la línea # 1 (ver tabla 15). El procedimiento aplicado para calcular los diámetros de tubería en la línea 2 fue similar.

Tabla 16. Datos obtenidos en las máquinas de la línea 2; generación de condensados de vapor y diámetros de tubería estimados para su conexión a la red de recolección.

MAQUINA	PRESION DIFERENCIAL	REFERNCIA DE TRAMPA	CANT.	GENERACION DE CONDENSADOS Lb / h	Diametro actual	Kg/h x factor flash (%) Diametro sugerido luego de recalcular	
1	CONTINUA #1 PAD DRY PAD STEAM	55	BPT 13 de 3/4, TD	19	1250 / 3 = 417 x 19 = 7923		
		50	HM 007 de 1/2, S.S	18	500 / 3 = 167 x 18 = 3006		
			L 53 PN 16, S.S	1	NO		
			FT - 14, de 3/4" S.S	1	1100 / 3 = 367	2"	5134 x 8.72 % = 448, para un diametro de 3"
2	MERCERIZADORA DIMENSA #	60	800, ARMST de 1/2	22	580 / 3 = 193 x 22 = 4246	2"	1930 x 8.72 % = 170, para un diametro de 2"
3	BLANQUEO # 3	70	800, ARMST de 1/2	21	580 / 3 = 193 x 21 = 4053 - SECADO	2"	1842 x 8.72 % = 161, para un diametro de 2"
		70	880, ARMST de 1/2	7	670 / 3 = 224 x 7 = 1568 - LAVADR 2	2"	713 x 8.72 % = 62, para un diametro de 1"
		70	880, ARMST de 1/2	5	670 / 3 = 224 x 5 = 1120 - LAVADR 1	2"	509 x 8.72 % = 44, para un diametro de 1"
4	CONTINUA KUSTER	70	800, ARMST de 3/4	7	670 / 3 = 224 x 7 = 1568 - ESTUFA		713 x 8.72 % = 62, para un diametro de 1"
		70	880, ARMST de 3/4	5	670 / 3 = 224 x 5 = 1120 - LAVADOR		509 x 8.72 % = 44, para un diametro de 1"
		70	881, ARMST de 3/4	14	850 / 3 = 283 x 14 = 3962 - SECADOR	2"	1801 x 8.72 % = 157, para un diametro de 2"
		70	FT - 14, de 3/4" S.S	3	1000 / 3 = 333 x 3 = 1000 - LAVADOR		455 x 8.72 % = 40, para un diametro de 1"
5	LAVADORA GOLLER # 2	60	800, ARMST de 1/2	21	580 / 3 = 193 x 21 = 4053		
		60	882, ARMST de 1/2	1	2000 / 3 = 667		
		60	BPT 14, S.S	1	1400 / 3 = 467		
		60	800, ARMST de 1/2	5	580 / 3 = 193 x 5 = 965	2"	2796 x 8.72 % = 244, para un diametro de 2"
6	SANFORIZADORA # 1	20	B-1X S.S de 1/2"	1	765 / 3 = 255		
		20	880, ARMST de 1/2	1	440 / 3 = 147		
		20	800, ARMST de 1/2	1	440 / 3 = 147		
		20	BPT 14, S.S	1	1400 / 3 = 467		462 x 8.72 % = 40, para un diametro de 1"
7	SANFORIZADORA # 2	30	882, ARMST de 3/4"	1	1650 / 3 = 550		
		10	213, ARMST de 3/4"	1	3500 / 3 = 1167		
		10	212, ARMST de 3/4"	1	1900 / 3 = 633		
		70	214, ARMST de 1"	1	3900 / 3 = 1300		1653 x 8.72 % = 145, para un diametro de 1 1/2"
8	SANFORIZADORA # 3	20	880, ARMST de 1/2"	1	450 / 3 = 150		
		20	FT - 14, de 1/2" S.S	1	700 / 3 = 233		
		50	GESTRA UNA 23H A013	1 de 3/4"	1323 / 3 = 441		
		50	FT - 14, de 1/2" S.S	1	1000 / 3 = 333		526 x 8.72 % = 46, para un diametro de 1"
9	SANFORIZADORA # 4	20	880, ARMST de 1/2"	2	440 / 3 = 147 X 2 = 294		
		50	FT - 14, de 1/2" S.S	2	1000 / 3 = 333 X 2 = 666		
		50	GESTRA UNA 23H A013	1 de 3/4"	1323 / 3 = 441		637 x 8.72 % = 56, para un diametro de 1"
10	SANFORIZADORA # 5	20	880, ARMST de 1/2"	1	440 / 3 = 147		
		70	800, ARMST de 1/2"	1	670 / 3 = 223		
		50	800, ARMST de 1/2"	1	530 / 3 = 177		
		50	GESTRA UNA 23H A013	1 de 3/4"	1323 / 3 = 441		458 x 8.72 % = 40, para un diametro de 1"
11	SANFORIZADORA # 6	20	880, ARMST de 1/2"	2	440 / 3 = 147 X 2 = 294		
		50	FT - 14, de 1/2" S.S	1	1000 / 3 = 333		
		50	GESTRA UNA 23H A013	1 de 3/4"	1323 / 3 = 441		485 x 8.72 % = 42, para un diametro de 1"

Observaciones en la línea 2:

- La máquina 1 tiene una trampa bomba, en ésta el tanque recolector tiene un venteo, lo que hace que el cálculo para el diámetro de la tubería sea más pequeño pues se toma como si fuera agua sin vaporizado.
- En la máquina 4, las trampas de la estufa tienen una tubería de diámetro $\frac{3}{4}$ " conectadas independientemente a la línea principal, y las trampas de las lavadoras están descargando al cárcamo de aguas negras.
- Las máquinas 6, 7, 8 y 9, están conectadas a una línea de 2".
- Las máquinas 10 y 11, están conectadas a una línea de 2".
- Las siguientes maquinas son para conectar a la red: las lavadoras y la estufa de la maquina 4 y las maquinas 6, 7, 8, 9, 10 y 11, éstas 6 últimas su conexión se hace en el sótano de la planta.
- Las máquinas 6, 7, 8 y 9 se acoplan a una línea auxiliar de la principal como se muestra en el plano, para lo cual en su montaje se requieren 15 metros de tubería de 2 $\frac{1}{2}$ pulgadas de diámetro.
- La máquina # 6, para su conexión a la línea auxiliar se requieren los siguientes accesorios: 6 metros de tubería de 1 pulgada de diámetro y 4 codos de 1 pulgada, todo en acero bajo carbono y en schedule 40.
- La máquina # 7, para su conexión a la línea auxiliar se requieren los siguientes accesorios: 5 metros de tubería de 1 $\frac{1}{2}$ pulgada de diámetro y 3 codos de 1 $\frac{1}{2}$ pulgada, todo en acero bajo carbono y en schedule 40.
- La máquina # 8, para su conexión a la línea auxiliar se requieren los siguientes accesorios: 5 metros de tubería de 1 pulgada de diámetro y 4 codos de 1 pulgada, todo en acero bajo carbono y en schedule 40.
- La máquina # 9, para su conexión a la línea auxiliar se requieren los siguientes accesorios: 5 metros de tubería de 1 pulgada de diámetro y 3 codos de 1 pulgada, todo en acero bajo carbono y en schedule 40.
- Las máquinas 10 y 11 se acoplan a una línea auxiliar de la principal como se muestra en el plano, para lo cual en su montaje se requieren 10 metros de tubería de 1 $\frac{1}{4}$ pulgadas de diámetro.

- La máquina # 10, para su conexión a la línea auxiliar se requieren los siguientes accesorios: 5 metros de tubería de 1 pulgada de diámetro y 4 codos de 1 pulgada, todo en acero bajo carbono y en schedule 40.
- La máquina # 11, para su conexión a la línea auxiliar se requieren los siguientes accesorios: 5 metros de tubería de 1 pulgada de diámetro y 4 codos de 1 pulgada, todo en acero bajo carbono y en schedule 40.

6.3.2 Cálculos de dimensionamiento la red principal de la línea 2.

Para el cálculo de esta red también fue necesario dividirla por zonas para agrupar las máquinas y en cada una de esas zonas se fue realizando el respectivo cálculo para el diámetro de la tubería a utilizar, como se muestra a continuación

ZONA A

Maquinas: Estufas de la Küster.

Condensado total generado = $713 \text{ Kg/h} \times 8.72\% = 62$, con este resultado nos vamos a la tabla anexo 1 y con 1 bar de presión en la línea de retorno y con una velocidad de 25 m/s (se busca el valor más aproximado por encima) para este caso sería 64, que nos indica que el diámetro de la tubería es de 25 mm (1")

ZONA B

Maquinas: Lavadora # 1 del blanqueo # 3 y la Dimensa # 1"

Condensado generado 2439 Kg/h, a esto se le suma lo de la zona A

Condensado total generado = $3152 \text{ Kg/h} \times 8.72\% = 275$, se aproxima a 394 en la tabla 1 y nos da para una tubería de diámetro 65 mm – (2 ½")

ZONA C

Maquinas: continúa # 1, lavadora # 2 del blanqueo # 3 y las lavadoras de la Küster

Condensado generado 6811 Kg/h, a esto se le suma lo de las zonas A y B

Condensado total generado = $9963 \text{ Kg/h} \times 8.72\% = 868$, se aproxima a 915 en la tabla 1 y nos da para una tubería de diámetro 100 mm – (4")

ZONA D

Maquinas: Secadora del blanqueo # 3, secadora de la Küster, la Goller de teñido y las sanforizadoras de la 1 a la 6.

Condensado generado: 23467 Lb/h, a esto se le suma lo de las zonas A, B y C.

$21918 + 23467 = 45385$ Lb/h, con este resultado nos vamos a la tabla 4 (en la tabla 1, los valores salen del rango de la misma), como no encontramos los valores exactos de las presiones de suministro y de retorno reales, nos vamos a las siguientes más próximas que son 100 Psig de suministro y 15 Psig de retorno, en esta tabla no se calcula el vapor flash pues en los cálculos internos ya se tuvieron en consideración (ver anexo de la tabla 4) elegimos la columna de $\frac{1}{4}$ de bar (perdida de presión por 100 pies de longitud), nos vamos hasta el próximo valor 53600, nos indica que el diámetro de la tubería es de 6". FALTAN LAS LONGITUDES

6.4 Dimensionamiento de la línea 1 y 2 de recolección de condensados basados en el método de raíces.

Tal como se relata en el numeral 7.1 acerca de la metodología, se efectuaron los cálculos de dimensionamiento de las 2 líneas principales, en esta parte del informe, se hacen los cálculos usando el método de las raíces cuadradas, como se describe a continuación.

Para el calcular el dimensionamiento de la red secundaria, se requiere conocer de cada máquina:

- Caudal de condensados que esta desaloja. (ver numeral 8.3.)
- Presión de la línea de vapor de suministro. Este dato es común para todo el sistema. (ver numeral 8.1).
- Presión de la línea de condensados. Este dato es común para todo el sistema. (ver numeral 8.1).
- Altura de la línea principal de recolección. Por cada metro de altura se debe sumar 0.1 bar de presión, como se muestra en el segundo ejemplo de la tabla 22.

Ejemplo 1.

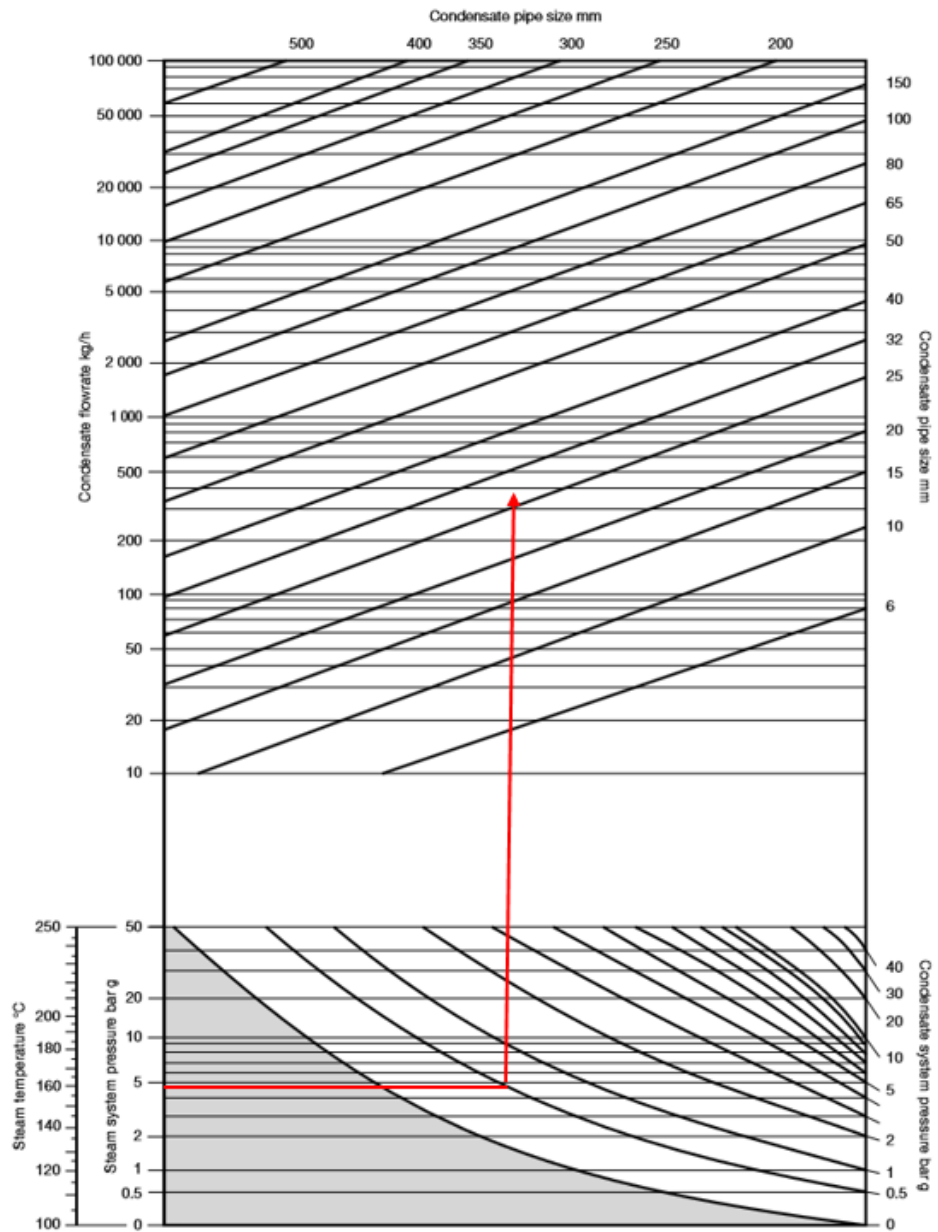
Los datos a continuación son tomados de la maquina Vaporizador Stork 1, tomadas como ejemplo, para cálculos realizados en todas las máquinas de la planta.

Tabla 17. Datos requeridos para calcular el diámetro en la tubería de recolección de condensados aplicados para cada máquina.

VAPORIZADORA STORK 1	
DATO REQUERIDO	VALOR
caudal de condensado producido por la maquina	387.7 Kg/h
presión de suministro de condensado	4.82 bar
presión de la red de condensado	0.5 bar
altura	0 m

En la siguiente tabla, tomando como ejemplo la maquina vaporizador STORK 1, con el valor de 4.82 bar para la presión del sistema y desplazándose hasta la línea que corta los 0.5 bar de presión de condensados, se ingresa en la tabla (ver tabla 21) hasta encontrar el flujo de 387.7 Kg/h. Estando en este punto, verificamos que línea de las diagonales que representan los diámetros, encontramos por debajo. Para este caso encontramos un diámetro de 25 mm. Si la tubería principal estuviera por encima de esta línea debemos tomar un diámetro de 32 mm.

Tabla 18. Procedimiento para ubicar el diámetro de tubería de cada máquina, con la presión del sistema y el flujo del condensado. Fuente Spirax Sarco.



Ejemplo 2.

Tomamos en análisis la maquina Estampadora Rotativa Stork 1. Para recolectar el condensado producido por esta máquina, se requiere elevar la tubería 5 metros por encima del nivel de expulsión.

Tabla 19. Datos requeridos para calcular el diámetro en la tubería de recolección de condensados aplicados en la maquina en mención.

ESTAMPADORA STORK 1	
DATO REQUERIDO	VALOR
Caudal de condensado producido por la maquina	876.8 Kg/h
Línea de suministro de condensado	4.82 bar
Línea de la red de condensado	0.5 bar
Altura	5 m

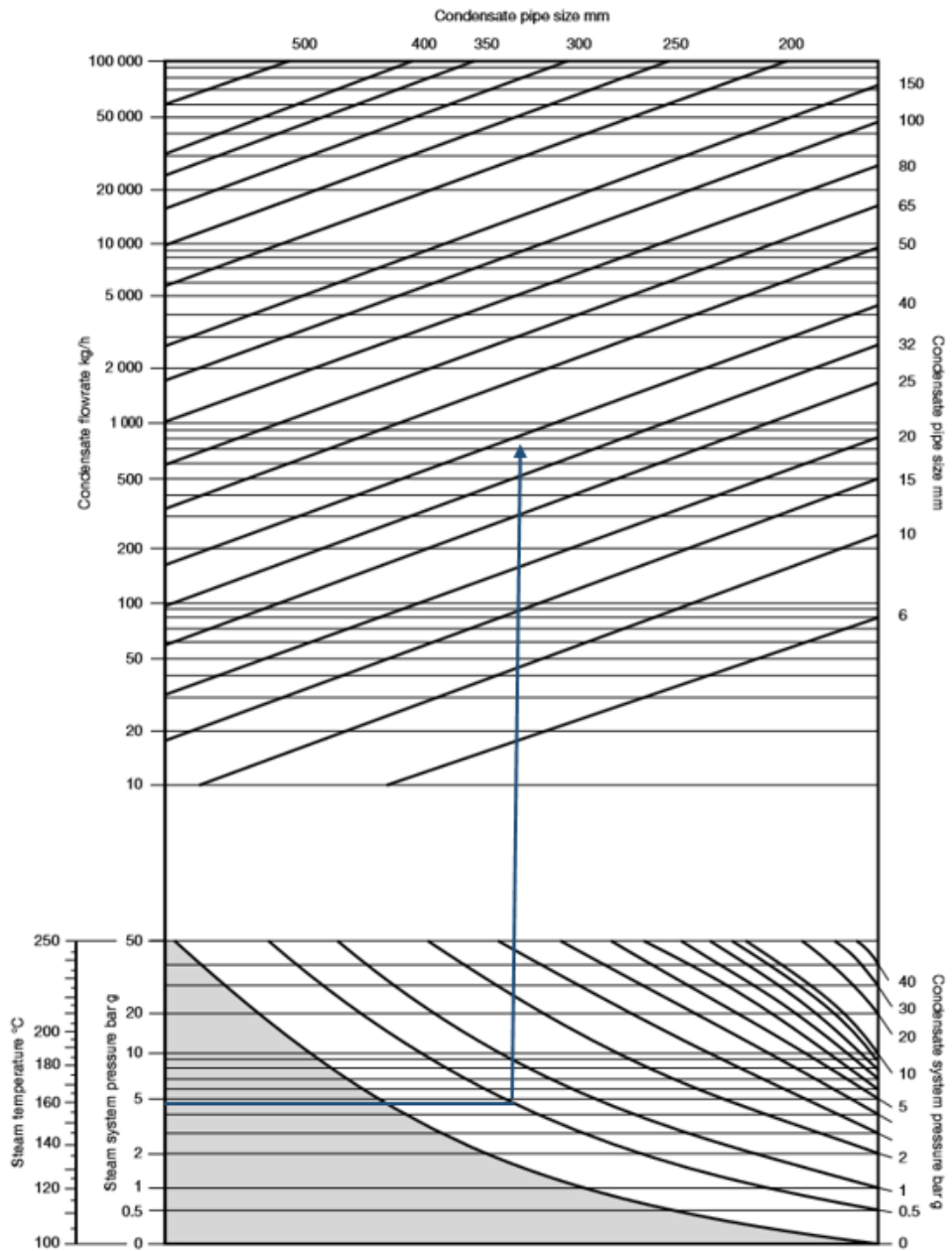
Debido a que tenemos una altura de 5 metros, se debe sumar 0.5 bar a la presión de condensados, ya que por cada metro en altura se debe sumar 0.1 bar de presión.

En total la presión de condensados seria de 1 bar.

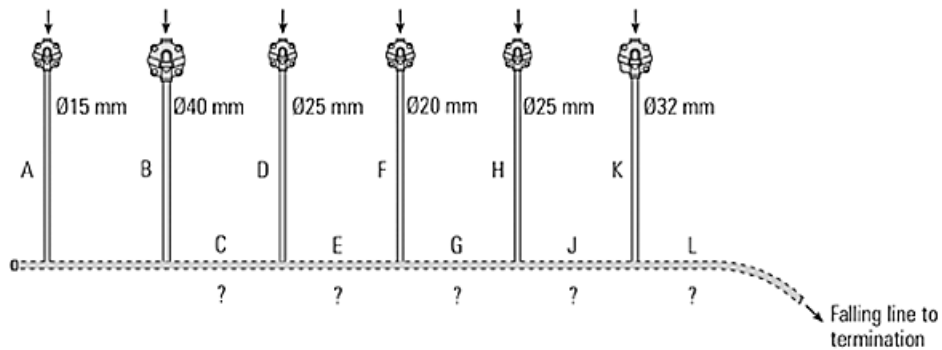
Tomando el valor de 4.82 bar para la presión del sistema y desplazándose hasta la línea que corta 1 bar de presión de condensados, se ingresa en la tabla (23) hasta encontrar el flujo de 876.8 Kg/h. Estando en este punto, se toma la línea que está por encima ya que la tubería principal esta elevada a 5 metros.

En este caso tomamos 40 mm de diámetro.

Tabla 20. Procedimiento para encontrar las dimensiones de la tubería de recolección de condensados, para este caso la descrita en el ejemplo 2.



Los procedimientos descritos en los anteriores ejemplos, fueron realizados para cada máquina. Luego de ello, se empleó el método de raíces, para hallar el dimensionamiento de las redes domiciliarias y líneas de recolección.



Línea	Pipeline diameter (mm)	Commercial pipe size selected (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*

*Close to nominal bore size

Figura 20. Ejemplo de procedimiento para aplicar el método de las raíces, para hallar el dimensionamiento en las redes de condensados. (Sarco, 2013)

Línea 1.

Basados en el ejemplo de la figura 25 se analiza cada línea, tomando cada entrada de condensado desde su inicio hasta el final de la misma, para luego, aplicar el método en mención y obtener el dimensionamiento de las tuberías de recolección.

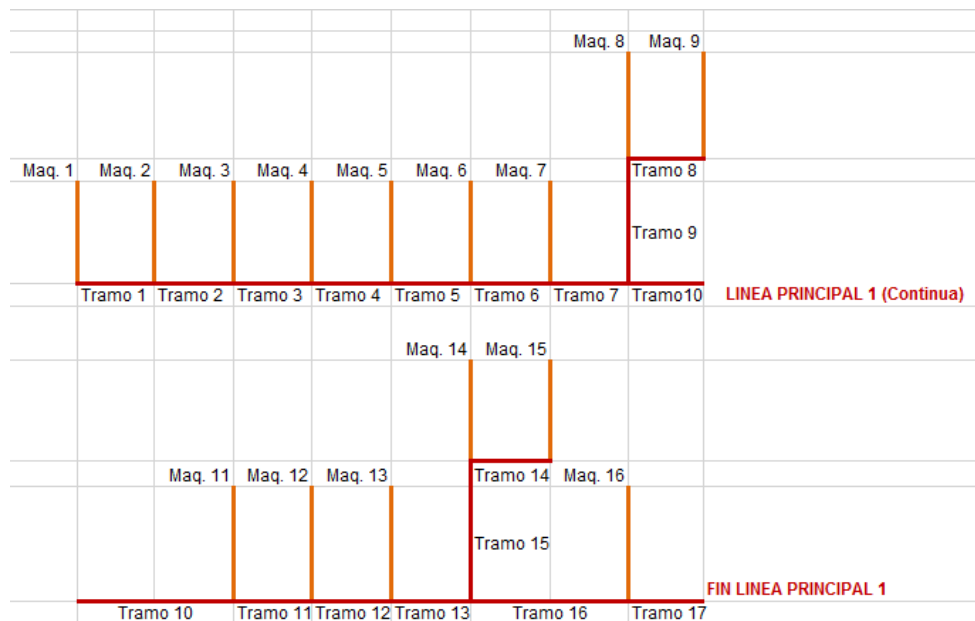


Figura 21. Esquema representativo de la línea 1 de recolección de condensados.

Tabla 21. Datos obtenidos para dimensionar la línea 1 de la red de condensados.

DIAMETROS POR TRAMOS EN TUBERIA PRINCIPAL			
TRAMO	DIAMETRO TUBERIA RED PRINCIPAL	DIAMETRO TUBERIA EQUIV. PULG.	LONGITUD TUBERIA (mts)
1	25	1,0	7,0
2	35	1,5	6,5
3	53	2,0	26,0
4	67	3,0	3,6
5	78	3,0	44,0
6	92	4,0	8,3
7	95	4,0	2,4
8	107	4,0	7,0
9	114	6,0	15,5
10	117	6,0	2,9
11	134	6,0	41,3
12	138	6,0	14,3
13	152	6,0	18,0
14	155	6,0	12,2
15	159	6,3	38,0
16	166	6,5	12,8
17	166	6,5	100

Línea 2.

Para calcular la red de condensados de vapor de la línea 2, se realiza el procedimiento anterior aplicado a la otra línea 1. Los resultados se muestran a seguir:

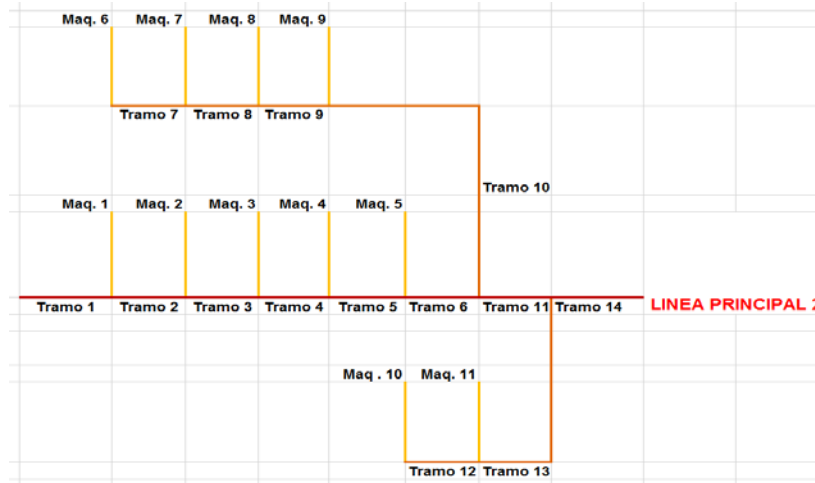


Figura 22. Esquema representativo de la línea 2 de recolección de condensados.

Tabla 22. Diametro de tuberías de redes domiciliarias de la línea 2.

DIAMETRO TUBERIA A LA SALIDA DE CADA MAQUINA					
	MAQUINA	DIF. PRESION EN BAR	(Kg/h) CONDENSADOS	DIAMETRO TUBERIA (mm)	DIAMETRO TUBERIA (pulg)
1	MERCERIZADORA 1	4,2	1926	50	2
2	BLANQUEO 3	5	3058	65	2,5
3	CONTINUA 1 PAD DRY PAD STEAM	3,8	5124	65	2,5
4	CONTINUA KUSTER	5	3470	65	2,5
5	LAVADORA GOLLER TENIDO	4,2	2791	65	2,5
6	SANFORIZADORA # 1	1,4	461	20	1
7	SANFORIZADORA # 2	2	1656	32	1,25
8	SANFORIZADORA # 3	2,5	525	25	1
9	SANFORIZADORA # 4	2,8	636	25	1
10	SANFORIZADORA # 5	3,3	457	25	1
11	SANFORIZADORA # 6	2,8	485	25	1

Tabla 23. Datos obtenidos para dimensionar la línea 2 de la red de condensados.

DIAMETROS POR TRAMOS EN TUBERIA PRINCIPAL			
TRAMO	DIAMETRO TUBERIA RED PRINCIPAL (mm)	DIAMETRO TUBERIA EQUIV. PULG.	LONGITUD TUBERIA
1	65	2,5	30,88
2	82	4,0	6,37
3	105	4,0	27,31
4	123	6,0	1,31
5	139	6,0	8,19
6	141	6,0	45,55
7	20	1,0	7,21
8	38	1,5	6,42
9	45	2,0	7,57
10	52	2,0	10,13
11	150	6,0	2,32
12	25	1,0	6,75
13	35	1,5	16,35
14	154	6,0	16,24

6.5 Calculo del ahorro energético de la recuperación de los condensados.

Luego de conocer las pérdidas de condensado de vapor que se presentan en la planta de acabados, se desarrollan los cálculos correspondientes para conocer las perdidas en energía que se puede utilizar y estimamos la perdida financiera que ello le representa a la empresa.

6.5.1 Ahorro en combustible generada con recolección de los condensados de la planta.

La cantidad de energía liberada por los condensados de vapor que no se recupera al día de hoy supone un mayor consumo del combustible requerido para operar la planta termoeléctrica. A continuación se realizan los cálculos para establecer cuanto combustible se ahorraría de recuperar los condensados como lo proponen los estudiantes en este informe.

El total de condensado generado por la planta de acabados es de 96236 Lbm/h lo que es igual a 43744 Kg/h.

El condensado se recupera con una temperatura de 90°C - 194°F.

El promedio de temperatura ambiente del agua usada en la planta es de 24°C - 75°F. (Tanque de reserva, agua de reposición).

Con estos datos se halla las entalpías del agua a estas diferentes temperaturas, para conocer el delta o diferencia de entalpías, lo que equivale al ahorro en calor y lo llevamos a términos del combustible (Carbón).

Agua a 75°F Entalpia (h) = 45 Btu/Lb.

Agua a 194°F, Entalpia (h) = 165 Btu/Lb

La diferencia de entalpia es igual a = 120 Btu/Lb, ésta es la energía (calor) que se debe suministrar al agua de 75 °F para llevarla hasta los 194 °F, temperatura a la cual ingresarían los condensados a las calderas de la planta termoeléctrica. Este resultado se lleva a Btu/día.

120 Btu/Lb x 96236 Lb/h x 24 h/día = 277159680 Btu/día.

El poder calorífico que consume Fabricato es de 12000 Btu/Lb en promedio por kilogramo de carbón, entonces:

277159680 Btu/día x (1 Kg carbón / 12000 Btu) = 23097 Kg/día.

Las calderas de Fabricato trabajan con una eficiencia de 83%(fuente jefatura planta termoeléctrica) en promedio, Factor que se debe tener en cuenta para conocer la cantidad de combustible que ahorraría la empresa retornando el total de los condensados de vapor a la planta termoeléctrica.

23097 / 0.83: 27828 Kg/día.

Precio por Kilogramo de carbón en pesos (Agosto del 2013) \$120.

*Ahorro de carbón: 27828 Kg/día * \$120 = \$3.339.360/día.*

6.5.2 Ahorro en consumo de agua generado con la recolección de los condensados.

Para calcular el ahorro en el consumo de agua, se tomó como referencia el consumo en el mes de agosto de 2013 de agua suavizada más el consumo total de productos químicos adicionados a esta durante el mismo mes; con éstos valores se sacó el valor real del metro cubico de agua. Datos suministrados por el jefe de la planta termoeléctrica de Fabricato que se muestran a continuación.

Consumo de agua suavizada en el mes de agosto de 2013 = 36349512 lb.

Tabla 24. Consumo de productos químicos adicionados al agua para el mes de agosto del 2013. Fuente: Jefatura planta termoeléctrica.

CONSUMO DE PRODUCTOS QUIMICOS			
PRODUCTO QMCO	CONSUMO EN Kg	PRECIO x kg en \$	PRECIO TOTAL
Soda caustica	1236	723	893628
Exro 860	204	9542	1946658
Sulfito de sodio	30	2350	70500
Exro 818	324	6000	1944000
Exro 5323	72	5547	399384
TOTAL			\$5.254.170,00

El flujo másico del agua se pasa a flujo volumétrico.

Ecuación 4. Cambio de flujo másico a flujo volumétrico.

$$Q = \frac{ma}{densidad\ H_2O}$$

$$Q = \frac{36349512 \frac{lb}{mes} \times \frac{1\ Kg}{2,2\ lb}}{1000 \frac{Kg}{m^3}}$$

$$Q = 16522 \frac{m^3}{mes}$$

Se divide el valor de los químicos entre los m^3 del total de agua usada en el mes para generar energía y se obtiene:

$$\frac{5254170}{16522} = \$ 318 m^3$$

A los \$318 pesos por metro cubico de agua en productos químicos usados al mes, se le suma el valor del de agua suavizada, \$260 el metro cúbico. (Fuente: sección planta tratamiento de aguas Fabricato).

$$318+260 = \$518 \text{ por metro cubico de agua tratada.}$$

El flujo másico del condensado recuperado es de 43744 Kg/h

Se pasa a flujo volumétrico

$$Q = ma / \text{densidad H}_2\text{O}$$

$$Q = \frac{43744 \text{ Kg/h}}{1000 \text{ Kg/m}^3}$$

$$Q = 43,74 m^3 / h$$

El ahorro asociado a éste flujo volumétrico de agua al no tener que reponerse al ciclo será:

Ecuación 5. Calculo ahorro.

$$\text{Ahorro en pesos} = Q \times \left(\frac{\text{costo}}{m^3} \right) \times T \text{ operación}$$

Teniendo en cuenta que los costos asociados al tratamiento del agua por químicos y distribución, están alrededor de $578 \text{ $/m}^3$

$$\text{Ahorro en pesos} = \frac{43,74 m^3}{h} \times \frac{\$ 578}{m^3} \times \frac{24 h}{\text{dia}}$$

Ahorro en pesos por concepto de agua tratada: \$606.761 al día.

Adicional a esto, EPM (Empresas Públicas de Medellín) le cobra a Fabricato \$1600 el m^3 por vertimiento de aguas residuales, entonces tenemos lo siguiente:

$$(43,74 \text{ m}^3 / \text{h}) \times (1600 \text{ \$/m}^3) \times (24 \text{ h/día}) = \$ 1679616 \text{ por día}$$

Total de ahorro estimado de agua por vertimiento y consumo:

$$\$606.761 + \$1.679.616 = \$2.286.377/\text{día}.$$

6.5.3 Ahorro total en pesos estimado en la recuperación de condensados de vapor.

Luego de conocer los valores que se ahorrarían en caso tal de recuperar los condensados de vapor, como lo proponen los estudiantes en este informe, se obtiene:

Sumados los valores en ahorro de combustible y consumo de agua al día:

$$\$3.339.360 + \$2.286.377 = \$5.625.737/\text{día}.$$

Uno de los objetos de este informe, es establecer cuanto condensado retorna a las líneas de recolección, y la cantidad que se arroja a los cárcamos de desagüe. Con los datos obtenidos y descritos en el numeral 8.2 y 8.3, se encuentra lo siguiente:

Tabla 25. *Análisis en el uso del condensado en la planta de acabados actualmente.*

CONDENSADOS	lb/h	%
Total Producido	96236	100
Recolectado actualmente	67538	70
A perdida actualmente	28698	30

Con los valores de la tabla anterior, se establece que el 30% (28698 lb/h) del condensado que genera la planta, no retorna a ningún sistema de recuperación.

Se calcula entonces, el ahorro obtenido por la empresa, en caso tal de acoger la propuesta de los estudiantes.

Al valor total de ahorro anterior, se multiplica por el 30% que no se recupera de manera alguna:

$$\$5.625.737/\text{día} * 30\% = 1.687.721 /\text{día}.$$

Se estima que al año, se puede generar un ahorro de \$590.702.350.

7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

- No cabe duda de los grandes beneficios económicos que logra la empresa con el retorno de condensados a la planta termoeléctrica, los cuales se estiman en ahorro de agua, productos químicos y por supuesto en el combustible, debido a que el agua que se recupera conserva buena temperatura y calidad en sólidos disueltos, a su vez ésta aún posee productos químicos que pueden ser aprovechados al máximo.
- En la caracterización de las líneas de retorno de condensado existentes, es notable como se evidencia la poca capacidad de éstas para la recolección de todo el condensado que en el momento ingresa a las líneas de recolección, pues está claro que en partes se tiene que abrir válvulas de drenaje para evacuar el condensado y evitar que las líneas principales se saturen o sobrecarguen para evitar problemas en las máquinas de producción.
- La intención de tomar la planta con el máximo de producción en cada una de sus máquinas para realizar los diferentes cálculos y análisis en las redes nuevas de retorno de condensado, se estiman con el fin de que para un futuro y debido a la centralización de todas las plantas del país en Fabricato Bello, las líneas pudiesen albergar máquinas nuevas en su sistema, teniendo en cuenta los valores de producción en condensados
- Con el fin de mantener un equilibrio en las redes de retorno de condensado es importante crear una frecuencia preventiva de revisión del funcionamiento de cada una de las trampas de vapor
- Realizar los correctivos pertinentes que arroje el chequeo preventivo, reparando y/o cambiando las trampas que sean necesarias
- Para lograr el máximo ahorro en combustible es importante que se aisle toda la tubería de las líneas de retorno de condensado, buscando que el intercambio de calor con el ambiente sea mínimo, para que éstos lleguen con su máxima temperatura a la planta termoeléctrica.

8 BIBLIOGRAFÍA

- ARMSTRONG_INTERNATIONAL. (2013). *www.armstronginternational.com*. Recuperado el 8 de agosto de 2013, de http://www.armstronginternational.com/files/es_Es/common/allproductscatalog/Spanish326.pdf
- ARMSTRONGINTERNATIONAL. (1985). *www.armstronginternational.com*. Recuperado el 17 de junio de 2013, de www.armstronginternational.com/files/products/traps/pdf/N1_4550.pdf
- GmbH, G. (2000). *www.flowserve.com*. Recuperado el 20 de agosto de 2000, de <http://www.flowserve.com/files/Files/Literature/productLiterature/flowcontrol/gestra/810630.pdf>
- grupoglobalgreen. (09 de 2011). <http://www.grupoglobalgreen.blogspot.com/>. Recuperado el 15 de septiembre de 2013, de <http://www.grupoglobalgreen.blogspot.com/la-eficiencia-energetica-en-redes-de-vapor>
- leon, J. d. (2010). <http://www.eren.jcyl.es>. Recuperado el 23 de mayo de 2013, de <http://www.eren.jcyl.es/web/jcyl/binarios/232/933/Manual%20Redes%20de%20Vapor.pdf?blobheader=application%2Fpdf%3Bcharset%3DUTF-8&blobheadername1=Cache-Control&blobheadername2=Expires&blobheadername3=Site&blobheadervalue1=must-revalidate%2Cpost-check%3D0%2>
- Sarco, S. (2013). <http://www.spiraxsarco.com>. Recuperado el 16 de octubre de 2013, de <http://www.spiraxsarco.com/resources/steam-engineering-tutorials/condensate-recovery/sizing-condensate-return-lines.asp>
- SEDITESA. (s.f.). *www.seditesa.es*. Recuperado el 3 de mayo de 2013, de www.seditesa.es/download/pdf/Htf9.pdf
- Spirax_Marshall_Ltd. (s.f.). *www.forbesmarshall.com*. Recuperado el 20 de agosto de 2013, de <http://www.forbesmarshall.com/Controller/Subproducts/Binaries/hm00ibst.pdf>
- SpiraxSarco. (2001). <http://www.spiraxsarco.com/>. Recuperado el 8 de agosto de 2013, de <http://www.spiraxsarco.com/ar/pdfs/IM/s02-54.pdf>
- SpiraxSarco. (Noviembre de 2004). *www.statesupply.com*. Recuperado el 25 de agosto de 2013, de http://www.statesupply.com/skin/frontend/statesupply/default/docs/sarco-bucket-trap_overview.pdf

SpiraxSarco. (s.f.). *www.oval.com.mx*. Recuperado el 20 de agosto de 2013, de http://www.oval.com.mx/landing_page/TD52YTDS52.pdf

TERMODINAMICA. (s.f.). *www.termodinamica.cl*. Recuperado el 20 de agosto de 2013, de www.termodinamica.cl

9 ANEXOS.

9.1 tabla guia para cálculo de redes de retorno de condensado # 1

RETORNO DEL CONDENSADO

La manera más sencilla de recuperar el condensado sería devolverlo directamente desde cada purgador a la caldera pero, cuando se trabaja con muchos purgadores, esta solución sería cara y poco práctica. Es mucho más lógico dirigir la salida de los distintos purgadores a un conducto común que dirija a la caldera la totalidad del condensado.

Quando las conducciones de descarga de varios equipos consumidores de vapor se conectan a un conducto común, la presión de cada equipo debe ser superior a la presión en la línea de condensado (figura 1). De esta forma la presión diferencial siempre será positiva y los purgadores podrán drenar el condensado.

Conectar al mismo conducto de retorno equipos consumidores de vapor a distintas presiones no representa ningún problema, si la línea se dimensiona adecuadamente. De hecho, los purgadores actúan como "aislantes" de las presiones respectivas en los distintos equipos, cuyo valor no tiene ninguna influencia en la presión de la línea.

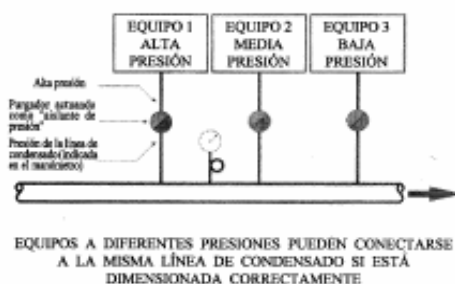


Figura 1

DISEÑO DE LAS LÍNEAS DE CONDENSADO

En las líneas de condensado se produce normalmente una cierta revaporización del condensado (vapor flash); por la tubería circula pues una mezcla de líquido y vapor. Si este hecho no se tiene en cuenta al dimensionar la tubería, y se considera que por ella circula solamente líquido, se elegirá un diámetro demasiado pequeño; este error es bastante habitual y sus consecuencias son nefastas.

En efecto, si la tubería de condensado es de un diámetro inferior a lo necesario, la presión en ella (contrapresión) aumenta por encima de lo previsto; a consecuencia de ello disminuye la presión diferencial a la que trabajan los purgadores, lo que disminuye su capacidad, por lo que los equipos consumidores de vapor no funcionan bien y, a menudo, se inundan de condensado en los momentos de máximo consumo. Muchos de los problemas usualmente encontrados en las instalaciones que consumen vapor tienen su origen en un dimensionamiento inadecuado de las tuberías de condensado.

Aunque el cálculo exacto del diámetro que debe tener una línea de condensado es un problema complicado, para el caso particular en el que todos los purgadores que descargan a la misma trabajan con vapor a la misma presión, es posible dar un método sencillo y razonablemente aproximado. El cálculo se realiza en cuatro etapas:

1º Se calcula la cantidad total de condensado que la línea debe vehicular, como la suma del condensado que produce cada uno de los equipos conectados a la línea.

2º Se calcula el porcentaje de condensado que se convertirá en vapor flash. Para ello debe conocerse la presión del vapor en los purgadores y la presión que se desea tener en la línea de condensado. Con esos dos datos la tabla 1 da directamente el porcentaje de condensado que se convierte en vapor flash.

Si la presión primaria no fuera la misma en todos los purgadores, este cálculo debería hacerse por separado para cada uno de ellos.

3º Se calcula la cantidad de vapor flash que circulará por la línea de condensado, aplicando el porcentaje calculado en el paso anterior a la cantidad total de condensado producido.

4º Se dimensiona la tubería como si por ella solamente circulara el vapor, empleando la tabla 2. Los datos necesarios para ello son la presión del vapor (es decir, la presión en la línea de condensado), la cantidad de vapor que circula (que hemos calculado en el paso anterior) y la velocidad del vapor, que normalmente se elige entre 20 y 30 metros por segundo.

Veamos un ejemplo. Supongamos una instalación en la que veinte purgadores consumen cada uno 100 kg/h de vapor a 10 bar. Se desea dimensionar una línea de condensado para una presión de 0,5 bar en la que el vapor circule a 20 m/s.

1º La producción total de condensado será $20 \times 100 = 2000 \text{ kg/h}$

2º La tabla 1, para una presión primaria de 10 bar y una secundaria de 0,5 bar indica que el 14,11 % del condensado se convierte en vapor flash.

3º La cantidad de vapor flash que circulará por la tubería de condensado será pues: $0,1411 \times 2000 = 282,2 \text{ kg/h}$

4º La tabla 2 indica que, para una presión de 0,5 bar y una velocidad del vapor de 20 m/s una tubería de DN 80 puede vehicular 332 kg/h de vapor, y una de DN 65 solamente 241. En nuestro caso deberemos elegir, pues una tubería de DN 80. Los diámetros que se obtienen con este método de cálculo suelen sorprender por lo elevados que son respecto a los

que se emplean habitualmente. Debe tenerse en cuenta que en la mayoría de los casos las tuberías de condensado están ampliamente subdimensionadas lo que, como ya hemos dicho, es la causa de muchos de los problemas que se encuentran en las instalaciones de vapor.

PORCENTAJE EN PESO DEL CONDENSADO QUE SE CONVIERTE EN VAPOR FLASH

Presión primaria (bar)	PRESIÓN SECUNDARIA (bar)					
	0	0,2	0,5	1	2	4
0,2	0,97					
0,5	2,21	1,25				
1	3,90	2,94	1,71			
2	6,38	5,44	4,22	2,54		
4	9,88	8,96	7,77	6,13	3,65	
6	12,40	11,50	10,33	8,72	6,28	2,70
8	14,44	13,55	12,40	10,81	8,41	4,88
10	16,12	15,24	14,11	12,53	10,17	6,69
12	17,63	16,76	15,63	14,08	11,74	8,30
14	18,95	18,09	16,98	15,44	13,12	9,72
16	20,15	19,30	18,19	16,67	14,37	11,00
18	20,73	19,88	18,78	17,26	14,97	11,62
21	22,76	21,93	20,84	19,35	17,10	13,80

Tabla 1

CAUDAL DE VAPOR FLASH, Kg/h

PRESIÓN (bar)	VELOCIDAD (M/S)	DN, mm								
		15	20	25	32	40	50	65	80	100
0,5	5	3	6	9	16	22	36	60	83	139
	10	7	12	19	33	45	72	120	166	279
	20	14	24	39	67	90	144	241	332	559
	25	18	30	49	84	113	181	301	415	699
	30	21	36	59	101	135	217	361	498	839
1	5	4	7	12	22	29	47	78	108	183
	10	9	15	25	44	59	94	157	217	366
	20	19	31	51	88	118	189	315	434	732
	25	23	39	64	110	148	237	394	543	915
	30	28	47	77	132	177	284	473	651	1098
2	5	6	11	18	32	42	69	115	158	267
	10	13	23	37	64	86	138	230	317	535
	20	27	46	75	129	173	277	461	635	1071
	25	34	58	94	161	216	346	576	794	138
	30	41	69	113	193	260	416	692	953	1606
3	5	9	15	24	42	56	90	151	208	350
	10	18	30	49	84	113	181	302	416	701
	20	36	60	99	169	227	363	604	832	1403
	25	45	76	124	211	284	454	755	1040	1754
	30	54	91	149	253	340	545	906	1248	2104
4	5	1	18	30	52	70	112	186	256	432
	10	22	37	61	104	140	224	372	513	865
	20	45	75	122	208	280	448	745	1027	1730
	25	56	93	153	261	350	560	932	1283	2163
	30	67	112	183	313	420	672	1118	1540	2596
5	5	13	22	36	61	83	133	221	304	513
	10	26	44	72	123	166	266	442	609	1027
	20	53	89	145	247	332	532	885	1219	2055
	25	67	111	181	309	416	665	1107	1534	2569
	30	80	133	218	371	499	798	1328	1829	3083

Tabla 2

9.2 tabla guia para cálculo de redes de retorno de condensado de armstrong.

How to Size Condensate Return Lines

The sizing of condensate return lines presents several problems which differ from those of sizing steam or water lines. The most significant of these is the handling of flash steam. Although a return line must handle both water and flash steam, the volume of flash steam is many times greater than the volume of condensate. For the values in Chart 47-1 the volume of flash steam is 96% to 99% of the total volume. Consequently, only flash steam is considered in Chart 47-1.

Condensate return lines should be sized to have a reasonable velocity at an acceptable pressure drop. Chart 47-1 is based on having a constant velocity of 7,000 feet per minute or below, using Schedule 40 pipe. Additional factors which should also be considered—depending on water conditions—are dirt, fouling, corrosion and erosion.

For a given supply pressure to the trap and a return line pressure, along with an assumed pressure drop per 100 feet of pipe ($\Delta P/L$) and knowing the condensate flow rate, the proper pipe diameter can be selected from Chart 47-1.

How to Use Chart 47-1

Example 1: A condensate system has the steam supply at 30 psig. The return line is non-vented and at 0 psig. The return line is to have the capacity for returning 2,000 lbs/hr of condensate. What must be the size of the return line?

Solution: Since the system will be throttling the condensate from 30 psig to 0 psig, there will be flash steam (assuming no subcooling), and the system will be a dry-closed (not completely full of liquid and not vented to atmosphere) return. The data in Chart 47-1 can be used. A pressure of $\frac{1}{4}$ psig per 100 feet is selected. In Chart 47-1 for a 30 psig supply and a 0 psig return for $\Delta P/L = \frac{1}{4}$, a pipe size for the return line of 2" is selected.

Example 2: A condensate return system has the steam supply at 100 psig and the return line is non-vented and at 0 psig. The return line is horizontal and must have a capacity of 2,500 lbs/hr. What size pipe is required?

Solution: Since the system will be throttling non-subcooled condensate from 100 psig to 0 psig there will be flash steam, and the system will be a dry-closed return. Selecting a pressure drop of 1 psi per 100 feet yields from Chart 47-1 a non-recommended situation (a). Select a pressure drop of $\frac{1}{4}$ psi per 100 feet and then a 2 $\frac{1}{2}$ " pipe can be used for this system.

Chart 47-1. Flow Rate (lbs/hr) for Dry-Closed Returns

$\Delta P/L$ psi/100'	D, in	Supply Pressure = 5 psig Return Pressure = 0 psig			Supply Pressure = 15 psig Return Pressure = 0 psig			Supply Pressure = 30 psig Return Pressure = 0 psig			Supply Pressure = 50 psig Return Pressure = 0 psig		
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	1	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	1	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	1	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	1
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$	240	520	1,100	95	210	450	60	130	274	42	92	200
	$\frac{1}{4}$	510	1,120	2,400	210	450	950	130	280	590	91	200	420
	1	1,000	2,150	4,540	400	860	1,820	250	530	1,120	180	380	800
	1 $\frac{1}{4}$	2,100	4,500	9,500	840	1,800	3,800	520	1,110	2,340	370	800	1,680
	1 $\frac{1}{2}$	3,170	6,780	14,200	1,270	2,720	5,700	780	1,670	3,510	560	1,200	2,520
	2	6,240	13,300	a	2,500	5,320	a	1,540	3,270	a	1,110	2,350	a
	2 $\frac{1}{2}$	10,000	21,300	a	4,030	8,520	a	2,480	5,250	a	1,780	3,780	a
	3	18,000	38,000	a	7,200	15,200	a	4,440	9,360	a	3,190	6,730	a
$\frac{1}{2}$	4	37,200	78,000	a	14,900	31,300	a	9,180	19,200	a	6,660	13,800	a
	6	110,500	a	a	44,300	a	a	27,300	a	a	19,600	a	a
	8	228,600	a	a	91,700	a	a	56,400	a	a	40,500	a	a

$\Delta P/L$ psi/100'	D, in	Supply Pressure = 100 psig Return Pressure = 0 psig			Supply Pressure = 150 psig Return Pressure = 0 psig			Supply Pressure = 100 psig Return Pressure = 15 psig			Supply Pressure = 150 psig Return Pressure = 15 psig		
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	1	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	1	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	1	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	1
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$	26	62	133	23	51	109	56	120	260	43	93	200
	$\frac{1}{4}$	62	134	290	50	110	230	120	260	560	93	200	420
	1	120	260	544	100	210	480	240	500	1,060	180	390	800
	1 $\frac{1}{4}$	250	540	1,130	200	440	980	500	1,060	2,200	380	800	1,680
	1 $\frac{1}{2}$	380	810	1,700	310	660	1,400	750	1,600	3,320	570	1,210	2,500
	2	750	1,600	a	610	1,300	a	1,470	3,100	6,490	1,120	2,350	4,900
	2 $\frac{1}{2}$	1,200	2,550	a	980	2,100	a	2,370	5,000	10,300	1,800	3,780	7,800
	3	2,160	4,550	a	1,780	3,710	a	4,250	8,860	a	3,200	6,710	a
$\frac{1}{2}$	4	4,480	9,340	a	3,640	7,630	a	8,730	18,200	a	6,620	13,800	a
	6	13,200	a	a	10,800	a	a	25,900	53,600	a	19,600	40,600	a
	8	27,400	a	a	22,400	a	a	53,400	110,300	a	40,500	83,600	a

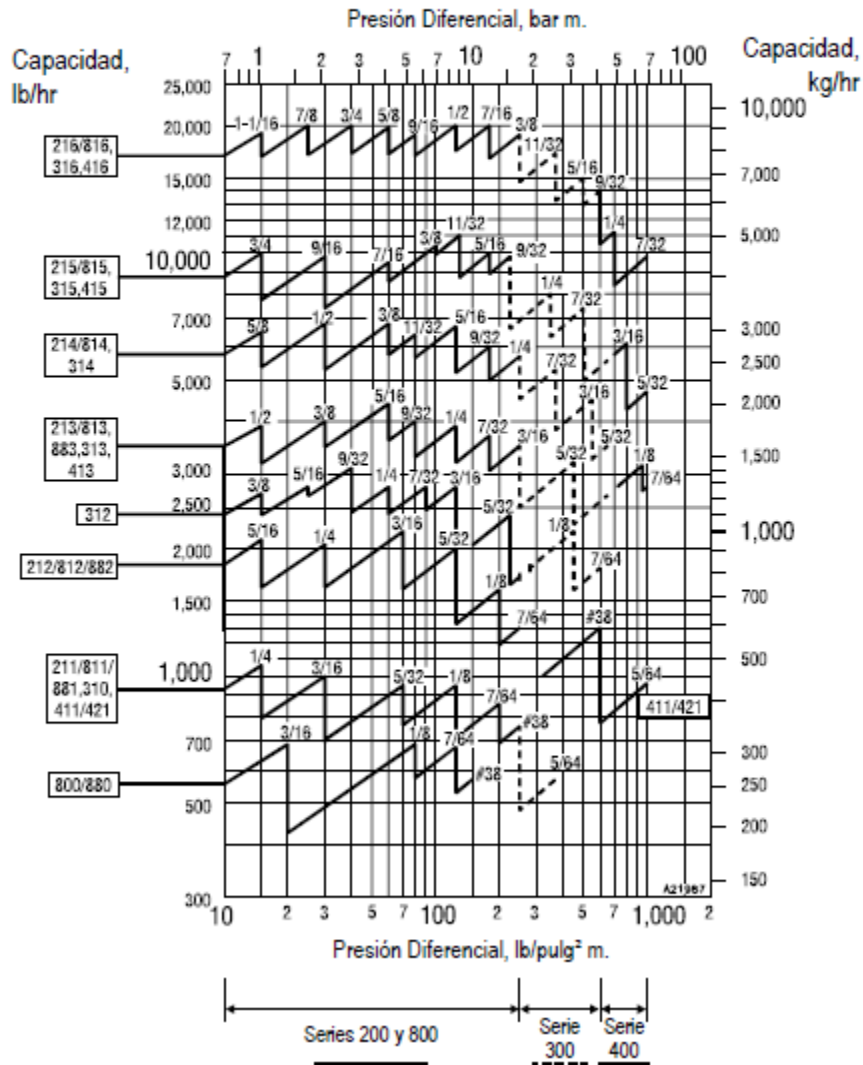
*For these sizes and pressure losses the velocity is above 7,000 fpm. Select another combination of size and pressure loss.
Reprinted by permission from ASHRAE Handbook — 1985 Fundamentals.

9.3 Tabla Resumida de Capacidades de Trampas de Cubeta Invertida



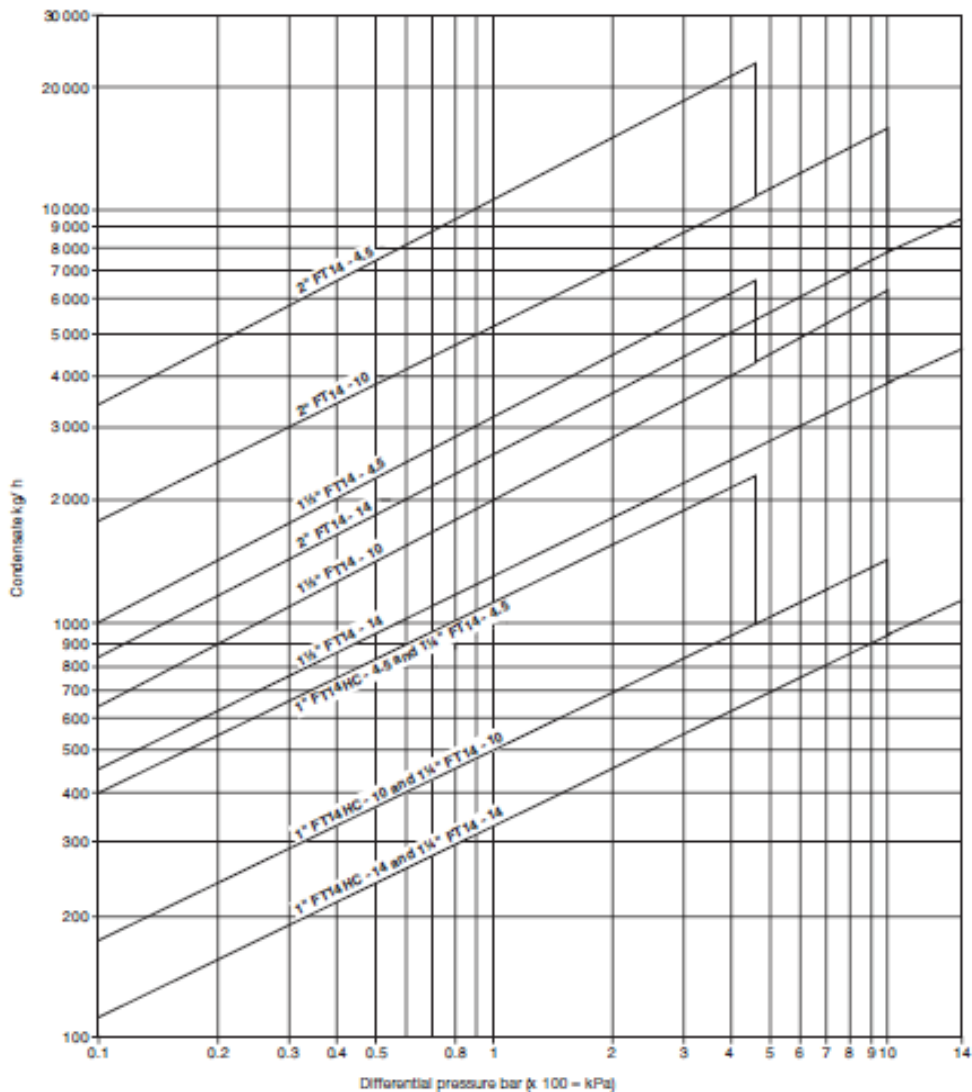
Tabla Resumida de Capacidades de Trampas de Cubeta Invertida **Armstrong**

Tabla Resumida de Capacidades



9.4 Trampas FT 14 y FT 14 HC, (SpiraxSarco, 2001)

Capacities



Additional cold water capacities from the thermostatic air vent under start-up conditions

Capacities shown above are based on condensate at saturation temperature. Under start-up conditions when the condensate is cold the internal thermostatic air vent will be open and provides additional capacity to the main valve. The following table gives the minimum additional cold water capacities from the air vent.

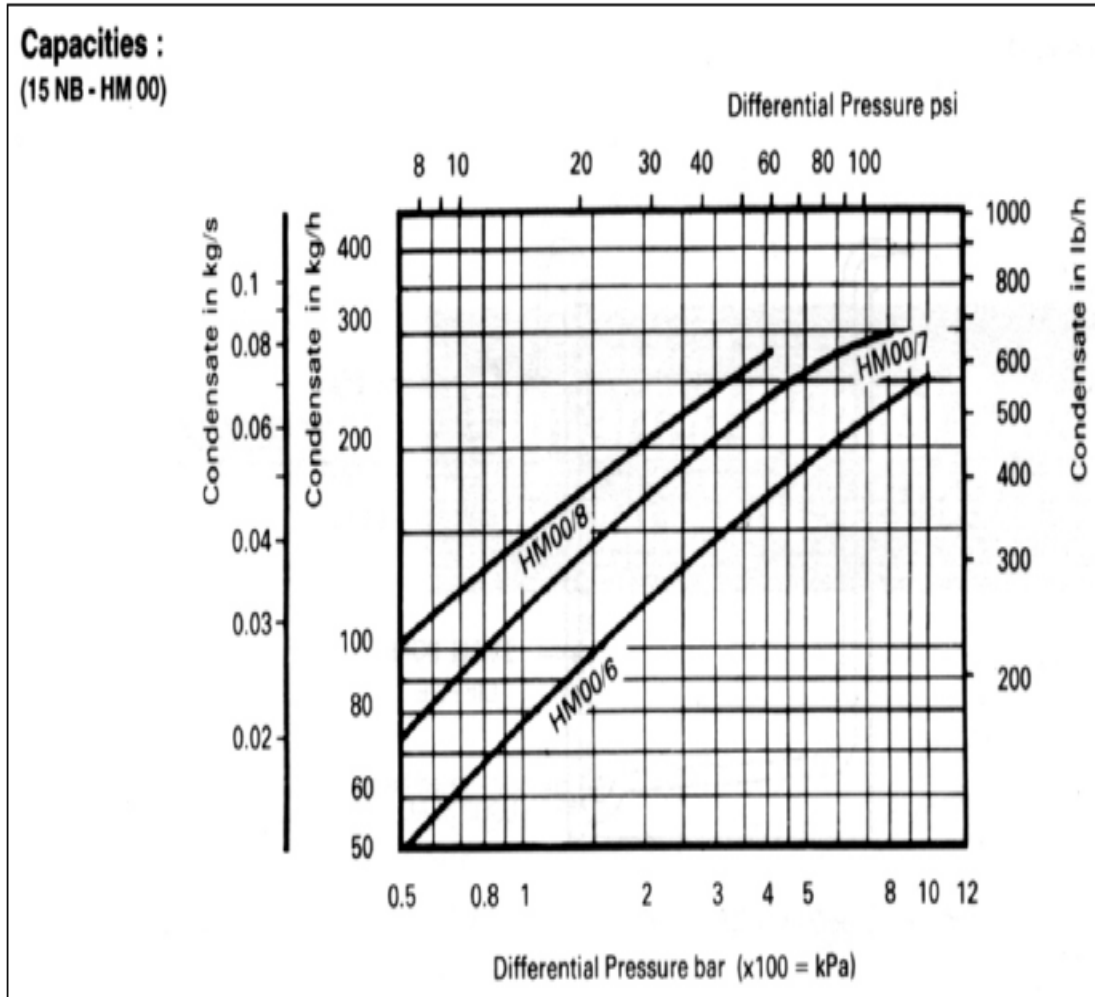
ΔP (bar)	0.5	1	2	3	4.5	7	10	14
	Minimum additional cold water capacity (kg/h)							
1" HC	580	600	650	670	700	1000	1300	1600
1 1/2", 1 1/4" and 2"	580	600	650	670	700	1000	1300	1600

9.5 Trampa B – 1X – 125 de spirax sarco

CAPACIDADES PARA TRAMPAS SERIE B

Presión diferencial	Tamaño	13 mm 19 mm		1/2" 3/4"		25 mm		1"		32 mm 38 mm		1-1/4" 1-1/2"		51		2"	
		Modelo	B1-X-15		B2-15		B3-15		B4-15		B5-15						
	Orificio	6.3 mm	1/4"	9.5 mm	3/8"	13 mm	1/2"	16 mm	5/8"	27 mm	1-1/16"						
	kg/cm ²	lb/pulg ²	kg/hr	lb/hr	kg/hr	lb/hr	kg/hr	lb/hr	kg/hr	lb/hr	kg/hr	lb/hr					
0.07 a 1.05	0.07	1	302	665	773	1700	973	2140	1791	3940	5272	11600					
	0.14	2	325	715	873	1920	1059	2330	1859	4090	5499	12100					
	0.21	3	343	755	959	2110	1182	2600	1977	4350	5999	13200					
	0.35	5	379	835	1077	2370	1327	2920	2263	4980	6681	14700					
	0.70	10	436	960	1277	2810	1632	3590	2722	5990	8090	17800					
	1.05	15	473	1040	1463	3220	1773	3900	2982	6560	9090	20000					
0.3 a 2.1	Modelo	B1-X-30		B2-30		B3-30		B4-30		B5-30							
	Orificio	5 mm	3/16"	8 mm	5/16"	9.5 mm	3/8"	13 mm	1/2"	19 mm	3/4"						
	kg/cm ²	5	279	615	873	1920	1064	2340	1886	4150	4545	10000					
	lb/pulg ²	10	325	715	1027	2260	1291	2840	2241	4930	5499	12100					
	kg/hr	15	368	810	1173	2580	1468	3230	2582	5680	6363	14000					
	lb/hr	20	407	895	1304	2870	1850	3830	2818	6200	7090	15600					
	kg/hr	25	429	945	1391	3060	1773	3900	3054	6720	7772	17100					
	lb/hr	30	454	1000	1463	3220	1873	4120	3245	7140	8408	18500					
0.7 a 5.2	Modelo	B1-X-75		B2-75		B3-75		B4-75		B5-75							
	Orificio	4 mm	5/32"	6.3 mm	1/4"	7.1 mm	9/32"	9.5 mm	3/8"	14.2 mm	9/16"						
	kg/cm ²	10	227	500	568	1250	895	1970	1745	3840	4481	9680					
	lb/pulg ²	20	277	610	727	1600	1136	2500	2145	4720	5636	12400					
	kg/hr	30	320	705	841	1850	1300	2860	2486	5470	6318	13900					
	lb/hr	40	350	770	909	2000	1418	3120	2763	6080	6908	15200					
	kg/hr	60	411	905	1068	2350	1654	3640	3250	7150	8136	17900					
	lb/hr	75	439	965	1159	2550	1800	3960	3441	7570	8726	19200					
1.4 a 6.7	Modelo	B1-X-125		B2-125		B3-125		B4-125		B5-125							
	Orificio	3.1 mm	1/8"	5.1 mm	13/64"	6.3 mm	1/4"	8.7 mm	11/32"	12.7 mm	1/2"						
	kg/cm ²	1.4	20	203	446	491	1080	945	2080	2023	4450	4909	10800				
	lb/pulg ²	2.8	40	273	600	727	1600	1182	2600	2513	5530	5681	12500				
	kg/hr	60	318	695	818	1800	1373	3020	2886	6350	7090	15600					
	lb/hr	80	348	765	877	1930	1536	3380	3231	7110	7772	17100					
	kg/hr	100	377	830	945	2080	1654	3640	3522	7750	8590	18900					
lb/hr	125	418	920	1000	2200	1863	4100	3881	8540	9090	20000						
4.2 a 12.5	Modelo	B1-X-180		B2-180		B3-180		B4-180		B5-180							
	Orificio	2.7 mm	7/64"	3.9 mm	5/36"	5.5 mm	7/32"	7.1 mm	9/32"	11.1 mm	7/16"						
	kg/cm ²	4.2	60	266	585	750	1650	1173	2580	1932	4250	6204	13650				
	lb/pulg ²	5.6	80	292	642	873	1920	1286	2830	2150	4730	6863	15100				
	kg/hr	100	320	703	932	2050	1395	3070	2309	5080	7545	16600					
	lb/hr	125	348	765	1023	2250	1536	3380	2582	5680	8363	18400					
kg/hr	150	371	816	1091	2400	1627	3580	2718	5980	8681	19100						
lb/hr	180	394	867	1154	2540	1718	3780	2863	6300	9317	20500						
8.7 a 17.5	Modelo	B1-X-250		B2-250		B3-250		B4-250		B5-250							
	Orificio	2.3 mm	3/32"	3.5 mm	9/64"	4.7 mm	3/16"	6.3 mm	1/4"	9.5 mm	3/8"						
	kg/cm ²	8.7	125	255	562	629	1625	1254	2760	2150	4730	6818	15000				
	lb/pulg ²	10.5	150	273	600	682	1940	1323	2910	2263	4980	7317	16100				
	kg/hr	12.3	175	286	630	696	2080	1418	3120	2332	5130	7636	16800				
	lb/hr	14.0	200	302	665	744	2120	1536	3380	2500	5500	8090	17800				
	kg/hr	15.8	225	316	695	1018	2240	1573	3460	2627	5780	8590	18900				
lb/hr	17.5	250	327	720	1045	2300	1650	3630	2745	6040	8817	19400					

9.6 Trampa HM00 – 7 (Spirax_Marshall_Ltd)



9.7 Trampa BPT – 13 (TERMODINAMICA)

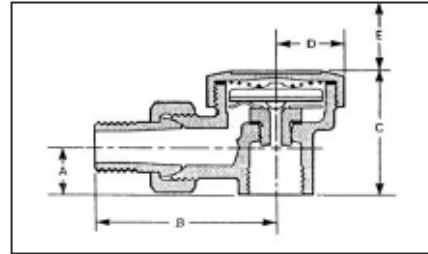


CASA MATRIZ: Panamericana Norte N°18.900 - Sitio 3 - Lampa - Santiago
Fono: (56-2) 270 9700 - Fax: (56-2) 738 7618 - 736 7653
Web: www.termodinamica.cl - e-mail: ventas@termodinamica.cl

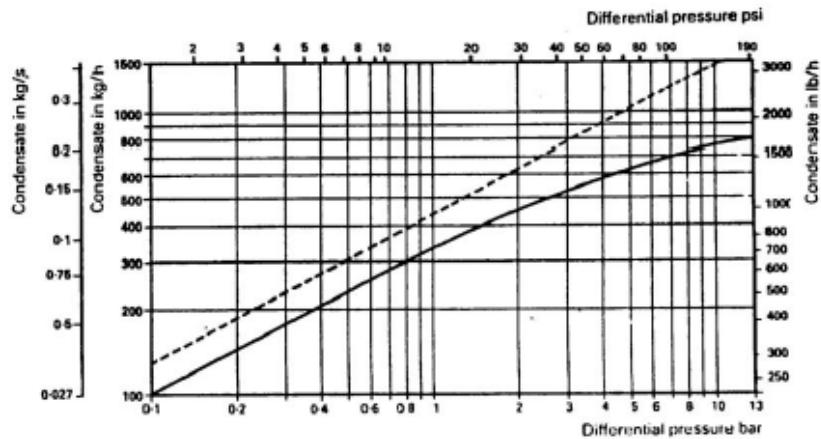


DIMENSIONES BPT 13 UA (aproximadas en mm):

Tamaño	A	B	C	D	E	Peso (kg)
1/2"	20	67	53	25	55	0,50
3/4"	27	75	62	25	55	0,55



Capacidad:



Línea continua = condensado caliente
Línea segmentada = condensado frío

Instalación:

- La trampa esta diseñada para ser instalada con la cápsula en forma horizontal y la tapa hacia arriba.
- Se recomienda instalar con sus accesorios de filtro para impurezas y visor de condensado en la descarga.

9.8 Trampa TD – 52 (SpiraxSarco, www.oval.com.mx)

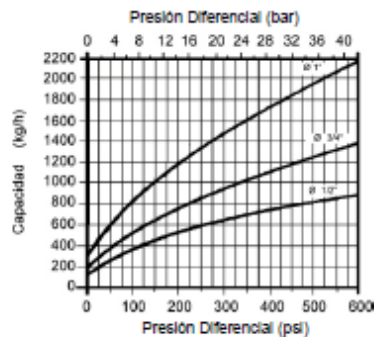
**spirax
sarco**

Trampa
Termodinámica
para Vapor TD 52 y
TDS 52 Con Isotapa

La trampa termodinámica está construida en acero inoxidable y tiene una sola pieza móvil, por lo cual puede soportar vapor recalentado, golpes de ariete y vibraciones. No precisa de cambio o ajuste de mecanismos para trabajar dentro de su rango de operación.	Modelo	TD 52	TDS 52
	PMO	42 bar m. (600 psig)	
	Medidas	1/2", 3/4", 1"	
	Conexiones	NPT, SW (*)	
	Construcción	Acero Inoxidable	
	Opciones	Válvula de purga	
	Otras conexiones sobre pedido		

(*) Para procedimiento de soldadura, seguir la norma A.W.S.

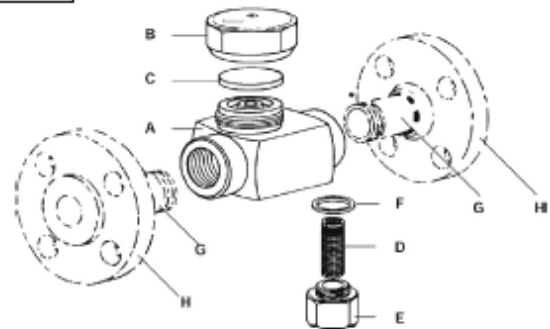
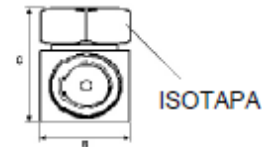
Curva de capacidades.



La isotapa protege a la trampa prolongando su tiempo de vida cuando estas se encuentran instaladas a la intemperie expuestas a lluvia y viento.

Lista de partes y materiales			
No.	Descripción	Materiales	Tipo
A	Cuerpo	Acero Inoxidable	AISI 420F
B	Isotapa	Acero Inoxidable	AISI 416
C	Disco	Acero Inoxidable	AISI 420
D	Elemento filtrante	Acero Inoxidable	AISI 304
E	Tapón porta-cedazo	Acero Inoxidable	AISI 420F
F	Junta	Cobre	
G	Tubo (Opcional)	Acero	
H	Brida (Opcional)	Acero	

Tipo
TD-52



Condiciones límite de operación.

Presión máxima de operación: 42 bar m. (600 psig)

La presión mínima para operación es de 0.25 bar m. (3.5 psi).

La contrapresión no debe exceder del 80% de la presión de entrada en ningún caso.

De otra forma, la trampa no operará.

Condiciones de diseño del cuerpo.

Presión máxima permitida: 42 bar m./ hasta 427 °C
Temperatura máxima permitida: 427 °C/ 0 a 42 bar m.
Prueba hidráulica en frío: 63 bar m.

Aplicaciones típicas.

Purga de líneas de distribución.

Purgado de prensas de platos múltiples.

Purgado de sistemas de aire comprimido (instaladas en posición vertical).

9.9 Trampa b1h – 125 (SpiraxSarco, www.statesupply.com, 2004)

Capacidades lb/h (para kg/h multiplicar lb/h por 0.454)						
Diámetro		1 / 2" 3/4"	3/4"	1"	1-1/4"	2"
Rango de Presión Diferencial	Modelo No.	B1H-15	B2-15	B2-15	B2-15	B2-15
	Orificio	1/4"	3/8"	1 / 2"	5/8"	1 1/16"
1-15 psi	1 psi	665	1700	2140	3940	11,800
	2 psi	715	1920	2330	4090	12,100
	3 psi	755	2110	2600	4350	13,200
	5 psi	835	2370	2920	4980	14,700
	10 psi	960	2810	3580	5990	17,800
15 psi	1040	3220	3900	6560	20,200	
5-30 psi	Modelo No.	B1H-30	B2-30	B3-30	B4-30	B5-30
	Orificio	3/16"	5/16"	3/8"	1 / 2"	3/4"
	5 psi	615	1920	2340	4150	10,000
	10 psi	715	2260	2840	4930	12,100
	15 psi	810	2580	3230	5680	14,600
20 psi	895	2870	3630	6200	15,600	
25 psi	945	3060	3900	6720	17,100	
30 psi	1000	3220	4120	7140	18,500	
10-75 psi	Modelo No.	B1H-75	B2-75	B3-75	B4-75	B5-75
	Orificio	5/32"	1/4"	9 / 32"	3/8"	9/16"
	10 psi	500	1250	1970	3840	9,860
	20 psi	610	1600	2500	4720	12,400
	30 psi	705	1850	2860	5470	13,900
40 psi	770	2000	3120	6080	15,200	
60 psi	905	2350	3640	7150	17,900	
75 psi	965	2550	3960	7570	19,200	
20-125 psi	Modelo No.	B1H-125	B2-125	B3-125	B4-125	B2-15
	Orificio	1/8"	13/64"	11/4"	11/32"	1/2"
	20 psi	446	1100	2080	4450	10,800
	40 psi	600	1220	2600	5530	12,500
	60 psi	695	1700	3020	6350	15,800
80 psi	765	1900	3380	7110	17,100	
100 psi	830	2080	3640	7750	18,900	
125 psi	920	2240	4100	8540	20,000	
60-180 psi	Modelo No.	B1H-180	B2-180	B3-180	B4-180	B5-180
	Orificio	3/32"	5/32"	7/32"	9/32"	7/16"
	60 psi	585	1500	2590	4250	13,550
	80 psi	642	1700	2830	4730	15,100
	100 psi	703	1800	3070	5280	16,500
125 psi	765	1940	3380	5680	18,400	
150 psi	816	2100	3580	5980	19,100	
180 psi	867	2220	3780	6300	20,500	
125-250 psi	Modelo No.	B1H-250	B2-250	B2-250	B4-250	B2-250
	Orificio	0,70"	9/64"	9/64"	1/4"	3/8"
	125 psi	562	1625	2760	4730	13,650
	150 psi	600	1840	2910	4980	15,100
	175 psi	630	2050	3120	5130	16,500
200 psi	665	220	3380	5500	18,400	
225 psi	695	2240	3460	5780	19,100	
250 psi	720	2300	3630	6004	20,500	

9.10 Trampa Gestra UNA 23 (gmbh, 2000)

A₁ Purgadores
PN 16 - PN 40
DN 15 - 50
1/2" - 3/4"
UNA 23, UNA 25, UNA 26



GESTRA GmbH

P.O. Box 105460, D-28054 Bremen
Hemmstraße 130, D-28215 Bremen
Tel. +49 (0) 421 3503-0, Fax -393
E-mail gestra.gmbh@gestra.de
Internet www.gestra.de



Diagrama de caudales

El diagrama presenta los caudales máximos de condensado a la temperatura de ebullición para los distintos diámetros nominales y órganos de cierre (AO). Los caudales de agua fría son caudales calientes multiplicado por el factor F.

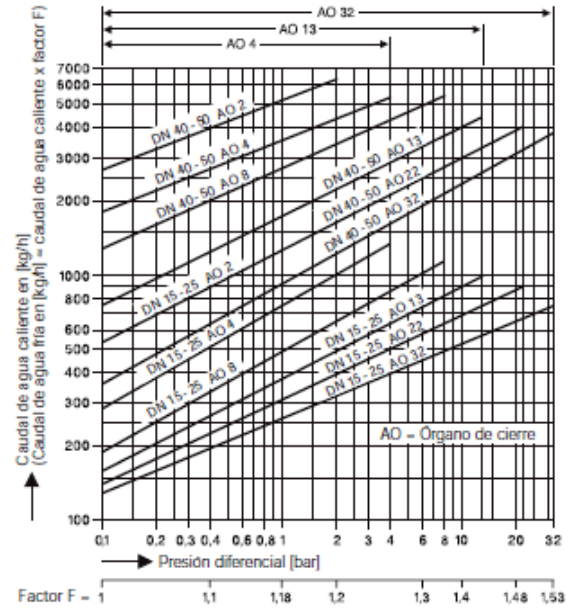
La presión diferencial (presión de trabajo), que es la diferencia entre la presión delante y la presión detrás del purgador, influye en los caudales y depende, entre otras cosas, del trazado de las tuberías. Si se eleva el condensado detrás del purgador, la presión diferencial (presión de trabajo) se reduce prácticamente en 1 bar (at) por cada 7 m de elevación.

La presión diferencial máxima admisible depende de la sección transversal de salida del órgano de cierre.

Los purgadores, en su ejecución de serie, se suministran para las siguientes presiones diferenciales máximas:

UNA 23: hasta 2, 4, 8 o 13 bar
UNA 25/26: hasta 2, 4, 8, 13, 22 o 32 bar

Órgano de cierre	DN 15-25	
	Valor k_{vs} [m³/h]	Ø del taladro [mm]
AO 2	1,5	8
AO 4	0,9	6
AO 8	0,58	4,8
AO 13	0,44	4,1
AO 22	0,38	3,5
AO 32	0,31	3
DN 40 y 50		
AO 2	6	15
AO 4	4,1	12,5
AO 8	3,2	10
AO 13	2,1	8,5
AO 22	1,5	7
AO 32	1,1	6,5



9.11 Plano Planta De Acabados Fabricato.

