



Manual técnico

Diseño y cálculo de redes de vapor

Eficiencia energética
en redes de vapor



Junta de
Castilla y León

MANUAL TÉCNICO DE DISEÑO Y CÁLCULO DE REDES DE VAPOR

EFICIENCIA ENERGÉTICA EN REDES DE VAPOR

Edita: Junta de Castilla y León
Consejería de Economía y Empleo
Ente Regional de Energía de Castilla y León

Colabora: DEA INGENIERÍA

Diseño e
Impresión: I. Sorles. LEÓN

Dep. Legal: LE-1660-2010

El sector industrial, es uno de los sectores en los que mayor consumo energético se produce, superando el 31% del total de energía final. 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.

Básicamente hay dos tipos de energía convencional que se utiliza en el sector industrial, por un lado energía eléctrica y por otro 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 costes de producción y distribución en las naves de producción son elevados. Por ello, los responsables técnicos o gerenciales han de poner 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, el Ente Regional de la Energía de Castilla y León, en el marco de la Estrategia de Ahorro y Eficiencia Energética en España (E4+), ha elaborado este manual sobre diseño y cálculo de redes de vapor en el sector industrial que se suma a otros manuales publicados con anterioridad y que pretende ser una herramienta de consulta para todas aquellas personas que por su dedicación profesional o empresarial participan en el diseño, ejecución y utilización de redes de vapor en el sector industrial.

Es mi deseo que este manual contribuya a la mejora de la eficiencia energética de nuestras empresas, lo que sin duda redundará en un aumento de la competitividad en la producción, pues con la aplicación de los conceptos que recoge se podrán también ahorrar costes de fabricación e implementar las mejores tecnologías disponibles.

TOMÁS VILLANUEVA RODRÍGUEZ
Vicepresidente segundo
y Consejero de Economía y Empleo



EL VAPOR COMO FLUIDO ENERGÉTICO

ÍNDICE

EL VAPOR COMO FLUIDO ENERGÉTICO

1.- FUNDAMENTOS DEL USO DEL VAPOR COMO FLUIDO ENERGÉTICO.....	7
2.- CAMBIOS ENERGÉTICOS EN EL PROCESO DE EMPLEO DEL VAPOR	8
3.- ESTADOS DE UN VAPOR Y CONDICIONES DE USO.....	8
4.- LA DISTRIBUCIÓN Y EMPLEO DEL VAPOR	12
5.- ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE UNA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.....	14
6.- EL DISEÑO DE UNA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR	19
6.1.- Golpe de ariete.....	19
6.2.- Presión.....	21
6.3.- Tuberías.....	22
6.4.- Dimensionado de tuberías	23
6.5.- Derivaciones	23
6.6.- Filtros	24
6.7.- Purgadores	24
6.8.- El Diseño Eficiente Energético de una red de distribución de vapor ..	26

1. FUNDAMENTOS DEL USO DEL VAPOR COMO FLUIDO ENERGÉTICO

Desde hace muchísimos años, el vapor de agua viene siendo el fluido térmico más ampliamente utilizado. La generalización de su empleo está basada en un conjunto de características singulares que le convierten en prácticamente insustituible.

De entre las características que lo sitúan en el lugar que ocupa cabe destacar las siguientes:

- Materia prima barata y de elevada disponibilidad
- Amplio rango de temperaturas de empleo
- Ininflamable y no tóxico
- Fácilmente transportable por tubería
- Elevado calor de condensación
- Elevado calor específico
- Temperatura de condensación fácilmente regulable

El vapor de agua constituye el fluido energético ideal para aplicación en el campo industrial. La razón fundamental es la necesidad que tiene la industria de emplear fuentes de calor a muy diversos niveles de temperatura.

Este requisito lo cumple el vapor a la perfección pues cubre holgadamente una banda de trabajo entre 1,13 bar y 70 bar que equivalen a una banda térmica entre 103°C y 287°C como vapor saturado seco e incluso más elevadas si el vapor se produce con 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.

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 calefactar, 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 entálpicas 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. ESTADOS DE UN VAPOR Y CONDICIONES DE USO

Lo primero que es preciso comprender a la hora de enfrentarse a una instalación de vapor son 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 y que en el contexto de este manual presenta un escaso interés.

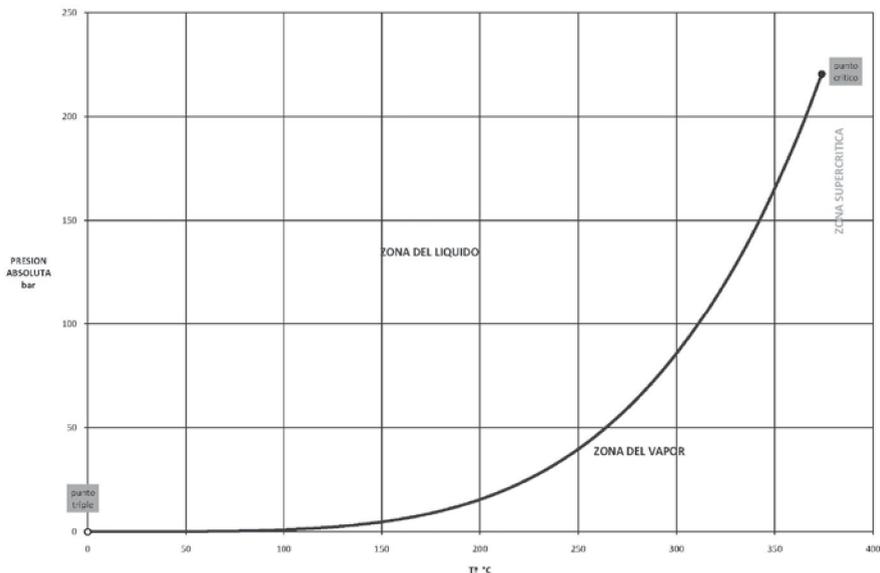


Fig. 1 DIAGRAMA P-T PARA EL AGUA

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 (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 $0,006112$ bar 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^a constante. Se localiza aproximadamente a 374°C y 221 bar 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.

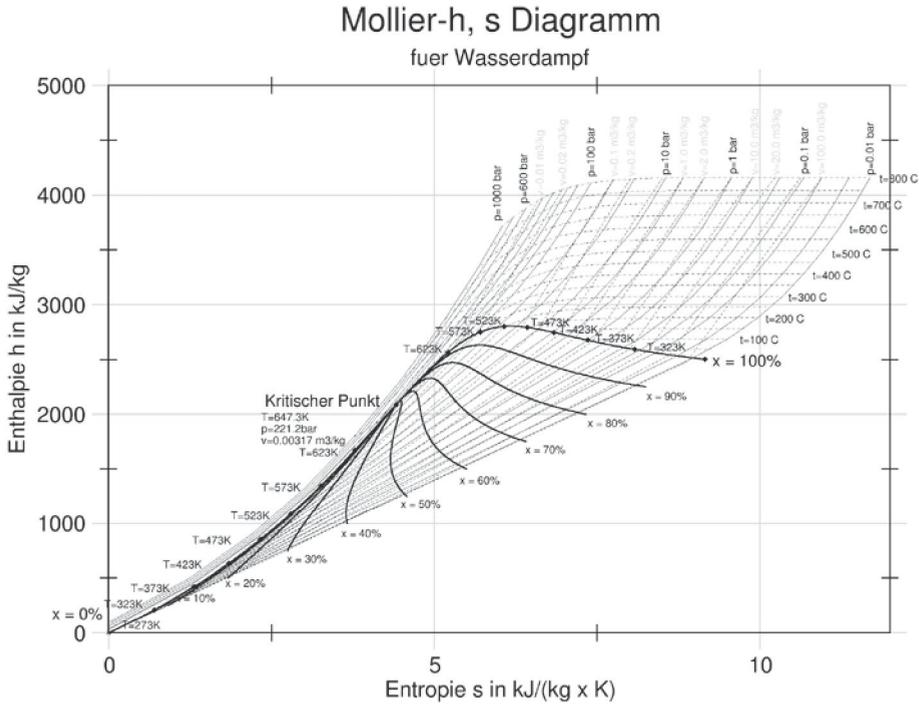


Fig. 2 DIAGRAMA DE MOLLIER

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 publica-

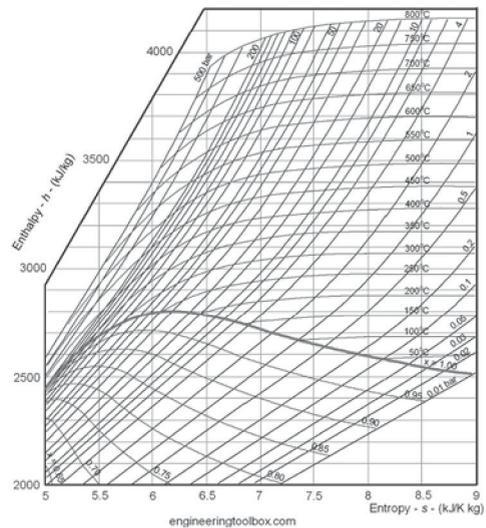


Fig. 3 DIAGRAMA PARCIAL DE MOLLIER

das 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.

La presente publicación viene acompañada de una aplicación informática de cálculo en la que se han implementado estas funciones como base para la obtención de las variables que rigen el proceso de circulación del vapor y su aprovechamiento energético en una red de producción y distribución.

Para más detalles sobre estas funciones se puede visitar la web de The International Association for the Properties of Water and Steam en la dirección <http://www.iapws.org/>.

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.

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 combustible químico 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.

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 apartados 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^a 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^a 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 costes 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:

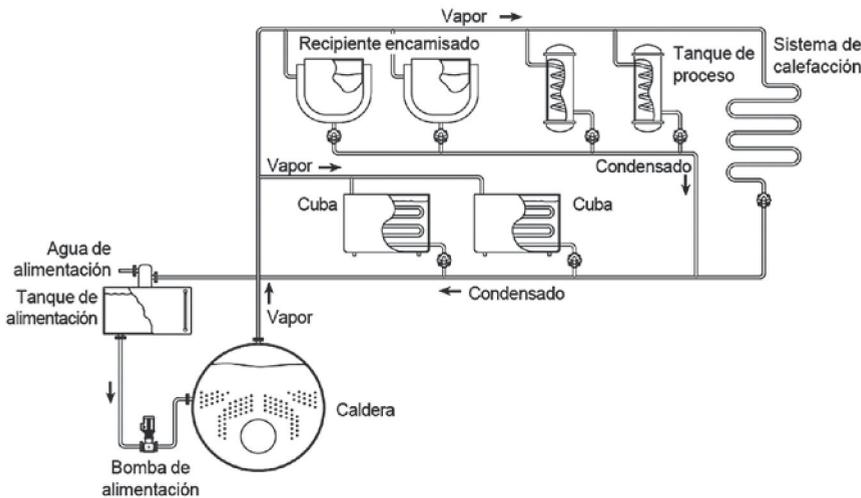


Fig. 4 ESQUEMA BÁSICO DE UNA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR. (cortesía de Spirax Sarco)

5. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE 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 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
- 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.

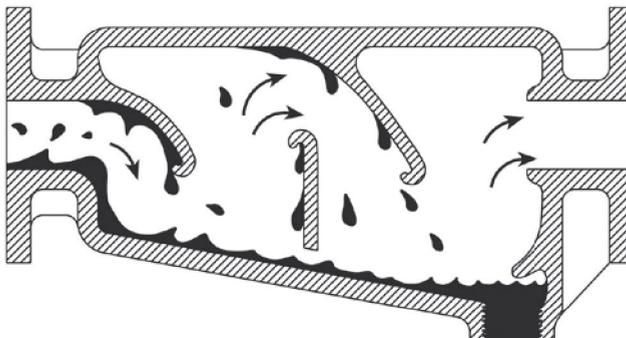


Fig. 5 SEPARADOR DE GOTAS (cortesía de Spirax Sarco)

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

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 esta 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 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.

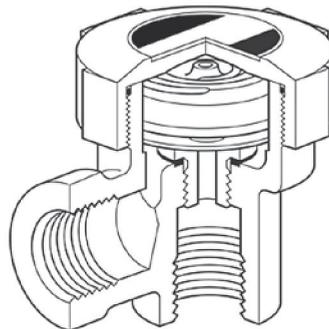


Fig. 6 PURGADOR TERMOSTÁTICO BIMETÁLICO (cortesía de Spirax Sarco)

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.

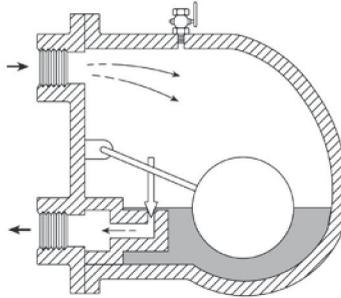


Fig. 7 PURGADOR MECÁNICO DE BOYA (cortesía de Spirax Sarco)

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.

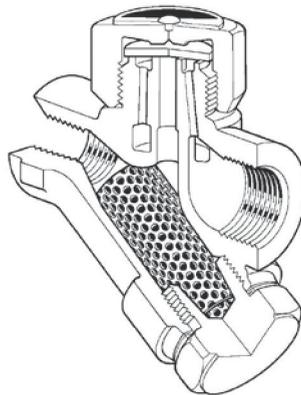


Fig. 8 PURGADOR TERMODINÁMICO (cortesía de Spirax Sarco)

Este es un purgador extremadamente robusto con un funcionamiento sencillo.

Su funcionamiento queda plasmado en la siguiente figura:

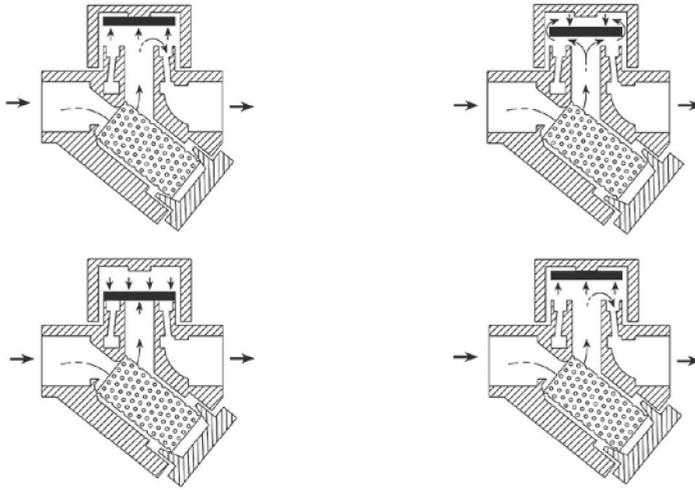


Fig. 9 FUNCIONAMIENTO ESQUEMÁTICO DE UN PURGADOR
TERMODINÁMICO (cortesía de Spirax Sarco)

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.

Entrar en más detalles sobre el funcionamiento de los purgadores es algo que se sale del objeto del presente manual y por tanto para más información específica remitimos a la bibliografía especializada.

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.

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.

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:

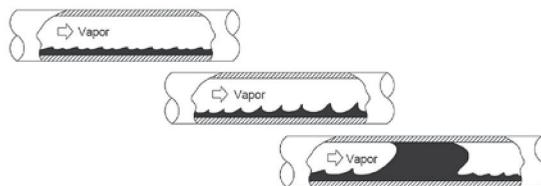


Fig. 10 FORMACIÓN DE UNA BOLSA LÍQUIDA (cortesía de Spirax Sarco)

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

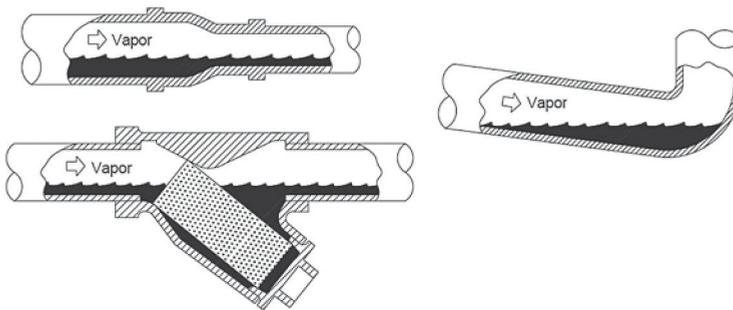


Fig. 11 FUENTES TÍPICAS DE GOLPES DE ARIETE (cortesía de Spirax Sarco)

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.

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 preveer 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 coste de las líneas de distribución.
- Menor coste de accesorios de tubería y mano de obra de montaje.
- Menor coste 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 costes serán más altos también, pues para ello se requiere más combustible, por lo que siempre es prudente comparar los costes 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.

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.

Estos Schedules 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.

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

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.

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.

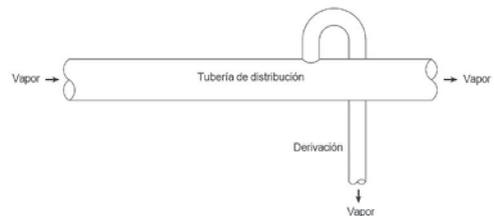


Fig. 12 MODO CORRECTO DE EJECUTAR UNA DERIVACIÓN DE UNA TUBERÍA PRINCIPAL

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:

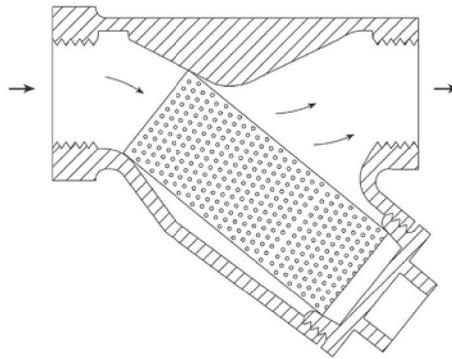


Fig. 13 FILTRO EN LÍNEA (cortesía de Spirax Sarco)

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 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).

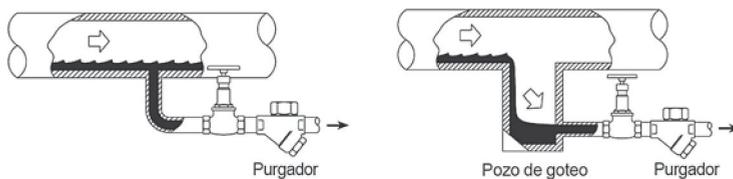


Fig. 14 INSTALACIÓN DE UN PURGADOR EN UN TRAMO RECTO DE TUBERÍA. (a la izquierda incorrecto, a la derecha forma correcta) (cortesía de Spirax Sarco)

- 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.

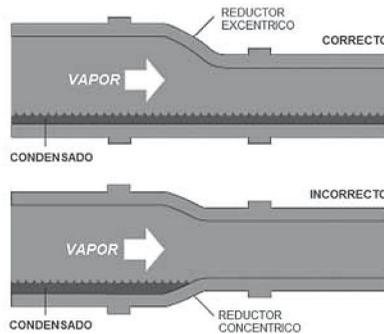


Fig. 15 EJECUCIÓN CORRECTA DE LAS REDUCCIONES DE TUBERÍA

- 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).

6.8 El Diseño Eficientemente Energético de una red de distribución de vapor

Este manual pretende ser una guía que ayude a diseñar redes de vapor energéticamente eficientes. Para ello es preciso fijar especial atención sobre una serie de puntos fundamentales a la hora de realizar el diseño:

- 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 costes 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.
- 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.



CÁLCULO HIDRÁULICO DE REDES DE VAPOR

ÍNDICE

CÁLCULO HIDRÁULICO DE REDES DE VAPOR

1.- PÉRDIDAS DE CARGA.....	31
1.1.- Definiciones	31
1.2.- Flujo laminar y turbulento - Número de Reynolds.....	34
1.3.- Tuberías rectas	34
1.4.- Accesorios de tubería.....	36
2.- MÉTODOS DE CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN TUBERÍAS	38
2.1.- Método matemático	38
2.2.- Método gráfico.....	50
2.3.- Ajuste del cálculo a las necesidades del consumo	55
2.4.- Redes de tuberías: método de Hardy-Cross.....	57
2.5.- Pérdidas energéticas en las redes de vapor	59

1. PÉRDIDAS DE CARGA

1.1 Definiciones

VELOCIDAD

Se define velocidad de un fluido en una tubería como el avance lineal por unidad de tiempo de una sección infinitesimal de la vena líquida contenida en la conducción. Se expresa en unidades de longitud por unidad de tiempo.

CAUDAL (Instantáneo y Medio)

Se define caudal como la cantidad de fluido que circula en una conducción por unidad de tiempo. Puede expresarse en unidades másicas por unidad de tiempo o bien en unidades volumétricas por unidad de tiempo.

Es importante tener en cuenta que para el cálculo del diámetro de tuberías y accesorios, deben de tenerse en cuenta los caudales instantáneos (máximo y mínimo) y no el caudal medio. De la misma manera ha de actuarse para los accesorios de tubería (codos, tes, cruces, reducciones, válvulas, válvulas de seguridad, válvulas de retención, etc.)

No tener en cuenta esta regla puede conducir a errores, pues el caudal instantáneo puede ser considerablemente mayor que el caudal medio, sobre todo cuando se trate de operaciones discontinuas.

El siguiente ejemplo ilustra claramente esta afirmación:

Una prensa hidráulica se alimenta mediante una bomba provista de un acumulador. Cada operación comporta un periodo de compresión de 5 s durante el cual se llena el cilindro con una capacidad de 20 l, un periodo de mantenimiento bajo compresión de 50 s y un periodo de descompresión de 5 s durante los cuales no hay consumo. El ciclo total presenta pues una duración de 60 s durante la cual el consumo global es de 20 litros.

El caudal medio de la prensa es pues 20 l/min. Gracias al acumulador, sería aceptable una bomba de funcionamiento continuo con un caudal nominal ligeramente superior. Si se admite en las tuberías una velocidad de paso de 10 m/s, el diámetro de la tubería entre bomba y acumulador sería de 7 mm solamente.

Por el contrario, el caudal instantáneo consumido por la prensa es de 20 l en 5 s, o sea 240 l/min, caudal que es muy superior al caudal medio, Para no sobrepasar la velocidad de 10 m/s impuesta por la experiencia, la tubería entre acumulador y prensa deberá tener un diámetro de 23 mm.

Si esta última tubería se calcula según el caudal medio de 20 l/min y se adopta el mismo diámetro que en el tramo bomba-acumulador, el ritmo de trabajo del equipo se verá notablemente ralentizado.

La relación entre velocidad y caudal viene dada por la siguiente expresión:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

En la que Q es el caudal y D el diámetro interior de la tubería.

DENSIDAD

La densidad es la masa de fluido contenida en la unidad de volumen.

En los líquidos depende de la temperatura, siendo menor cuanto más alta sea la misma, si bien estas variaciones son pequeñas.

En los gases y en el vapor, las variaciones de densidad son más importantes que en los líquidos y dependen de la temperatura y de la presión.

El peso específico es el peso de fluido contenido en la unidad de volumen; se obtiene multiplicando la densidad por la aceleración de la gravedad.

VISCOSIDAD

La viscosidad de un fluido (líquido, vapor, gas) representa el valor de los rozamientos internos que se oponen a su movimiento. Su conocimiento es esencial para determinar el comportamiento de este fluido cuando está en movimiento, así como la pérdida de carga en las tuberías.

Hay que considerar dos tipos de viscosidad:

La viscosidad dinámica que se expresa en poises (P), unidad del sistema CGS o más habitualmente en centipoises (cP). Se la designa habitualmente por la letra griega μ .

La viscosidad cinemática que se expresa en stokes (St), unidad del sistema CGS o más habitualmente en centistokes (cSt). Se la designa habitualmente por la letra griega ν .

Estas dos magnitudes están relacionadas entre sí por la expresión:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

en la que ρ es la densidad del fluido

La viscosidad de los líquidos y de los gases varía muy rápidamente con la temperatura. Aumenta para los gases y disminuye para los líquidos, cuando la temperatura aumenta.

La presión tiene una influencia variable según las especies:

Para el agua y el mercurio es despreciable.

Para un elevado número de líquidos, tales como la glicerina, acetona, etc., es necesaria una presión superior a 1.000 kg/cm² para duplicar la viscosidad dinámica.

Para los gases, la viscosidad dinámica es independiente de la presión, por lo que la viscosidad cinemática aumenta pues con la presión.

RUGOSIDAD

Es una característica propia de cada tubería; hay dos formas de expresar la rugosidad:

- Absoluta (ϵ): Es la altura media de las asperezas interiores de la tubería.
- Relativa (ϵ/D): Es la relación entre la rugosidad absoluta y el diámetro de la tubería.

1.2 Flujo laminar y turbulento – Número de Reynolds

Cuando un fluido (gas o líquido) circula por un tubería rectilínea, la circulación del mismo puede ser de dos tipos, régimen laminar o régimen turbulento según el valor del número de Reynolds.

El número de Reynolds (\mathcal{R}) es un número adimensional que viene dado por la expresión:

$$\mathcal{R} = 10^3 \frac{VD}{\vartheta} = \frac{4 \cdot 10^6}{3,6} \frac{Q}{\pi D \vartheta}$$

Donde:

V = velocidad en m/s

D = diámetro interior en mm

Q = caudal en m³/h

ϑ = viscosidad cinemática en centistokes

Si $\mathcal{R} < 2300$ se trata de flujo laminar

Si $\mathcal{R} > 2300$ se trata de flujo turbulento

Hay que llamar la atención sobre el valor crítico $\mathcal{R} = 2300$ en el que el flujo es a menudo inestable pasando alternativamente de un régimen a otro. En la práctica las condiciones reales se encuentran casi siempre exclusivamente en régimen turbulento. El régimen laminar únicamente se produce en ciertos casos muy particulares: líquidos muy viscosos, tubos capilares, velocidades muy bajas.

1.3 Tuberías rectas

Se considera el flujo de un líquido en una tubería cilíndrica horizontal entre los puntos 1 y 2. En estos dos puntos se inserta un tubo vertical abierto a la atmosfera.

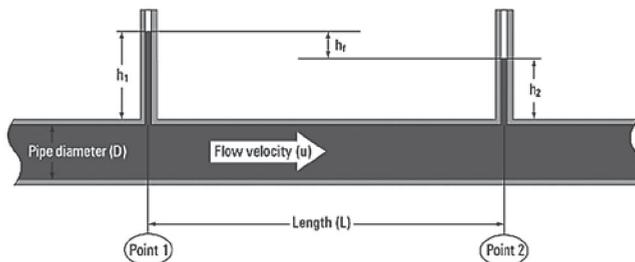


Fig. 16 ESQUEMA DEMOSTRATIVO DE LA PÉRDIDA DE CARGA

Las alturas del líquido en estos dos tubos medirán la presión estática en los puntos 1 y 2 o dicho de otro modo, la carga en estos puntos. Si fuera un líquido perfecto, es decir, con viscosidad nula, el flujo debería seguir la ley de Bernouilli que, en este ejemplo simple, se reduce a:

$$h_f = \frac{p}{\omega} = cte.$$

p = presión

ω = peso específico del fluido

Se puede constatar que con líquidos reales esto no se cumple y por el contrario, la altura disminuye poco a poco de magnitud en función de la energía disipada en forma de rozamiento: $h_1 > h_2$

La diferencia $h_1 > h_2$ se denomina pérdida de carga entre los puntos 1 y 2.

En lugar de colocar en 1 y 2 un tubo vertical para medir la altura de la columna de líquido, se pueden colocar en los mismos puntos, manómetros para medir la presión estática del líquido. Se podrá entonces comprobar una diferencia $p_1 > p_2$ proporcional a la pérdida de carga $h_1 > h_2$ puesto que h_f y p están ligadas por la relación:

$$h_f = 10000 \frac{p}{\omega}$$

h_f = altura de columna del fluido en m

p = presión en kg/cm²

ω = peso específico del fluido en kg/m³

Debido a esta proporcionalidad, suele expresarse la pérdida de carga en kg/cm².

De la misma manera, puede hablarse de pérdida de carga en el caso del flujo de gases o vapor.

En el caso simple de la circulación de un fluido por una tubería cilíndrica, la pérdida de carga es una función compleja de diferentes factores: por una parte caudal, velocidad, viscosidad del fluido, y por otra parte diámetro y rugosidad de la pared de la tubería.

Más adelante se verá que existen ábacos que permiten calcularla sin dificultad y en todos los casos.

Se pueden enunciar las siguientes leyes elementales:

- En régimen laminar, la circulación obedece a la Ley de Poiseuille siendo la pérdida de carga directamente proporcional al caudal y a la viscosidad e inversamente proporcional a la cuarta potencia del diámetro, siendo independiente de la rugosidad del tubo.
- En régimen turbulento, por el contrario, la rugosidad del tubo adquiere una importancia capital, mientras que la viscosidad va perdiendo influencia a medida que aumenta la rugosidad del tubo y crece el número de Reynolds.
- En el caso de circulación a gran velocidad y por tuberías de gran diámetro, la pérdida de carga es directamente proporcional a una potencia entre 1,75 y 2 del caudal e inversamente proporcional a una potencia entre 4,75 y 5 del diámetro mientras que la viscosidad interviene en la ecuación a nivel de una potencia 0,25 únicamente.

1.4 Accesorios de tubería

Todos los accesorios de tubería (válvulas, codos, tes, reducciones, etc..) introducen una pérdida de carga al paso del fluido que circula por ellas.

Hasta el momento se han calculado las pérdidas de carga que introducen los tramos de tubería recta, pero es necesario también contar con todos los accesorios por los que también circula el fluido.

Existen métodos para calcular la pérdida de carga de los accesorios en función de parámetros suministrados por las casas comerciales, pero lo más habitual es realizar una aproximación que introduce errores muy pequeños en el cálculo de una instalación. Esta aproximación se realiza mediante tablas que asignan a cada tipo de componente lo que se denomina longitud equivalente.

La longitud equivalente representa una longitud ficticia de tubería del mismo diámetro que el accesorio que introduciría la misma pérdida de carga que el propio accesorio. En otras palabras, se substituye el accesorio por un número determinado de metros de tubería que producen el mismo efecto.

Estos valores de longitudes equivalentes se encuentran tabulados, en algunas ocasiones para cada diámetro de accesorio y en otros casos como longitudes equivalentes expresadas en número de diámetros de tubería.

La tabla siguiente muestra las longitudes equivalentes de diversos accesorios de tubería expresadas como número de diámetros de tubería.

ACCESORIO	Le/D
CODO 45°	15
CODO 90° RADIO STANDARD	32
CODO 90° RADIO MEDIANO	26
CODO 90° RADIO GRANDE	20
CODO 90° EN ESCUADRA	60
CODO 180°	75
CODO 180° RADIO MEDIANO	50
TE (usada como codo, con entrada por la parte recta)	60
TE (usada como codo, con entrada por la derivación)	90
ACOPLAMIENTO	despreciable
UNIÓN	despreciable
VÁLVULA DE COMPUERTA (abierta)	7
VÁLVULA DE ASIENTO (abierta)	300
VÁLVULA ANGULAR (abierta)	170
VÁLVULA DE ESFERA	3

Del empleo de la tabla puede deducirse, a título de ejemplo, que un codo de 45° para tubería de 100 mm introduce una pérdida de carga equivalente a 15 diámetros de tubería, o sea que sería equivalente a tener un tramo de tubería de 1,5 m.

Esta manera de operar resulta muy cómoda, pues a la hora de calcular un tramo de tubería, se suman las longitudes equivalentes de todos los accesorios que contiene y se añaden a la longitud de la tubería recta y el número resultante será el que se empleará en el cálculo como longitud total de la tubería a calcular.

2. MÉTODOS DE CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN TUBERÍAS

2.1 Método matemático

Históricamente, para calcular la pérdida de carga en un fluido debida a la fricción dentro de una tubería, se han empleado ecuaciones empíricas cuya precisión y ámbito de aplicación eran muy restringidas. Unas de estas ecuaciones, ampliamente utilizada en la hidráulica histórica, es por ejemplo la de Prony. Se trata de una ecuación empírica formulada en el siglo XIX por el francés Gaspard de Prony.

$$h_f = \frac{L}{D} (aV + bV^2)$$

Donde:

h_f = pérdida de carga debida a la fricción

L/D = la relación entre la longitud y el diámetro de la tubería

V = velocidad del fluido por la tubería

a y b son dos factores empíricos

En la hidráulica moderna las ecuaciones empíricas como la anterior han perdido vigencia y han sido substituidas por la ecuación de Darcy-Weisbach que es la ecuación más ampliamente difundida en hidráulica y con la que se obtienen los resultados más precisos.

Permite el cálculo de la pérdida de carga debida a la fricción dentro una tubería y no presenta restricciones. De esta manera es utilizable en todo tipo de tuberías y con todo tipo de fluidos

La ecuación fue inicialmente una variante de la ecuación de Prony, desarrollada por el francés Henry Darcy. En 1845 fue refinada por el sajón Julius Weisbach, hasta la forma en que se conoce actualmente:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = f \cdot \frac{L}{D^5} \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 g}$$

Donde:

h_f = la pérdida de carga debida a la fricción

L/D = relación entre la longitud y el diámetro de la tubería

V = la velocidad media de flujo

g = aceleración debida a la gravedad (9.81 m/s^2)

f = factor de fricción de Darcy

La dificultad de esta ecuación radica en la determinación del factor de fricción f .

El factor de fricción f es adimensional y varía de acuerdo a los parámetros de la tubería y del flujo. Este puede ser conocido con una gran exactitud dentro de ciertos regímenes de flujo; sin embargo, los datos acerca de su variación con la velocidad eran inicialmente desconocidos, por lo que esta ecuación fue, en sus inicios, superada en muchos casos por la ecuación empírica de Prony.

Años más tarde se evitó su uso en diversos casos especiales en favor de otras ecuaciones empíricas, principalmente la ecuación de Hazen-Williams, ecuaciones que, en la mayoría de los casos, eran significativamente más fáciles de calcular.

La ecuación de Hazen-Williams tiene su uso limitado particularmente para determinar la velocidad del agua en tuberías circulares llenas, o conductos cerrados es decir, que trabajan a presión.

Su formulación es:

en función del radio hidráulico:
$$V = 0,8494 \cdot C \cdot \left(\frac{r_h}{4}\right)^{0,63} \cdot S^{0,54}$$

en función del diámetro:
$$V = 0,2785 \cdot C \cdot \left(\frac{D}{4}\right)^{2,63} \cdot S^{0,54}$$

Donde:

r_h = Radio hidráulico = Área de flujo / Perímetro húmedo = $D/4$

V = Velocidad del agua en el tubo en [m/s].

Q = Caudal ó flujo volumétrico en [m^3/s].

D = Diámetro interior en [m]. (Nota: $D/4$ = Radio hidráulico de una tubería trabajando a sección llena)

S = [Pendiente - Pérdida de carga por unidad de longitud del conducto] [m/m].

C = Coeficiente que depende de la rugosidad del tubo.

Tipo de tubo	C
acero soldado	90
hierro fundido	100
fibrocemento	128
polietileno de alta densidad	150

No obstante, en la actualidad y con los medios de cálculo de los que se dispone, la ecuación de Darcy-Weisbach es la de elección.

Ejemplo: En una tubería de 1.000 m de longitud y 450 mm de diámetro se transporta un fluido. Se ha determinado que el factor de fricción de la tubería es de 0,03 y que la velocidad media de flujo es de 2,5 m/s, si el valor de la gravedad se supone de 9,81m/s² calcular la pérdida de carga por fricción.

Reemplazando los valores se llega a:

$$h_f = 0,03 \frac{1000}{0,45} \cdot \frac{2,5^2}{2 \cdot 9,81} = 21,24 \text{ mcf}$$

Nótese que el resultado viene expresado en metros de columna del fluido que circula por la tubería.

Como se ha visto anteriormente la dificultad de la ecuación de Darcy-Weisbach, radicaba en la determinación del factor de fricción. La razón de esta dificultad está en resolver la ecuación de White-Colebrook que es la que relaciona este factor con los parámetros de los que depende (rugosidad relativa y número de Reynolds).

La expresión de la ecuación de White-Colebrook es la siguiente:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left[\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\mathcal{R}\sqrt{f}} \right]$$

Donde:

\mathcal{R} = número de Reynolds

ε / D = rugosidad relativa

f = factor de fricción de Darcy

El campo de aplicación de esta fórmula se encuentra en la zona de flujo turbulento y en la de transición de laminar a turbulento.

Si se observa la ecuación, puede verse que se trata de una ecuación implícita, o dicho de otro modo, f se encuentra en ambos miembros de la ecuación y no hay posibilidad de despejarlo para su resolución.

Con este tipo de ecuaciones hay que recurrir a métodos iterativos para proceder a su resolución. De ahí su dificultad y el hecho que desde su formulación haya sido escaso el uso que se ha hecho de ella a favor de aproximaciones obtenidas a partir de la misma para situaciones y campos de aplicación estrechos.

Otra forma más sencilla y directa de obtener el valor de f es hacer uso del diagrama de Moody.

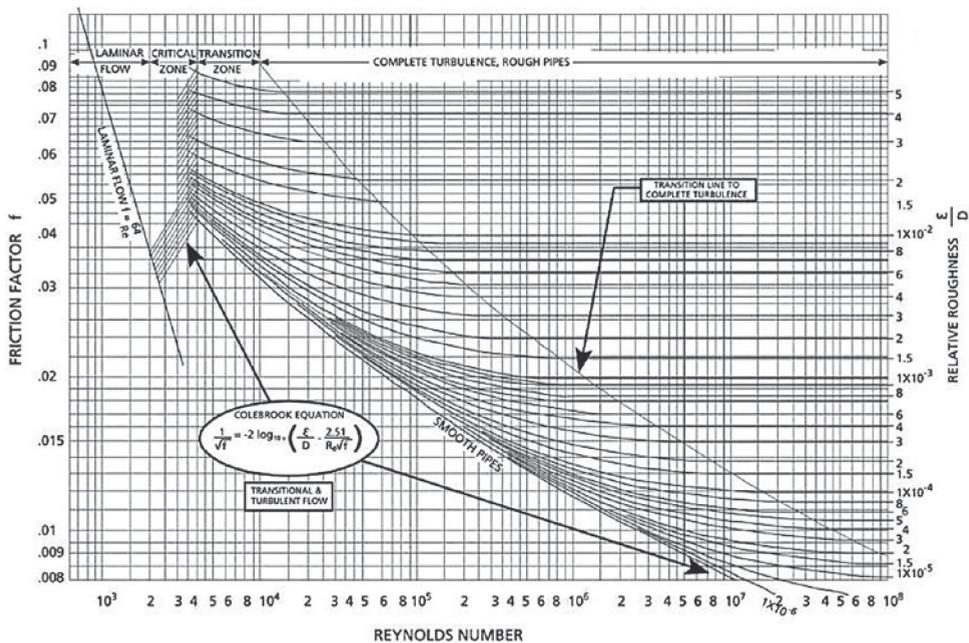


Fig. 17 EL DIAGRAMA DE MOODY

Para el caso particular de tuberías lisas la rugosidad relativa, es decir, la relación entre la rugosidad en las paredes de la tubería y el diámetro de la misma es muy pequeño, con lo que el término ϵ / D es muy pequeño y puede despreciarse el primer sumando situado dentro del paréntesis de la ecuación anterior. Quedando en este caso particular la ecuación del siguiente modo:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log_{10} [Re \sqrt{f}] - 0,8$$

Para números de Reynolds muy grandes el segundo sumando, situado dentro del paréntesis de la ecuación de White-Colebrook, es despreciable. En este caso y en la práctica, la viscosidad no influye a la hora de determinar el coeficiente de fricción; este únicamente depende de la rugosidad relativa ε / D de la tubería. Esto se manifiesta en el diagrama de Moody en que las curvas para valores elevados de \mathcal{R} se hacen rectas.

A lo largo del desarrollo de esta publicación, aunque se dará idea del empleo de otros métodos, la elección de cálculo que se va a emplear es la que está apoyada en el empleo del sistema de ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook.

2.1.1 Operativa

Cuando se hace frente a la resolución de un problema de tuberías de vapor, lo primero que hay que definir es el tipo de cálculo que se tiene entre manos. El proyectista puede encontrarse básicamente con dos planteamientos del problema:

- Calcular la pérdida de carga en un tramo de tubería de una geometría dada para unas condiciones determinadas de caudal.
- Calcular el diámetro mínimo de un tramo de tubería para unas condiciones determinadas de caudal de modo que el tramo introduzca un valor de pérdida de carga por debajo de un valor dado.

La forma de plantear el problema es diferente en ambos casos, aunque las ecuaciones a emplear sean las mismas.

Como primera medida hay que establecer la gama de velocidades en las que hay que moverse. Para ello, en la siguiente tabla se exponen los valores máximos recomendables para el vapor en distintas situaciones:

PRESIÓN Bar	Velocidad Máxima Recomendable m/s	
	SATURADO	RECALENTADO
< 2	30	35
2 - 5	35	45
5 - 10	40	50
10 - 25	50	60
25 - 100	60	75

2.1.2 Calcular la pérdida de carga

Deben conocerse las siguientes variables:

- Temperatura del vapor
- Presión del vapor
- Longitud del tramo de tubería recta
- Número y tipo de accesorios de tubería
- Diámetro de la tubería
- Tipo de tubería y rugosidad absoluta asociada
- Caudal de trabajo

Mediante los datos de temperatura y presión del vapor, se establecerán las propiedades del vapor: densidad, estado y viscosidad dinámica.

Mediante la viscosidad dinámica y la densidad, se establecerá la viscosidad cinemática.

Mediante el diámetro de la tubería y el caudal volumétrico, se establecerá la velocidad y se comprobará si cumple los valores máximos recomendados.

Mediante la viscosidad cinemática, el diámetro y el caudal o la velocidad, se determinará el número de Reynolds y se comprobará si el régimen es laminar o turbulento.

Mediante el tipo de tubería se determinará la rugosidad.

Mediante la rugosidad y el diámetro se determinará la rugosidad relativa.

Ahora ya se tienen todos los datos necesarios para entrar en la ecuación de White-Colebrook. La obtención del factor de fricción f a partir de esta ecuación puede realizarse mediante el diagrama de Moody o bien resolver de forma iterativa la ecuación.

Si se opta por la primera opción, se toma el valor de rugosidad relativa ε/D en abscisas de la derecha y siguiendo la curva correspondiente se ve donde corta la vertical del número de Reynolds obtenido. A partir de ese punto, una línea horizontal hacia el eje de abscisas de la izquierda proporciona el factor de fricción f .

Si se opta por la segunda opción, mucho más precisa, con los valores del número de Reynolds y la rugosidad absoluta, se resuelve mediante iteraciones la ecuación de White-Colebrook. La precisión dependerá del número de iteraciones utilizadas. Para ello se escribe la ecuación de la siguiente manera:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left[\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\mathcal{R}\sqrt{f_i}} \right]$$

Se da un valor a f_i y a partir de él, se calcula un valor de f . Con el valor de f obtenido se introduce de nuevo en la ecuación en el lugar de f_i y se calcula otro nuevo valor de f . Este proceso se repite tantas veces como sea necesario hasta obtener una diferencia entre ambos valores (introducido y calculado) menor que lo que se estime como precisión suficiente (aconsejable menor que 0,00001).

Con el valor de f y el resto de datos, se introducen en la ecuación de Darcy-Weisbach y operando se tiene el valor buscado para la pérdida de carga.

La aplicación PCTvapor v1.0 que acompaña a esta publicación hace uso de esta segunda opción para realizar los cálculos.

Ejemplo: Se tiene un tramo de tubería de acero inoxidable de 200 m de longitud para transportar 700 kg/h de vapor a 10 bar absolutos y 200°C. La tubería tiene un diámetro interior de 50 mm y presenta una rugosidad absoluta de 0,002 mm. Calcular la pérdida de carga que presenta el tramo.

Como el problema no da más datos, se considera el tramo sin accesorios.

El vapor a 10 bar absolutos y 200°C tiene una densidad de 4,854283 kg/m³ y una viscosidad dinámica de 0,015894 cP (valores obtenidos por tablas, ver ANEXOS). La viscosidad cinemática vendrá dada pues por:

$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,015894 \cdot 10^3}{4,854283} = 3,274 \text{ cSt}$$

El caudal volumétrico será el caudal másico dividido por la densidad:

$$Q = \frac{Q_m}{\rho} = \frac{700}{4,854283} = 144,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

La velocidad del vapor en la tubería será:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 144,2 \cdot 10^6}{\pi \cdot 50^2 \cdot 3600} = 20,4 \text{ m/s}$$

Se puede constatar que se encuentra por debajo de los límites de velocidad recomendados.

Ahora se puede calcular el número de Reynolds:

$$\mathcal{R} = \frac{4 \cdot 10^6}{3,6} \frac{Q}{\pi D \vartheta} = \frac{4 \cdot 10^6}{3,6} \frac{144,2}{\pi \cdot 50 \cdot 3,274} = 3,12 \cdot 10^5$$

Que indica régimen turbulento.

La rugosidad relativa será $\varepsilon/D = 0,002/50 = 0,00004 = 4 \cdot 10^{-5}$.

En el diagrama de Moody se toma la curva inmediatamente por encima de la de SMOOTH PIPES (aprox.) y el punto donde corta a un Reynolds de $3 \cdot 10^5$ corresponde en el eje de la izquierda aproximadamente a un factor f de 0,014.

Calculando este factor mediante iteraciones resulta $f = 0,014778$.

En este momento, se dispone de todos los datos para calcular la pérdida de carga mediante la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,014778 \cdot \frac{200 \cdot 10^3}{50} \cdot \frac{20,4^2}{2 \cdot 9,81} = 1.254 \text{ mcv}$$

Es de resaltar que este resultado está expresado en metros de columna de vapor en las condiciones del problema por lo que debe expresarse en bar y para ello se multiplica este valor por el peso específico y por la aceleración de la gravedad, todo ello en unidades homogéneas, obteniendo:

$$h_f = 1.254 \cdot 9,81 \cdot 4,854283 \cdot 10^{-5} = 0,60 \text{ bar}$$

Como se dispone de una aplicación adjunta para realizar los cálculos, se va a usar este problema para ver los resultados con ella.

Se abre la aplicación y en el menú se elige cálculo de la pérdida de carga con entrada por caudales máscicos que es el dato del que se dispone.

En la hoja que se abre, se introducen todos los datos de que se dispone en el enunciado en las casillas sombreadas de gris y en las mismas unidades que se solicitan. Hay que tener en cuenta que se suministra la presión absoluta y la hoja tiene entrada por presión manométrica por lo que: $10 - 1,01325 = 8,98675$ donde 1,01325 es la presión atmosférica.

La pantalla que resulta es la siguiente:

Cálculo de pérdidas de carga para flujo de vapor saturado o recalentado en un tramo de tubería de diámetro uniforme

PROPIEDADES DE LA TUBERIA			
rugosidad absoluta	z	0,002	mm
rugosidad relativa	z/D	0,0004000	
diámetro interior	D	50	mm
longitud tubería recta	L	200	m
longitud equivalente de accesorios	La	0	m
longitud equivalente total	Le	200	m

PROPIEDADES DEL VAPOR			
Reseñas según industrial standard IAPWS-IF97			
presión manométrica	P	8,98676	barg
temperatura	T	200	°C
temperatura saturación	Ts	179,89	°C
densidad	ρ	4,854283	kg/m ³
viscosidad dinámica	μ	0,015894	cP (mPa)
viscosidad cinemática	ν	3,274145	cSt

PROPIEDADES DE TRANSPORTE			
Reseñas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook			
caudal volumétrico	Q	144,20	m ³ /h
caudal masico	Qm	700,00	kg/h
caudal masico corregido	Qmc	700,00	kg/h
velocidad	v	20,4	m/s
número de Reynolds	R	3,12E+05	
factor de fricción	fc	0,014778	
PERDIDA DE CARGA	h	1255,15	mcv
PERDIDA DE CARGA	h	0,60	barg

MENU

Nótese que en todo el desarrollo se manejan valores de la presión que son manométricos o relativos. Cuando se consultan las tablas de vapor hay que tener cuidado con este punto pues los datos de presión que contemplan son presiones absolutas o sea, presión manométrica más presión atmosférica.

2.1.3 Calcular el diámetro mínimo

El problema básico de diseño en flujo en conductos, es la determinación del diámetro del conducto, para unas determinadas prestaciones. Se trata de determinar cuál es el mínimo diámetro de tubería a utilizar para no sobrepasar una determinada pérdida de carga.

Los datos de partida, son habitualmente, el fluido a transportar, el caudal a mover y la pérdida de carga admisible; en cuanto a la geometría del conducto, se conoce su longitud y su rugosidad, pero no su diámetro.

En la ecuación de Darcy-Weisbach, se desconocen tanto el diámetro como el factor de fricción; por lo que se tiene que utilizar la ecuación de White-Colebrook, que a su vez también tiene como únicas incógnitas, el diámetro y el factor de fricción.

La ecuación de White-Colebrook, hace necesario recurrir a un método iterativo de resolución simultánea de las dos ecuaciones

Se deben conocer las siguientes variables:

- Temperatura del vapor
- Presión del vapor
- Longitud del tramo de tubería recta
- Número y tipo de accesorios de tubería
- Pérdida de carga admisible o presión mínima en cola de tubería
- Tipo de tubería y rugosidad absoluta asociada
- Caudal de trabajo

Mediante los datos de temperatura y presión media del vapor entre cabeza y cola de la tubería, establecer las propiedades del vapor: densidad, estado y viscosidad dinámica.

Mediante la viscosidad dinámica y la densidad, establecer la viscosidad cinemática.

Mediante el tipo de tubería determinar la rugosidad.

La pérdida de carga viene dada por la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = f \cdot \frac{L}{D^5} \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 g}$$

De la que se despeja f y queda en la forma:

$$f = h_f \cdot \frac{D^5 \pi^2 g}{8 \cdot L \cdot Q^2}$$

Hay una segunda relación que es la ecuación de White-Colebrook en la que si se substituye el número de Reynolds por su expresión queda:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left[\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\frac{4Q}{\pi D^3} \sqrt{f}} \right]$$

El sistema se resuelve combinando ambas ecuaciones con lo que se obtiene una única ecuación que hay que resolverla mediante iteraciones:

$$\frac{1}{\sqrt{KD^5}} = -2 \cdot \log_{10} \left[\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\frac{4Q}{\pi D^{\vartheta}} \sqrt{KD^5}} \right]$$

En la que

$$K = h_f \cdot \frac{\pi^2 g}{8 \cdot L \cdot Q^2}$$

Con los datos de caudal, pérdida de carga y longitud se calcula el factor K de la ecuación.

Se resuelve mediante iteraciones la ecuación partiendo de un valor de $D = \sqrt{(Q/\pi)}$ hasta llegar a un valor de D calculado de modo que la diferencia entre introducido y calculado sea inferior a lo que se estime como precisión suficiente.

Ejemplo: Hay que diseñar una tubería de acero laminado con una longitud de 80 m para transportar 800 kg/h de vapor desde una caldera hasta el punto de utilización. La caldera suministra vapor a 3,5 bar 150°C y al final de la tubería necesitamos tener una presión no inferior a 2,5 bar. Calcular el diámetro mínimo de tubería a emplear.

El acero laminado tiene una rugosidad de 0,05 mm.

La presión media en el recorrido será $(3,5+2,5)/2=3$ bar. El vapor a 3 barg y 150°C tiene una densidad de 2,131 kg/m³ y una viscosidad dinámica de 0,014 cP (valores obtenidos por tablas, ver ANEXOS).

La viscosidad cinemática vendrá dada pues por:

$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,014 \cdot 10^3}{2,131} = 6,57 \text{ cSt}$$

El caudal volumétrico será el caudal másico dividido por la densidad:

$$Q = \frac{Q_m}{\rho} = \frac{800}{2,131} = 375,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

La pérdida de carga máxima admitida es de 1 bar, que expresada en metros de columna de vapor en las condiciones del problema es:

$$h_f = \frac{1 \cdot 10^5}{9,81 \cdot 2,131} = 4.784 \text{ mcv}$$

Ahora se calcula el factor K :

$$K = 4.784 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 9.81 \cdot 3.600^2}{8 \cdot 80 \cdot 375,4^2} = 66.557 \text{ m}^{-5}$$

Con lo que la ecuación a tratar sería:

$$\frac{1}{\sqrt{66.557 \cdot D^5}} = -2 \cdot \log_{10} \left[\frac{0,05/D_i}{3,7} + \frac{2,51}{\frac{4 \cdot 375,4}{\pi D_i \cdot 6,57 \cdot 3.600} \sqrt{66.557 \cdot D_i^5}} \right]$$

Cuya solución obtenida por iteraciones es:

$$D = 49 \text{ mm}$$

Utilizando la aplicación adjunta para realizar los cálculos, pueden verse los resultados obtenidos con ella.

Se abre la aplicación y en el menú se elige cálculo del diámetro con entrada por caudales máscos que es el dato del que se dispone.

En la hoja que se abre, se introducen todos los datos disponibles en el enunciado en las casillas sombreadas de gris y en las mismas unidades que se solicitan.

La pantalla que resulta es la siguiente:

EREN
INGENIERÍA DE VAPOR

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de vapor saturado o recalentado

PROPIEDADES DE LA TUBERÍA			
rugosidad absoluta	ϵ	0,05 mm	acero laminado nuevo 0,02 mm
rugosidad relativa	ϵ/D	0,001010942	
diámetro interior	D	49 mm	
longitud tubería recta	L	80 m	
longitud equivalente de accesorios	L_a	0 m	Manual m
longitud equivalente total	L_e	80 m	
PROPIEDADES DEL VAPOR			
Resúeltas según industrial standard IAPWS-IF97			
presión manométrica en cabeza	P	3,5 barg	presión media del tramo 3,00 barg
temperatura media del tramo	T	160 °C	
temperatura saturación media	T_s	143,73 °C	
densidad media	ρ	2,130970 kg/m ³	
viscosidad dinámica media	μ	0,014030 cP (mPa)	
viscosidad cinemática media	ν	6,584073 cSt	
PROPIEDADES DE TRANSPORTE			
Resúeltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook			
caudal volumétrico	Q	375,42 m ³ /h	
caudal masico	Qm	800,00 kg/h	No corregir de condensacion
caudal masico corregido	Qmc	800,00 kg/h	
velocidad	v	54,28 m/s	
número de Reynolds	R	4,08E+05	
factor de fricción	fc	0,020410	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	4788,47 mcv	<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">MENU</div> presión en cola 2,50 barg
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	1,00 barg	

2.2 Método gráfico

Como ya se ha comentado anteriormente, la dificultad de cálculo que implicaban hasta no hace muchos años las ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook, ha originado que los cálculos hidráulicos de tuberías se confiaran a tablas y ábacos gráficos desarrollados sobre todo por las casas comerciales suministradoras de accesorios para tubería.

Hoy en día tienen poco interés a no ser que no se disponga de un ordenador, en cuyo caso pueden ser de utilidad para un cálculo rápido y aproximado.

Aparte del ábaco de Moody que como ya se ha visto permite determinar el factor de fricción de forma gráfica para, con él, trabajar en un contexto matemático, existen multitud de ábacos específicos para cálculo de tuberías de vapor.

En el contexto de esta publicación no se pueden transcribir todos, por lo que se procederá a ver alguno de ellos de pasada y únicamente como título de ejemplo.

Uno muy clásico es que suministraba la casa Société Sergot cuyo aspecto es el que se muestra a continuación.

Es una aproximación rápida que, si bien funciona, adolece de determinadas faltas en su planteamiento pues en ningún momento tiene en cuenta la rugosidad

del material constitutivo de la tubería y de hecho no es lo mismo plantear una tubería en INOX que una en acero al carbono. Con INOX se van a necesitar diámetros más bajos que con acero al carbono y esto se agrava más cuando hay que prever incrustaciones y depósitos que se puedan generar con el uso.

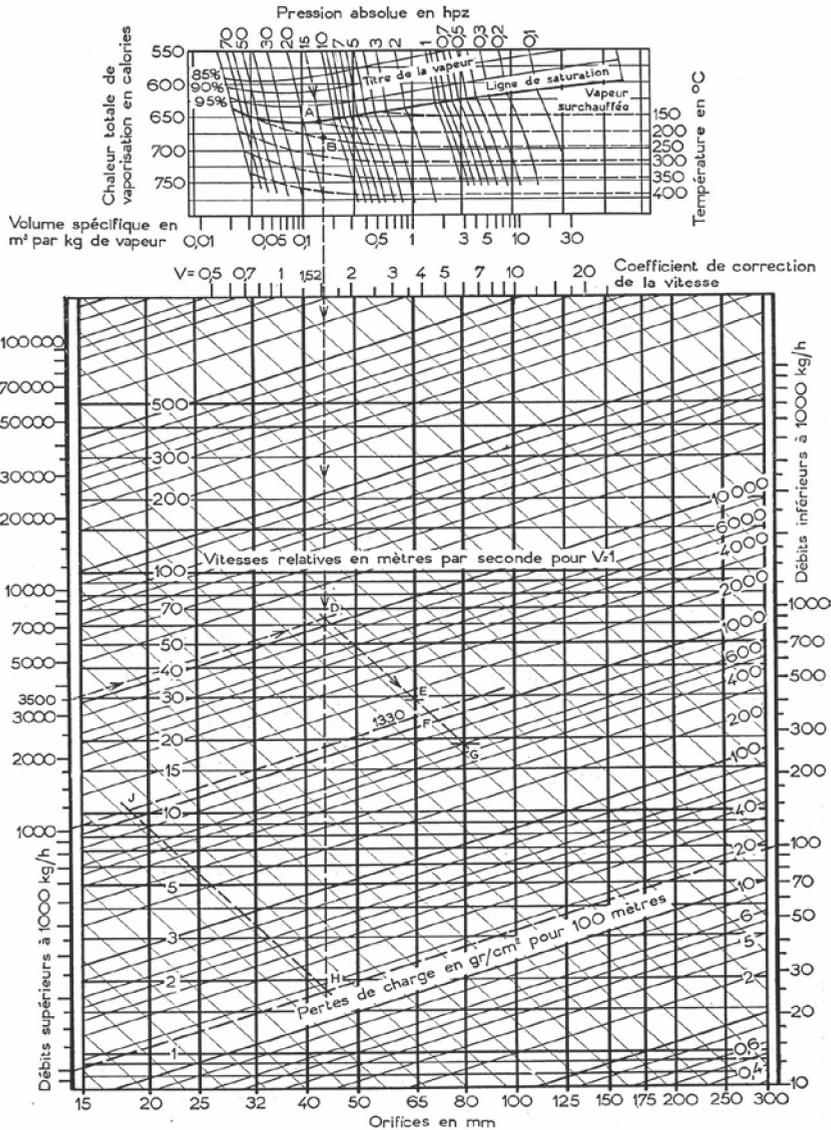


Fig. 18 ÁBACO SERGOT PARA CÁLCULO DE TUBERÍAS DE VAPOR

Su uso puede explicarse mediante un ejemplo.

Ejemplo: Se pretende diseñar una tubería para transportar 3.500 kg/h de vapor sobrecalentado a 250° C y bajo una presión de 14 hpz. La tubería, incluidos sus accesorios, tiene una longitud equivalente de 150 m. La pérdida de carga total no deberá sobrepasar 2 hpz. Calcular el diámetro que deberá tener esta tubería.

El ábaco presenta las presiones en hpz; la equivalencia es de 1 hpz = 1kg/cm² = 0,98066 bar.

La presión manométrica de 14 hpz = 15 hpz absolutos.

Desde el punto 15, tomado sobre la escala de presiones absolutas del ábaco superior descender una línea paralela a las curvas de presión, hasta su intersección en A con la línea de saturación.

Desde este punto A, descender una línea paralela a las curvas de vapor sobrecalentado hasta su intersección en B con la curva de temperaturas 250° C.

Desde el punto B, descender una línea vertical sobre el ábaco inferior, paralela a las líneas de los diámetros (orifices). Esta línea corta a su paso por la escala de los coeficientes de corrección de la velocidad en un valor interpolado de 1,52. Este valor servirá más adelante para calcular la velocidad.

Desde el punto 3.500 tomado sobre la escala izquierda de caudales (debits) trazar una línea paralela a las líneas de pérdida de carga hasta su intersección en D con la línea vertical procedente de B.

La pérdida de carga no deberá sobrepasar 2 hpz = 2 kg/cm² para 150 m por lo que para 100 m será de 1,33 hpz = 1,33 kg/cm² = 1.330 g/cm².

Trazar una línea paralela a las pérdidas de carga con valor 1.330. Desde el punto D obtenido anteriormente, trazar una línea paralela a las líneas oblicuas de referencia hasta su intersección en F con la línea de pérdidas de carga 1.330.

Este punto F se encuentra situado entre las curvas de los diámetros 65 y 80 leídos sobre la escala inferior del ábaco.

Si se elige el diámetro 65, la pérdida de carga para 100 m estará situada sobre la intersección de la curva de diámetro 65 y la línea DF, o sea en el punto E. Por interpolación de las líneas oblicuas de pérdida de carga, determinamos su valor que resulta 1.700 g/cm² superior pues a 1.330 g/cm².

Si se elige el diámetro 80, siguiendo el mismo procedimiento, la pérdida de carga estará situada en el punto G y su valor será de 600 g/cm², lo que cumple las condiciones dadas en el problema.

La tubería deberá tener por tanto un diámetro de 80 mm.

Introduciendo los datos en la aplicación PCTvapor, entrando desde el menú a través de CALCULAR DIÁMETRO con ENTRADA POR CAUDALES MÁSICOS se obtiene lo siguiente:

EREN
SOLUCIONES DE LA RED

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de vapor saturado o recalentado

PROPIEDADES DE LA TUBERÍA			
rugosidad absoluta	ϵ	0,05 mm	acero laminado nuevo 0,02 mm
rugosidad relativa	ϵ/D	0,000707263	
diámetro interior	D	71 mm	
longitud tubería recta	L	150 m	
longitud equivalente de accesorios	L_a	0 m	Manual m
longitud equivalente total	L_e	150 m	
PROPIEDADES DEL VAPOR			
Resueltas según Industrial standard IAPWS-IF97			
presión manométrica en cabeza	P	13,729 barg	presión media del tramo 12,75 barg
temperatura media del tramo	T	250 °C	
temperatura saturación media	T_s	194,25 °C	
densidad media	ρ	6,004519 kg/m ³	
viscosidad dinámica media	μ	0,017974 cP (mPa)	
viscosidad cinemática media	ν	2,993389 cSt	
PROPIEDADES DE TRANSPORTE			
Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook			
caudal volumétrico	Q	582,89 m ³ /h	
caudal masico	Qm	3,500,00 kg/h	No corregir de condensación
caudal masico corregido	Qmc	3,500,00 kg/h	
velocidad	v	41,25 m/s	
número de Reynolds	R	9,74E+05	
factor de fricción	f_c	0,018485	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	3330,82 mcv	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	1,96 barg	presión en cola 11,77 barg

MENU

Se proponen otro tipo de ábacos mediante los cuales se puede aproximar el cálculo de tuberías para vapor. Al igual que en el caso anterior, en ningún momento tienen en cuenta la rugosidad del material constitutivo de la tubería.

La propuesta es de dos ábacos, uno para calcular pérdidas de carga a partir del diámetro y otro a la inversa.

Su funcionamiento es muy similar al caso anterior y queda reflejado en el propio ábaco por el camino ABCD desde las propiedades del vapor hasta el resultado, por lo que no precisa mayor explicación.

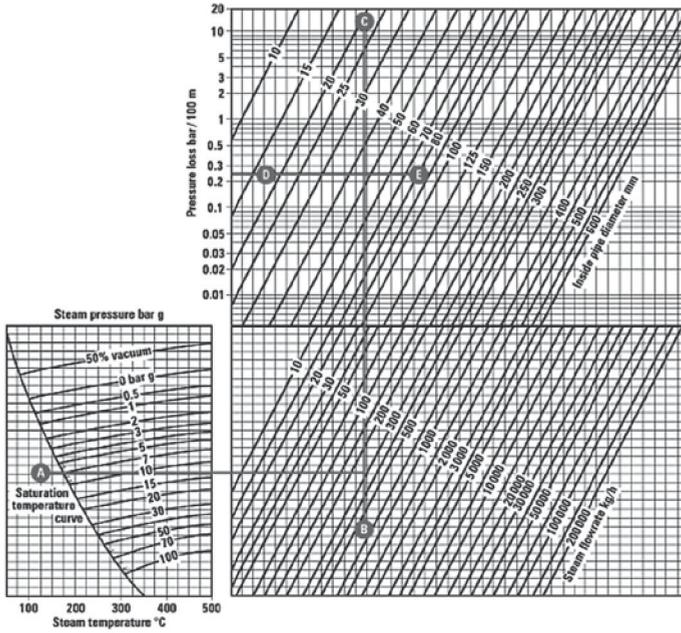


Fig. 19 ÁBACO PARA CALCULAR LA PÉRDIDA DE CARGA EN UNA TUBERÍA DE VAPOR
 (cortesía de Spirax Sarco)

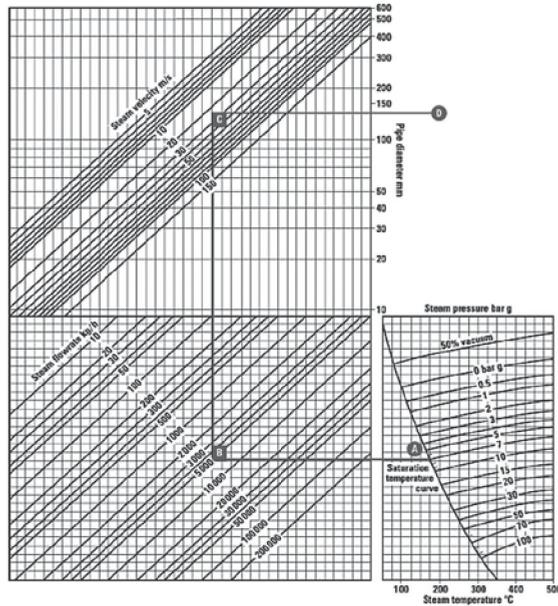


Fig. 20 ÁBACO PARA CALCULAR EL DIÁMETRO MÍNIMO DE UNA TUBERÍA DE VAPOR
 (cortesía de Spirax Sarco)

2.3 Ajuste del cálculo a las necesidades del consumo

Cuando se calcula una instalación de vapor no es suficiente con los resultados obtenidos hasta este momento. Por el contrario, es preciso analizar el problema con más detenimiento.

De un análisis más profundo hay que encontrar la solución de compromiso entre costes de instalación y costes de explotación/eficiencia energética, siempre que las necesidades de cada punto de consumo se vean satisfechas.

Puede verse esto utilizando para ello un ejemplo:

Ejemplo: Se quiere determinar el diámetro mínimo de tubería Schedule 80 para vehicular 2.000 kg/h de vapor a 10 bar y 190 °C con un recorrido de 175 m de forma que la pérdida de carga sea de 2 bar.

Con los datos en la aplicación PCTvapor se obtiene un valor $D=61$ mm.

EREN
SOLUCIONES DE LA INDUSTRIA

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de vapor saturado o recalentado

PROPIEDADES DE LA TUBERÍA			
rugosidad absoluta	ϵ	0,05 mm	acero laminado nuevo
rugosidad relativa	ϵ/D	0,000824343	0,02 mm
diámetro interior	D	61 mm	
longitud tubería recta	L	175 m	
longitud equivalente de accesorios	L_a	0 m	Manual m
longitud equivalente total	L_e	175 m	
PROPIEDADES DEL VAPOR			
Resueltas según Industrial standard IAPWS-IF97			
presión manométrica en cabeza	P	10 barg	presión media del tramo 9,00 barg
temperatura media del tramo	T	190 °C	
temperatura saturación media	T_s	179,94 °C	
densidad media	ρ	4,999168 kg/m ³	
viscosidad dinámica media	μ	0,015460 cP (mPa)	
viscosidad cinemática media	ν	3,092582 cSt	
PROPIEDADES DE TRANSPORTE			
Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook			
caudal volumétrico	Q	400,07 m ³ /h	
caudal masico	Qm	2.000,00 kg/h	No corregir de condensacion
caudal masico corregido	Qmc	2.000,00 kg/h	
velocidad	v	38,46 m/s	
número de Reynolds	R	7,54E+05	
factor de fricción	f_c	0,019208	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	4082,31 mcv	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	2,00 barg	presión en cola 8,00 barg

MENU

Si con este resultado se va a la tabla de tuberías Schedule 80, se encuentra con un diámetro no standard, con lo que hay que decantarse por uno posterior 65 u 80. Los diámetros interiores a considerar en ambos casos serán 59,0 o 73,7 mm.

En principio lo lógico sería adoptar 80 (73.7 mm). Si se recalcula el problema para este diámetro se obtiene:

Cálculo de pérdidas de carga para flujo de vapor saturado o recalentado en un tramo de tubería de diámetro uniforme 

PROPIEDADES DE LA TUBERÍA			
rugosidad absoluta	ϵ	0,05	acero laminado nuevo mm
rugosidad relativa	ϵ/D	0,00067568	
diámetro interior	D	74 mm	
longitud tubería recta	L	175 m	
longitud equivalente de accesorios	L_a	0 m	Manual m
longitud equivalente total	L_e	175 m	
PROPIEDADES DEL VAPOR			
Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97			
presión manométrica	P	10 barg	
temperatura	T	190 °C	
temperatura saturación	T_s	184,12 °C	
densidad	ρ	5,541327 kg/m ³	
viscosidad dinámica	μ	0,015425 cP (mPa)	
viscosidad cinemática	ν	2,783603 cSt	
PROPIEDADES DE TRANSPORTE			
Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook			
caudal volumétrico	Q	360,92 m ³ /h	
caudal masico	Q_m	2.000,00 kg/h	No corregir de condensacion
caudal masico corregido	Q_{mc}	2.000,00 kg/h	
velocidad	v	23,3 m/s	
número de Reynolds	R	6,20E+05	
factor de fricción	fc	0,018532	
PERDIDA DE CARGA	h	1215,03 mcv	
PERDIDA DE CARGA	h	0,66 barg	

[MENU](#)

El análisis de este resultado indica que la pérdida de carga cumple sobradamente con las condiciones del problema, pero también indica que la tubería admite más velocidad del vapor, de modo que hay que probar con el diámetro inferior.

Cálculo de pérdidas de carga para flujo de vapor saturado o recalentado en un tramo de tubería de diámetro uniforme 

PROPIEDADES DE LA TUBERÍA			
rugosidad absoluta	ϵ	0,05	acero laminado nuevo mm
rugosidad relativa	ϵ/D	0,00084746	
diámetro interior	D	59 mm	
longitud tubería recta	L	175 m	
longitud equivalente de accesorios	L_a	0 m	Manual m
longitud equivalente total	L_e	175 m	
PROPIEDADES DEL VAPOR			
Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97			
presión manométrica	P	10 barg	
temperatura	T	190 °C	
temperatura saturación	T_s	184,12 °C	
densidad	ρ	5,541327 kg/m ³	
viscosidad dinámica	μ	0,015425 cP (mPa)	
viscosidad cinemática	ν	2,783603 cSt	
PROPIEDADES DE TRANSPORTE			
Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook			
caudal volumétrico	Q	360,92 m ³ /h	
caudal masico	Q_m	2.000,00 kg/h	No corregir de condensacion
caudal masico corregido	Q_{mc}	2.000,00 kg/h	
velocidad	v	36,7 m/s	
número de Reynolds	R	7,77E+05	
factor de fricción	fc	0,019310	
PERDIDA DE CARGA	h	3929,69 mcv	
PERDIDA DE CARGA	h	2,13 barg	

[MENU](#)

Si se puede admitir una pérdida de carga ligeramente superior, hay que descartarse por este diámetro menor que conlleva menores gastos de inversión, y menores pérdidas térmicas en operación.

En el primer caso la tubería sin aislar tiene unas pérdidas de aproximadamente 2.100 kWh al día para 24 horas de operación discurriendo por el exterior a 12°C. En el segundo caso las pérdidas en las mismas condiciones serían de 1.700 kWh al día. Para una operación de 365 días al año, la diferencia entre ambos supondría un ahorro de unos 7.000 €/año en combustible (gasóleo C) y una reducción de emisiones de 32 TeCO₂. Evidentemente esto es un supuesto no real dado que la tubería no es lógico que no tenga aislamiento. Aún así, si se tiene en cuenta el aislamiento, para las mismas pérdidas calculadas en ambos casos, la diferencia de costes en instalación es muy importante. En el primer caso habría que instalar tubería de 74 mm, aislante de 45 mm y chapa recubrimiento de 164 mm para minimizar las pérdidas al 10%. En el segundo caso para las mismas pérdidas absolutas habría que instalar tubería de 59 mm, aislante de 35 mm y chapa protectora de 129 mm. La diferencia económica de instalación es patente por tanto cuando se realiza un diseño hidráulico correcto y detallado.

2.4 Redes de tuberías: método de Hardy-Cross

En una instalación de transporte de fluidos, pueden encontrarse tuberías acopladas en serie, en paralelo o como una combinación de ambas, que integran una red de tuberías.

En las tuberías en serie, el caudal que circula por ellas es el mismo, y la pérdida de carga total es suma de la de cada una, por lo que se puede considerar como una única tubería cuyo término resistente es la suma de los términos individuales.

Se define resistencia de una tubería al factor que multiplicado por el cuadrado del caudal da la pérdida de carga:

$$k = f \frac{L}{D^5} \frac{8}{\pi^2 g}$$

$$h_{f \text{ total}} = \sum_i h_{fi} = \left(\sum_i k_i \right) Q^2$$

Para régimen turbulento totalmente desarrollado, el factor de fricción solo depende de la rugosidad relativa, y es constante a partir de un determinado valor elevado del número de Reynolds; con lo que se puede suponer que la resistencia de la tubería es constante.

Cuando dos o más tuberías se colocan en paralelo, el caudal circulante total es la suma de los caudales individuales, pero la pérdida de carga entre los extremos es la misma para todas las tuberías. Las ecuaciones que rigen las tuberías en paralelo son:

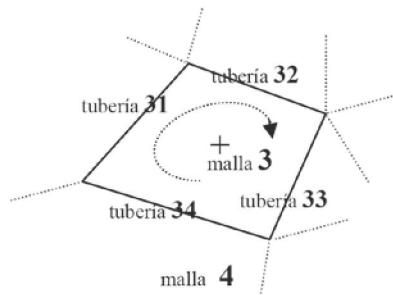
$$Q_{total} = \sum_i Q_i$$

$$h_f = k_1 Q_1^2 = k_2 Q_2^2 = \dots = k_i Q_i^2$$

Cuando se tiene una red de tuberías, el problema inicial a resolver, es el reparto de caudales por cada una de las tuberías que integran la red.

Se establecen los términos de malla y de nudo. Para cada malla la suma de pérdidas de carga es nula, y para cada nudo la suma de caudales es nula; con lo que se obtiene un sistema de ecuaciones, formado por las “*m*” ecuaciones de las mallas y las “*n*” ecuaciones de los nudos, que es homogéneo ($m+n>t$) y permite obtener el reparto de caudales por la “*t*” tuberías que integran la red.

Ecuaciones de las mallas:

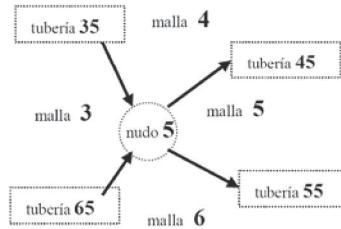


De la malla “1” a la malla “*m*”; para una determinada malla “*i*”, se establece un sentido positivo de la malla (normalmente el dextrógiro); el caudal circulante por una tubería “*ij*” es positivo si va en el mismo sentido que el positivo de la malla; con lo que se tiene para cada malla “*i*”:

$$\sum_j k_{ij} Q_{ij} |Q_{ij}| = 0$$

$$k_{31} Q_{31} |Q_{31}| + k_{32} Q_{32} |Q_{32}| + k_{33} Q_{33} |Q_{33}| + k_{34} Q_{34} |Q_{34}| = 0$$

Ecuaciones de los nudos:



Del nudo “1” al nudo “n”; para un determinado nudo “j”, el caudal que le llega de una determinada tubería “ij” es positivo, y si sale es negativo; con lo que se tiene para cada nudo “j”:

$$\sum_i Q_{ij} = 0$$

$$Q_{35} - Q_{45} - Q_{55} + Q_{65} = 0$$

2.5 Pérdidas energéticas en las redes de vapor

Una red de distribución de vapor es un sistema energético y como tal, no es un sistema aislado sino que interactúa con el ambiente exterior que le rodea.

Esta situación plantea la posibilidad de fugas energéticas del sistema hacia el entorno.

Las pérdidas energéticas de una red de vapor pueden encuadrarse en tres tipos fundamentales:

Pérdidas internas debidas a la fricción que se traducen en pérdidas de presión a lo largo de la red de distribución. Su estudio y evaluación se han tratado en esta sección del manual.

Pérdidas debidas al intercambio de calor con el ambiente exterior. Su estudio se aborda en el apartado de aislamiento térmico.

Pérdidas debidas a fugas del fluido energético hacia el exterior de la red. Su origen está en un mal mantenimiento de la red y de sus componentes. Fugas de este tipo se producen por un mal diseño de purgadores cuando descargan a la atmosfera, por mal mantenimiento de los purgadores que se puede traducir en que no cierran correctamente y dejen fugar vapor vivo, por fallos en los acoplamientos de la instalación o por fisuras y poros en soldaduras y componentes.

La cuantificación de este último tipo de pérdidas es complicada aunque existen tablas que proporcionan valores aproximados de cantidad de vapor que se pierde por un orificio a partir de ciertos parámetros.

Por ejemplo, si se observa la longitud de la lanza de vapor que se forma al producirse la fuga, se puede determinar aproximadamente la cuantía de la fuga:



Fig. 21 CUANTIFICACIÓN DE PÉRDIDAS DE VAPOR POR OBSERVACIÓN DE LA LANZA

También se puede aproximar una cuantificación en base a la presión de la red y el diámetro de la perforación por la que fuga



Fig. 22 CUANTIFICACIÓN DE PÉRDIDAS DE VAPOR A TRAVÉS DE UN ORIFICIO (para vapor a 7 bar)

Este tipo de pérdidas debidas a fugas es importante tenerlas controladas y minimizadas en orden a una correcta eficiencia de la red. Su control pasa por un correcto programa de mantenimiento y revisión constante de la instalación.

3

**LA RECUPERACIÓN DE
CONDENSADOS EN LAS
REDES DE VAPOR**

ÍNDICE

LA RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS EN LAS REDES DE VAPOR

1.- NECESIDAD DE LA RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS DESDE EL PUNTO DE VISTA DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA	63
2.- DISEÑO Y CÁLCULO DE LA RED DE CONDENSADOS.....	64
2.1.- Cálculo hidráulico de la red de condensadores	64
2.2.- Cálculo del aislamiento de la red de condensadores.....	68
3.- DISEÑO Y CÁLCULO DE PURGADORES Y SEPARADORES.....	68

1. NECESIDAD DE LA RECUPERACIÓN DE CONDENSADOS DESDE EL PUNTO DE VISTA DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA

Ya en la sección 1 se ha esbozado alguna razón 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 bar, 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^a 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 bar, 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 entalpias 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 bar, 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 4,3 €/T.

2. DISEÑO Y CÁLCULO DE LA RED DE CONDENSADOS

2.1 Cálculo hidráulico de la red de condensados

Cuando se hace frente al diseño y cálculo de una red de recuperación de condensados, la primera idea es pensar su diseño planteándolo como una red estándar de agua caliente. Sin embargo este planteamiento es un error muy común en el que se suele incurrir y origina resultados desastrosos en el funcionamiento de la red. Se van por ello a desarrollar las razones por las que este planteamiento es incorrecto.

La red de condensados se alimenta de condensados procedentes de la evacuación de los mismos de la red de vapor a través de purgadores.

Los purgadores son mecanismos que deben trabajar, y de hecho así lo hacen la mayoría de ellos, en las proximidades de la curva de saturación y con una presión diferencial suficiente entre el lado del vapor y el lado de descarga del condensado.

Con estas bases, si se analiza lo que ocurre cuando un purgador descarga, puede verse que lo que hace es evacuar un condensado saturado en las proximidades del punto de saturación y a una presión que es la de la red de vapor, hacia una segunda red (red de condensados) que se encuentra a una presión inferior a la de la red de

vapor. Lo que se produce en ese momento es una descompresión isotérmica del condensado que origina una revaporización de parte del condensado hasta un determinado equilibrio de fases dado por el nuevo par de valores p y T . Esto puede comprobarse en los gráficos de vapor. Al principio de este manual ya se había visto cómo era posible forzar el cambio de fase actuando únicamente sobre una de las dos variables.

El siguiente ejemplo muestra de forma clara este efecto: Se considera un purgador por el que descarga condensado desde una red de vapor a 4 bar, 152°C recogiendo en una red de recuperación que está a 0,5 bar. Por cada kg de condensado descargado puede hacerse un balance energético:

Entalpía líquido saturado a la presión de la red de vapor = 0,17795 kWh/kg

Entalpía líquido saturado a la presión de la red de condensados = 0,13006 kWh/kg

Existe pues un desbalance energético de 0,04789 kWh/kg lo que va en contra del principio de conservación de la energía. Esta energía que falta para completar el balance es la que se emplea en revaporizar de nuevo una parte del condensado generando lo que se conoce como vapor flash. A partir de las entalpías específicas de los diferentes estados que entran en juego puede deducirse el porcentaje de vapor flash que se genera de forma que el balance energético sea cero:

$$\% \text{ vapor flash} = \frac{h_{lp1} - h_{lp2}}{h_{vp2} - h_{lp2}} \cdot 100$$

En la que:

h_{lp1} = entalpía específica del líquido a la presión de la red de vapor

h_{lp2} = entalpía específica del líquido a la presión de la red de condensados

h_{vp2} = entalpía específica del vapor saturado a la presión de la red de condensados.

El salto entálpico del denominador de la ecuación anterior corresponde con la entalpía específica de vaporización a la presión de la red de condensados.

En este caso:

$$\% \text{ vapor flash} = \frac{0,17795 - 0,13006}{0,74820 - 0,13006} \cdot 100 = 7,75\%$$

Una vez ajustado el balance energético del proceso que se produce, se determina, en términos volumétricos, la composición de lo que hay realmente en la red de condensados.

La composición másica se deduce inmediatamente del porcentaje de vapor flash producido:

Vapor - 0,0775 kg/kg condensado

Agua - 0,9225 kg/kg condensado

Los volúmenes específicos del agua y del vapor en las condiciones de la red de condensados son:

Vapor - 1,14986 m³/kg

Agua - 0,00105 m³/kg

La composición volumétrica por tanto, expresada como porcentaje, será:

Vapor - 98,92%

Agua - 1,08%

A la vista de estos números se puede concluir pues que para calcular la red de condensados, hay que asimilarla a una red de vapor húmedo con una humedad, en este caso, del 1,08% en volumen.

Puede calcularse pues como una red de vapor saturado pero con una consideración muy importante: no se pueden alcanzar las velocidades que se pueden alcanzar con un vapor saturado. El agua que arrastra produce elevadas erosiones por lo que es aconsejable limitar las velocidades en esta red a valores de 15-20 m/s como máximo y un poco en función de la cantidad de agua que arrastre.

En este punto se plantean dos disyuntivas: o bien se considera la situación tal cual y se calcula la red de condensados en estas condiciones o bien se plantea separar el vapor flash del condensado aprovechando energéticamente este vapor y abaratando costes de la red de condensados.

Continuando con el planteamiento del problema que se venía resolviendo, se pueden comparar las dos alternativas.

Se supone una producción de condensados de 1.000 kg/h en las condiciones del ejemplo. Con un 7,75% en masa de producción de vapor flash 1.000 kg/h·7,75%=77,49 kg/h de vapor flash. Hay pues que calcular una tubería para vehicular 77,49 kg/h de vapor saturado húmedo con una velocidad máxima de 20 m/s.

Si se introducen los datos en la aplicación PCTvapor se obtiene lo siguiente para 100 m de tubería.



Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de condensados de vapor sin eliminación de vapor flash



PROPIEDADES DE LA TUBERIA				
rugosidad absoluta	s	0,05 mm	acero laminado nuevo	
rugosidad relativa	e/D	0,001222663		
diámetro interior	D	41 mm		
longitud tubería recta	L	100 m		
longitud equivalente de accesorios	La	0 m	Manual	
longitud equivalente total	Le	100 m		
PROPIEDADES DEL CONDENSADO				
<i>Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97</i>				
presión condensado en la línea de vapor	P	4 barg	presión media del tramo 0,46 barg	
Tª condensado en la línea de vapor	T	151,94 °C	COMPOSICION LINEA CONDENSADOS	
Tª saturación línea de vapor	Ts	151,94 °C		% masico de vapor flash 7,75%
presión condensado línea condensados	T	0,6 barg		% en volumen de agua cond. 1,06%
Tª saturación línea condensados	Ts	110,81 °C	% en volumen de vapor flash 98,92%	
densidad vapor flash	p	0,848149 kg/m³		
viscosidad dinámica vapor flash	μ	0,012640 cP (mPa)		
viscosidad cinemática vapor flash	ν	14,902759 cSt		
PROPIEDADES DE TRANSPORTE				
<i>Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook</i>				
caudal volumétrico vapor flash	Qvf	91,35 m³/h		
caudal masico condensado	Qm	1.000,00 kg/h		
caudal masico vapor flash	Qmvf	77,48 kg/h		
velocidad	v	19,32 m/s		
número de Reynolds	R	5,30E+04		
factor de fricción	fc	0,024439		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	962,48 mcv		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0,08 barg	presión en cola 0,42 barg	



Donde puede verse que hay que emplear un diámetro mínimo de 41 mm.

Si se opta por separar el vapor flash, el problema se reduce a diseñar el tramo para vehicular 1.000 kg/h - 77,49 kg/h=922,5 kg/h de agua caliente.

Introduciendo los datos en la aplicación se obtiene lo siguiente para los mismos 100 m de tubería.

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de agua



PROPIEDADES DE LA TUBERIA			
rugosidad absoluta	s	0,05 mm	acero laminado nuevo
rugosidad relativa	e/D	0,002567822	
diámetro interior	D	19 mm	
longitud tubería recta	L	100 m	
longitud equivalente de accesorios	La	0 m	Manual
longitud equivalente total	Le	100 m	
PROPIEDADES DEL AGUA			
<i>Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97</i>			
presión manométrica en cabeza	P	0,5 barg	presión media del tramo 0,25 barg
temperatura media del tramo	T	106,27 °C	
temperatura saturación media	Ts	106,27 °C	
densidad media	p	953,763662 kg/m³	
viscosidad dinámica media	μ	0,264216 cP (mPa)	
viscosidad cinemática media	ν	0,277025 cSt	
PROPIEDADES DE TRANSPORTE			
<i>Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook</i>			
caudal volumétrico	Q	0,97 m³/h	
caudal masico	Qm	922,50 kg/h	
velocidad	v	0,90 m/s	
número de Reynolds	R	6,34E+04	
factor de fricción	fc	0,027235	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	5,35 mcv	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0,50 barg	presión en cola 0,00 barg



Donde puede verse que hay que emplear un diámetro mínimo de 19 mm.

Queda claro, por lo tanto el ahorro económico que se produce en tuberías y sus correspondientes aislantes por el hecho de separar el vapor flash del condensado. Pero no es esta la única ventaja que se produce al plantear esta separación, sino que además adicionalmente y entrando en el terreno de la eficiencia energética, se dispone de vapor utilizable de nuevo en procesos que requieran una temperatura inferior.

Si no se tienen en cuenta todas las consideraciones que se acaban de hacer, resulta una red de condensados subdimensionada que será el origen de muchos de los problemas que habitualmente presentan las redes de vapor.

2.2 Cálculo del aislamiento de la red de condensados

Resulta de aplicación todo el desarrollo que se expondrá para los aislamientos en el capítulo que sigue sobre Aislamiento en las Redes de Vapor.

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:

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.

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.

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.

FIABILIDAD

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



**AISLAMIENTO Y PÉRDIDAS
ENERGÉTICAS EN LAS REDES
DE VAPOR**

ÍNDICE

AISLAMIENTO Y PÉRDIDAS ENERGÉTICAS EN LAS REDES DE VAPOR

1.- FUNDAMENTOS DE LA TRANSMISIÓN DE CALOR	73
2.- LAS PÉRDIDAS TÉRMICAS	73
2.1.- Cálculo de pérdidas térmicas	74
2.2.- Cálculo del espesor de aislamiento óptimo más rentable	84
2.3.- Software para el cálculo de pérdidas térmicas y espesor óptimo de aislamiento.....	86

1. FUNDAMENTOS DE LA TRANSMISIÓN DE CALOR

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

Existen tres modos de intercambio de calor entre dos focos:

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).

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.

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.

2. LAS PÉRDIDAS TÉRMICAS

Las pérdidas 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

Ahora se va a ver detenidamente como proceder al cálculo todas estas componentes con objeto de evaluar las pérdidas térmicas.

Es importante tener en cuenta que dado el contexto de este manual, únicamente se va a hacer referencia al caso específico de la transmisión en tuberías como vehículo de transporte del vapor y su condensado, por lo que todas las referencias se harán a paredes cilíndricas huecas, obviando otras posibles formas geométricas.

2.1 Cálculo de pérdidas térmicas

2.1.1 Transmisión del calor por conducción en régimen estacionario

La conducción de calor normalmente describe la transmisión de calor a través de las moléculas, en sólidos, líquidos y gases, producido por un gradiente de temperatura.

En el cálculo se supone que el gradiente de temperatura existe en una sola dirección, y que la temperatura es constante en planos perpendiculares a ella.

La densidad de flujo de calor q para una pared cilíndrica hueca en una dirección perpendicular a su cara, viene dada por:

$$q_j = \frac{T_{si} - T_{se}}{R_j} \quad [W/m]$$

donde R_j es la resistencia térmica lineal de una sola capa cilíndrica hueca, dada por:

$$R_j = \frac{\ln \frac{D_e}{D_i}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_j} \quad [m \cdot K/W]$$

En las que:

λ_j es la conductividad térmica del material j en $W/m \cdot K$

D_e es el diámetro exterior de la capa, en m.

D_i es el diámetro interior de la capa, en m.

T_{si} es la temperatura de la superficie interior, en $^{\circ}C$

T_{se} es la temperatura de la superficie exterior, en $^{\circ}C$

R_j es la resistencia térmica de la pared en $m^2 \cdot K/W$

Para una pared multicapa:

$$q = \frac{T_{si} - T_{se}}{R'} \quad [W/m]$$

donde R' es la resistencia térmica de la pared multicapa:

$$R' = \frac{1}{2\pi} \sum_{j=1}^n \left(\frac{1}{\lambda_j} \cdot \ln \frac{D_{ej}}{D_{ij}} \right) \quad [m \cdot K/W]$$

NOTA - La prima indica que se refiere a una pared multicapa.

2.1.2 Transmisión superficial del calor en régimen estacionario

En las instalaciones, las superficies sólidas mantienen una transferencia de calor con el medio fluido en contacto, donde se mezclan las formas convectivas y radiantes, especialmente cuando el medio fluido es gaseoso como el aire ambiente.

Por ello es necesario el estudio conjunto de ambos tipos de transferencias.

El coeficiente superficial de transmisión de calor h en $W/m^2 \cdot K$ se define como la cantidad de flujo de calor que pasa a través de una superficie en estado estacionario, dividida por la diferencia de temperatura entre dicha superficie y su entorno.

En el caso de instalaciones, existen dos tipos de coeficiente superficial según se trate de la cara interna h_i o la externa h_e .

En general, el coeficiente superficial de transmisión de calor viene dado por:

$$h_s = h_r + h_{cv}$$

donde:

h_r es la parte radiante del coeficiente superficial de transmisión de calor;

h_{cv} es la parte convectiva del coeficiente superficial de transmisión de calor.

2.1.3 Parte radiante del coeficiente de superficie, h_r

El coeficiente superficial debido a radiación, h_r , depende de la temperatura, del acabado superficial del material y de su emisividad. La emisividad se define como la relación entre el coeficiente de radiación C_r de la superficie y el coeficiente de radiación constante del cuerpo negro.

h_r está dado por:

$$h_r = a_r \cdot C_r [W/m^2 K]$$

a_r es el factor temperatura. Está dado por:

$$a_r = \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2} [K^3]$$

C_r es el coeficiente de radiación, en $W/m^2 \cdot K^4$ y es el resultado del producto del coeficiente de emisión ε por la cte. de Stephen Bolzman ($5.67 \cdot 10^{-8}$).

Cr está dado por:

MATERIAL	ε	Cr $W/m^2 \cdot ^\circ C^4$
aluminio brillante	0,05	2,80E-09
aluminio oxidado	0,13	7,40E-09
chapa de metal galvanizado, limpio	0,26	1,47E-08
chapa de metal galvanizado, sucio	0,44	2,49E-08
acero austenítico	0,15	8,50E-09
plancha de aluminio-zinc	0,18	1,02E-08
superficies no metálicas	0,94	5,33E-08

2.1.4 Parte convectiva del coeficiente superficial, h_{cv}

Este factor es dependiente de varios factores, tales como la velocidad del aire, la orientación de la superficie, el tipo de material, la diferencia de temperatura, etc.

Diferentes ecuaciones se utilizan en distintos países y no existen medios matemáticos exactos para seleccionar una ecuación inequívoca, por lo que los resultados pueden variar.

Para la parte convectiva, debe hacerse una distinción entre el coeficiente de superficie para las tuberías instaladas en el interior de edificios y para las que están instaladas en exteriores.

Para tuberías existe una diferencia entre el coeficiente interno, h_i y el coeficiente externo, h_e .

a) Interior de los edificios

Para TUBERÍAS VERTICALES situadas en el interior de edificios, la parte convectiva h_{cv} puede ser calculada mediante:

- convección libre laminar ($D_e^3 \cdot \Delta T \leq 10 \text{ m}^3 \cdot \text{K}$)

$$h_{cv} = 1,32 \sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D_e}} \quad [W/m^2 K]$$

- convección libre turbulenta ($D_e^3 \cdot \Delta T \geq 10 \text{ m}^3 \cdot \text{K}$)

$$h_{cv} = 1,74 \sqrt[3]{\Delta T} \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

Para TUBERÍAS HORIZONTALES situadas en el interior de edificios, la parte convectiva h_{cv} está dada por:

- convección libre laminar ($D_e^3 \cdot \Delta T \leq 10 \text{ m}^3 \cdot \text{K}$)

$$h_{cv} = 1,25 \sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D_e}} \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

- convección libre turbulenta ($D_e^3 \cdot \Delta T \geq 10 \text{ m}^3 \cdot \text{K}$)

$$h_{cv} = 1,21 \sqrt[3]{\Delta T} \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

donde:

$\Delta T = (T_{se} - T_a)$ en K.

T_{se} es la temperatura de la superficie de la pared, en K.

T_a es la temperatura del aire ambiente dentro del edificio, en K.

D_e es el diámetro de la tubería, en m.

Todas las ecuaciones de la parte convectiva del coeficiente térmico de la superficie externa dentro de edificios son aplicables para situaciones con diferencias de temperatura entre superficie y aire menores de 100 °C.

b) Exterior de edificios

Para TUBERÍAS HORIZONTALES Y VERTICALES situadas en el exterior de edificios, la parte convectiva h_{cv} puede ser calculada mediante las siguientes expresiones:

- convección libre laminar ($v \cdot D_e \leq 8,55 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$)

$$h_{cv} = \frac{8,1 \cdot 10^{-3}}{D_e} + 3,14 \sqrt{\frac{v}{D_e}} \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

convección libre turbulenta ($v \cdot D_e \geq 8,55 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$)

$$h_{cv} = 8,9 \cdot \frac{v^{0,9}}{D_e^{0,1}} \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

en las que:

D_e es el diámetro exterior del aislamiento, en m.

v es la velocidad del viento, en m/s.

NOTA: Para los líquidos en el interior de tuberías y depósitos, los coeficientes superficiales alcanzan valores muy elevados, en general superiores a $2.000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Lo mismo sucede con el vapor de agua saturado o sobrecalentado.

2.1.5 Resistencia térmica superficial R_{se}

La resistencia térmica superficial R_{se} es la inversa del coeficiente superficial h .

Para paredes cilíndricas, la resistencia térmica superficial lineal R_{se} viene dada por:

$$R_{se} = \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D_e} \text{ [m} \cdot \text{K/W]}$$

2.1.6 Transmitancia térmica

La transmitancia térmica lineal de una tubería, U , es la cantidad de flujo de calor que en estado estacionario pasa por unidad de longitud de tubería, dividida por la diferencia de temperatura en los alrededores de ambas caras de la pared:

$$U_l = \frac{q_l}{T_i - T_a} \text{ [W/m} \cdot \text{K]}$$

Su inversa es la resistencia térmica lineal y como ya hemos visto:

$$\frac{1}{U_l} = R = R_{lpi} + R_{lc} + R_{lpe}$$

Por lo que, para paredes cilíndricas (tuberías y aislamientos de tubería), la transmitancia térmica lineal U_l puede calcularse:

$$\frac{1}{U_l} = \frac{1}{h_i \pi D_i^2} + R_{lc} + \frac{1}{h_e \pi D_e^2} \quad [m \cdot K/W]$$

Como se ha indicado antes, para líquidos y vapor en el interior de depósitos y tuberías, el valor de h_i es muy elevado, por lo que la resistencia lineal superficial interior R_{lpi} es pequeña y se puede despreciar.

2.1.7 Temperatura superficial

Dado que no es posible conocer todos los parámetros que entran en juego, resulta difícil garantizar la temperatura superficial.

El cálculo de la temperatura superficial se usa normalmente para determinar un valor límite de la temperatura de la instalación por razones de seguridad.

El cálculo teórico puede variar en la práctica por distintas condiciones. Éstas pueden ser: temperatura ambiente, movimiento del aire, estado de la superficie del aislamiento, efecto radiante de los cuerpos adyacentes, condiciones meteorológicas, etc.

Para la obtención de la temperatura superficial se parte de la fórmula anterior; despreciando la R_{lpi} , como se ha indicado antes y al sustituir los valores de R_{lpe} y R_{lc} , para una sola capa de aislante se tiene para paredes cilíndricas:

$$T_{se} = T_a + \frac{T_i - T_a}{\frac{h_e D_e}{2\lambda} \cdot \ln \frac{D_e}{D_i} + 1} \quad [^\circ C]$$

Ejemplo: Calcular la densidad lineal de flujo de calor que emite una tubería de 250 mm que transporta vapor a 200°C y que está aislada mediante 100 mm de manta de fibra de vidrio tipo II recubierta de chapa de aluminio pulido como protección. La tubería discurre horizontalmente por el interior de una nave industrial con una temperatura ambiente de 15°C.

La conductividad térmica de la fibra de vidrio tipo II es 0,037 W/m °C.

El coeficiente de radiación del aluminio brillante es $2,8 \cdot 10^{-9}$ W/m² °C⁴.

Como no se conoce la temperatura superficial exterior del aislante, hay que estimarla de modo que se supondrá que está en el entorno de los 30°C.

Con este valor se calcula el índice de flujo para ver si corresponde a régimen laminar o turbulento:

$$D_e^3 \cdot \Delta T = 0,450^3 \cdot 15 = 1,4 \leq 10 \text{ m}^3 \text{K}$$

Como puede verse, el régimen es laminar, tubería horizontal y en interiores, por lo que para calcular el coeficiente superficial exterior se utilizará:

Para la parte convectiva

$$h_{cv} = 1,25 \sqrt[4]{\frac{\Delta T}{D_e}} = 1,25 \sqrt[4]{\frac{30 - 15}{0,450}} = 3,0 \text{ [W/m}^2 \text{K]}$$

Para la parte radiante

$$a_r = \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2} \cdot C_r = \frac{303^4 - 288^4}{303 - 288} \cdot 2,8 \cdot 10^{-9} = 0,29 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

Con lo que el coeficiente exterior será la suma de ambos, o sea $h_e = 3,29 \text{ W/m}^2 \text{K}$.

Como se está tratando con vapor, el coeficiente interior es despreciable por lo que no se va a tener en cuenta.

Puede de esta forma, calcularse la densidad de flujo de calor mediante:

$$q_l = \frac{\pi \cdot (250 - 20)}{\frac{1}{2 \cdot 0,037} \cdot \ln \frac{0,450}{0,250} + \frac{1}{3,29 \cdot 0,450}} = 67,4 \text{ W/m}$$

Ahora se debe calcular la temperatura exterior del aislamiento y comprobar si la aproximación que se había tomado de 30°C era correcta o se desviaba mucho:

$$T_{se} = T_a + \frac{T_i - T_a}{\frac{h_e D_e}{2\lambda} \cdot \ln \frac{D_e}{D_i} + 1} = 15 + \frac{200 - 15}{\frac{3,29 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,037} \cdot \ln \frac{0,45}{0,25} + 1} = 29,5^\circ \text{C}$$

Esta temperatura puede tomarse como aceptable, aunque si se quisiera aproximar más el cálculo, con este valor se recalcularía todo de nuevo y se obtendría un valor más ajustado. Si se hace esto, se llega a $29,6^\circ \text{C}$ y el valor de q_l en este

caso no se modificaría. Si la temperatura estuviera más desviada, se encontraría otro valor de q_l mas ajustado.

Si esta tubería tuviera 25 m de longitud y funcionase 8 h/día las pérdidas energéticas que ocasionaría serian de:

$$67,4 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot 8 = 13,48 \text{ kWh/dia}$$

En términos económicos esto suponen 240 €/año aproximadamente (para gasóleo C).

Si ahora se introducen los datos de este ejemplo en la aplicación PCTaislam se tiene lo siguiente:

PCTaislam - Cálculo de la Transferencia Térmica de una Tubería Aislada

PROPIEDADES DE TUBO Y AISLANTE

conductividad termica del tubo	58 W/m°C	Fundición y acero
conductividad termica del aislante	0,037 W/m°C	Fibra de vidrio, Tipo II
coeficiente de radiación superficie exter Cr	2,80E-09 W/m²°C	aluminio brillante

SITUACION DE LA TUBERIA

posicion tuberia	horizontal
situacion tuberia	interior
velocidad del aire	m/s

GEOMETRIA DE LA TUBERIA Y AISLANTE

diámetro exterior tubo	250 mm
espesor aislante	100 mm
diámetro interior aislante	250 mm
diámetro exterior aislante	450 mm

TEMPERATURAS DE TRABAJO

temperatura interior tubo	200,0 °C
temperatura exterior aislante estimada	30,0 °C
temperatura ambiente	15,0 °C

TRANSFERENCIA TERMICA

indice de tipo de flujo	1,367 m²°C	
tipo de flujo	LAMINAR	
componente convectiva	hcv	3,05 W/m²°C
componente radiante	hr	0,29 W/m²°C
componente exterior total	he	3,29 W/m²°C
densidad lineal de flujo de calor	ql	47,4 W/m
temperatura pared exterior calculada	Te	29,5 °C

MENU

Ajustando las temperaturas exteriores calculada y estimada se tiene:

PCTaislam - Cálculo de la Transferencia Térmica de una Tubería Aislada

PROPIEDADES DE TUBO Y AISLANTE

conductividad termica del tubo	58 W/m°C	Fundición y acero
conductividad termica del aislante	0,037 W/m°C	Fibra de vidrio, Tipo II
coeficiente de radiación superficie exter Cr	2,80E-09 W/m²°C	aluminio brillante

SITUACION DE LA TUBERIA

posicion tuberia	horizontal
situacion tuberia	interior
velocidad del aire	m/s

GEOMETRIA DE LA TUBERIA Y AISLANTE

diámetro exterior tubo	250 mm
espesor aislante	100 mm
diámetro interior aislante	250 mm
diámetro exterior aislante	450 mm

TEMPERATURAS DE TRABAJO

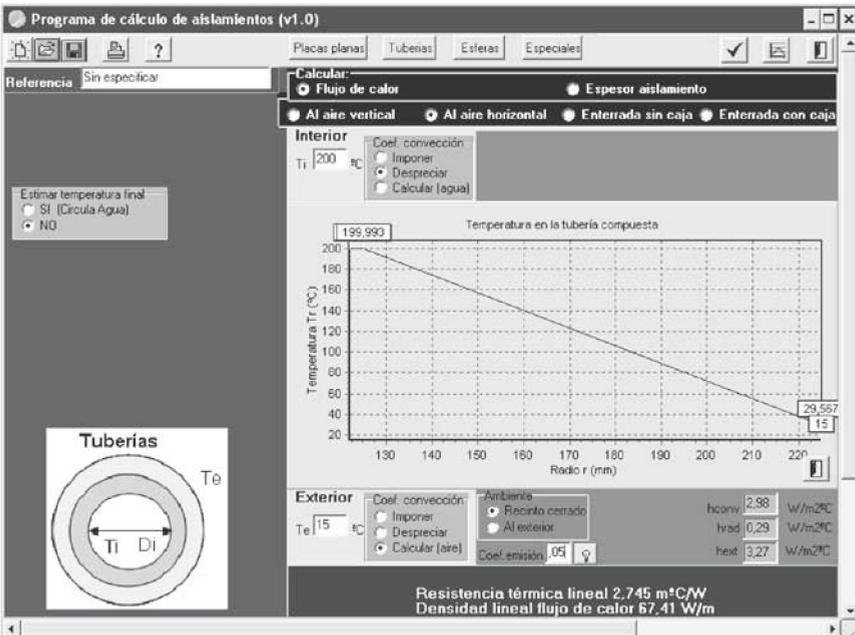
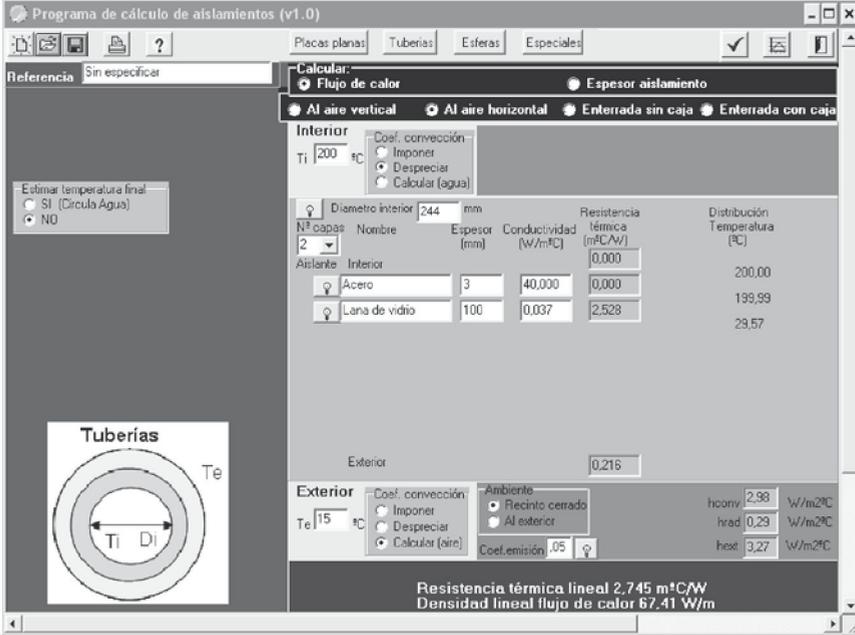
temperatura interior tubo	200,0 °C
temperatura exterior aislante estimada	29,6 °C
temperatura ambiente	15,0 °C

TRANSFERENCIA TERMICA

indice de tipo de flujo	1,330 m²°C	
tipo de flujo	LAMINAR	
componente convectiva	hcv	2,98 W/m²°C
componente radiante	hr	0,29 W/m²°C
componente exterior total	he	3,27 W/m²°C
densidad lineal de flujo de calor	ql	47,4 W/m
temperatura pared exterior calculada	Te	29,6 °C

MENU

A fin de comprobar, se introducen los datos en la aplicación AISLAM del IDAE. Se obtiene lo siguiente:



2.2 Cálculo del espesor de aislamiento óptimo más rentable

Hasta el momento, todos los aspectos analizados se refieren a cálculos técnicos sobre los aislamientos.

La determinación de un espesor de aislamiento adecuado obedece en algunos casos a condiciones exclusivamente técnicas, como puede ser limitar la caída de temperatura de un fluido en una conducción o fijar la temperatura máxima superficial de un aislamiento por motivos de seguridad de los trabajadores.

Sin embargo la mayor parte de las inversiones en aislamiento tienen un carácter marcadamente económico que tiene su origen en la limitación de las pérdidas de calor cuando las tuberías discurren por recintos a temperaturas muy diferentes a las ambientales. Por ello para elegir adecuadamente un aislamiento es necesario introducir conceptos económicos que generalmente se fijan sobre todo en el término espesor.

El planteamiento teórico es sencillo:

Las pérdidas de energía disminuyen con un aumento del espesor de aislamiento, de acuerdo con fórmulas conocidas.

El aumento del espesor de aislamiento supone incremento de la inversión para su compra e instalación, aunque esto no tiene unas leyes determinadas de crecimiento.

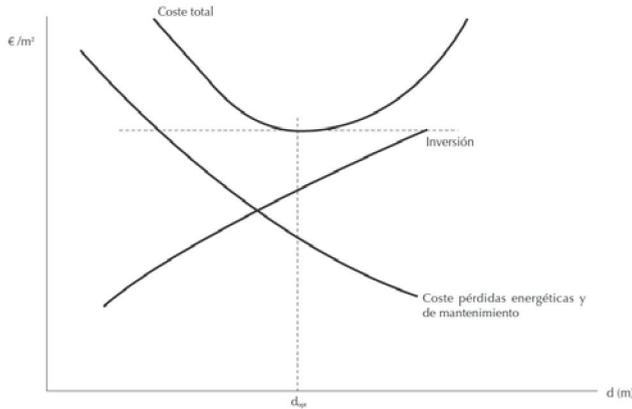
Existen además otros componentes del coste global como son los gastos de mantenimiento.

Representando gráficamente estos conceptos para la unidad específica (p.e. m² de superficie aislada) y para un período de tiempo previsto de amortización, se tendrá:

- Inversiones en función del espesor de aislamiento «d».
- Pérdidas energéticas + gastos de mantenimiento para el período considerado, en función también de «d».

El coste total empresarial será, para cada espesor de aislamiento, la suma de los valores de ambas curvas.

El coste total será mínimo para un espesor determinado, precisamente el espesor óptimo económico « d_{opt} ».



El método de cálculo más utilizado en la CEE se basa en la aplicación del VALOR ACTUALIZADO NETO (VAN).

El procedimiento consiste en determinar, para cada inversión en aislamiento, el VALOR ACTUALIZADO NETO de los ahorros energéticos y compararlo con los costes que supone la inversión.

Para determinar el VAN, se determina el coef. VAN o coeficiente multiplicador que actualiza los ahorros en el período total que se considere.

Se demuestra que el valor de dicho coeficiente es:

$$\text{Coef. VAN} = \frac{t(t^n - 1)}{t - 1}$$

Siendo

$$t = \frac{1 + 0,01 \cdot b}{1 + 0,01 \cdot r}$$

donde:

b = Aumento previsible del coste de la energía en %.

r = Tasa de actualización neta en % (equivalente al interés anual del dinero, deducidos los impuestos, menos la inflación prevista).

n = Número de años para los que se efectúa el estudio (horizonte económico).

Para un proyecto determinado, a cada espesor de aislamiento térmico « d_i » le corresponderán unas pérdidas energéticas específicas y un coste de inversión asociado.

A medida que aumenta el espesor, como ya se ha indicado, disminuyen las pérdidas energéticas y aumenta la inversión.

Si se consideran dos espesores consecutivos de aislamiento, la diferencia de pérdidas energéticas tendrá un valor económico que se actualiza con el coef. VAN para el período considerado. A su vez, existirá una diferencia de inversión de aislamiento.

Esto permite plantear la comparación:

INCREMENTO DE AHORRO x Coef. VAN	> = <	INCREMENTO DE LA INVERSIÓN
----------------------------------	-------------	----------------------------

siendo:

INCREMENTO DE AHORRO: (Valor pérdidas energéticas para « d_i » - Valor pérdidas para « d_{i+1} »)

INCREMENTO DE INVERSIONES: (Inversión para « d_{i+1} » - Inversión para « d_i »)

Si el resultado de la inecuación es que el primer término es superior al segundo, indica que el incremento de ahorro es mayor que la inversión necesaria para obtenerlo. Por el contrario, si la inecuación indica que el incremento del ahorro obtenido requiere una inversión superior (primer término menor que el segundo) esta inversión no es rentable y debe disminuirse, es decir, reducir el espesor de aislamiento.

Resulta obvio que la situación óptima (espesor óptimo económico) es precisamente la del equilibrio, es decir, cuando el incremento del ahorro es igual al incremento de la inversión.

2.3 Software para el cálculo de pérdidas térmicas y espesor óptimo de aislamiento

Como complemento para realizar todos estos cálculos de forma rápida y sencilla se proponen dos aplicaciones de software:

PCTaislam desarrollada e incluida en la aplicación PCTvapor que acompaña a este manual y que permite realizar cálculos sobre tuberías aisladas y sin aislar.

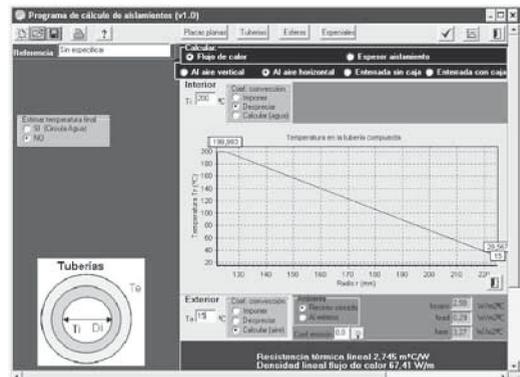
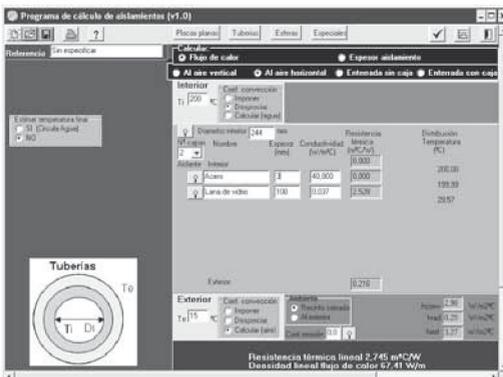
Programa de Cálculo de Aislamientos AISLAM, de libre uso y que es propiedad del Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía IDAE cuya versión más actual es la v1.0.

La obtención de este software puede hacerse mediante descarga desde la propia página del IDAE en la URL:

http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_ProgramaAISLAM_d8215cbd.zip

Como la URL, debido a los cambios en los espacios web, puede variar su ubicación, se adjunta con esta publicación una versión instalable del mismo que además incorpora un tutorial en forma de presentación de Power Point y una completa guía en formato Word que incluye todo el desarrollo matemático de las diferentes posibilidades de la aplicación.

Las siguientes imágenes muestran algún aspecto de la aplicación en las que pueden ver la pantalla de bienvenida y entrada así como la pantalla de cálculo de aislamientos para tuberías.



El software, además del cálculo de aislamientos para tuberías, permite muchas más opciones como conductos de sección rectangular, esferas, paredes planas, depósitos, etc.

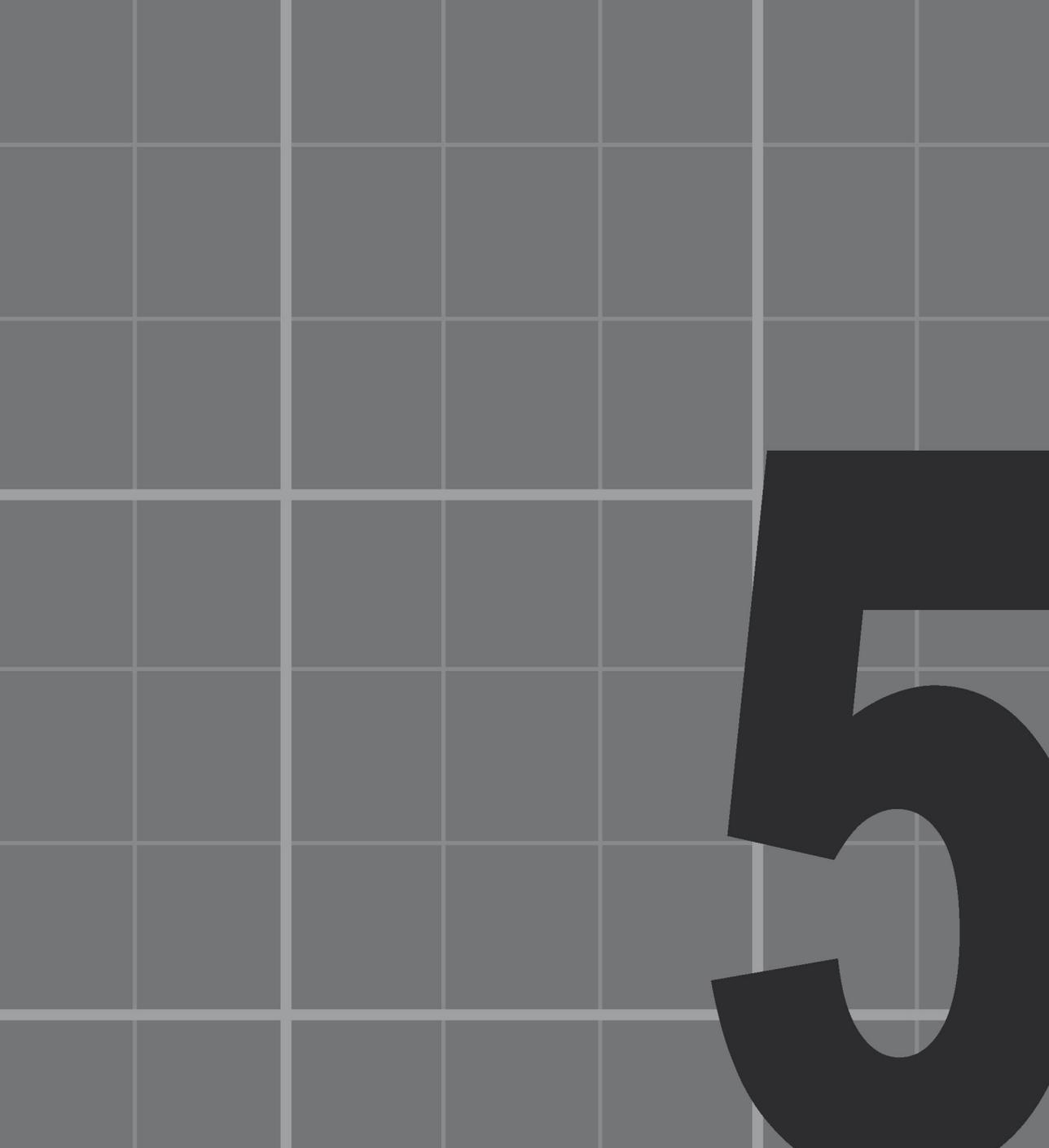
Además de flujos de calor, permite infinidad de cálculos más tales como espesores de aislamiento económicos, para alcanzar una determinada temperatura, para evitar condensaciones, etc.

Por otra parte permite, eliminando la capa de aislamiento, calcular las pérdidas de calor de la tubería sin aislar para comparar con la tubería aislada.

También admite aislamientos multicapa hasta un máximo de 6 capas de diferentes materiales.

En definitiva, es una aplicación sumamente útil a la hora de calcular cualquier tipo de aislamiento.

Para su funcionamiento, se remite al manual que acompaña a la aplicación.



5

**TECNOLOGÍAS AVANZADAS
EN DISTRIBUCIÓN Y
RECUPERACIÓN DE VAPOR**

ÍNDICE

TECNOLOGÍAS AVANZADAS EN DISTRIBUCIÓN Y RECUPERACIÓN DE VAPOR

1.- OPTIMIZACIÓN Y APROVECHAMIENTO DE CONDENSADOS.....	91
1.1.- Vapor “flash”	91
1.2.- Cálculo del aprovechamiento del vapor flash	92
1.3.- Termocompresión	94

1. OPTIMIZACIÓN Y APROVECHAMIENTO DE CONDENSADOS

1.1 Vapor “flash”

Ya se ha visto, en la sección dedicada 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:

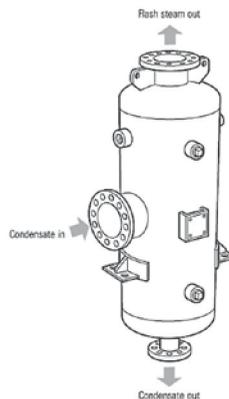


Fig. 23 SEPARADOR DE VAPOR FLASH (cortesía de Spirax Sarco)

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:

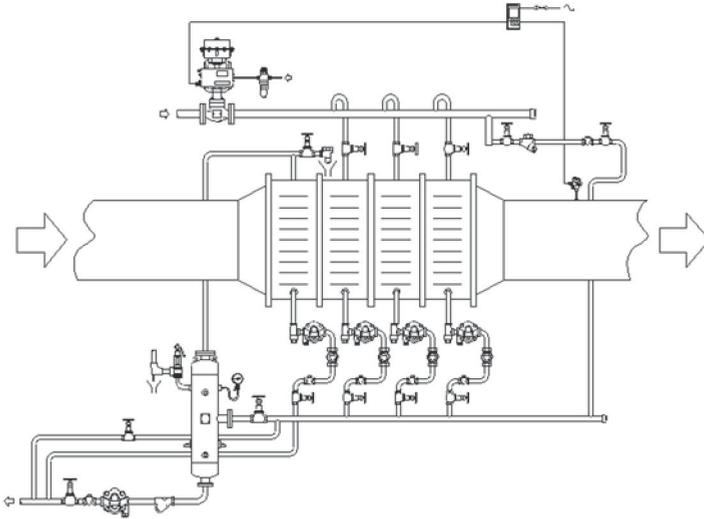


Fig. 24 INSTALACIÓN DE CALENTAMIENTO DE AIRE CON RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH
(cortesía de Spirax Sarco)

1.2 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 mediante la ecuación [11]

$$\% \text{ vapor flash} = \frac{h_{lp1} - h_{lp2}}{h_{vp2} - h_{lp2}} \cdot 100$$

En la que:

h_{lp1} = entalpía específica del líquido a la presión de la red de vapor

h_{lp2} = entalpía específica del líquido a la presión de la red de condensados

h_{vp2} = entalpía específica del vapor saturado a la presión de la red de condensados.

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 nuestro proceso.

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

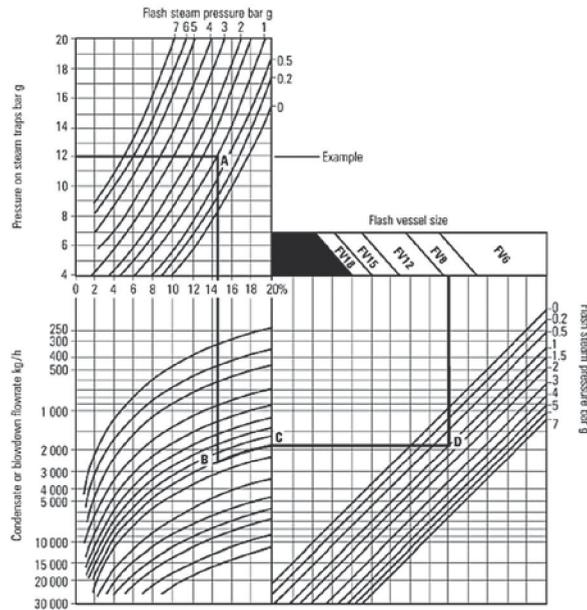


Fig. 14.6.4 Flash vessel sizing chart

Fig. 25 ÁBACO DE SELECCIÓN DE EQUIPOS DE RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH
(cortesía de Spirax Sarco)

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.

1.3 Termocompresión

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 termocompresión.

La primera de las posibilidades se emplea muy poco, debido a los elevados costes, 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.



Fig. 26 ESQUEMA DE UN TERMOCOMPRESOR

Con sólo 3 componentes básicos; boquilla, cámara de mezcla y difusor, el termosterocompresor 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 termosterocompresor 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 termosterocompresor se basan en balances de masa y energía.

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

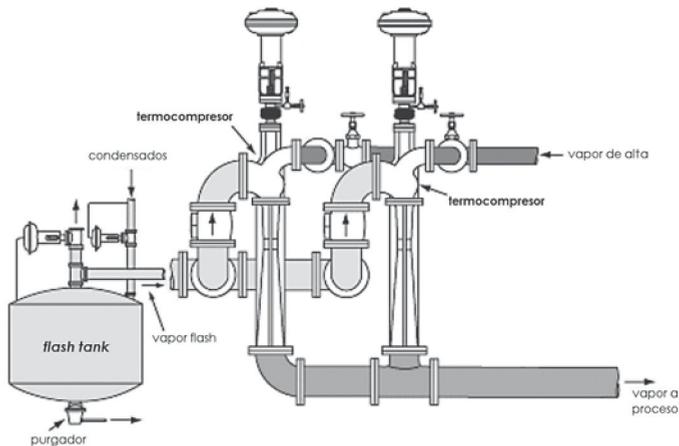


Fig. 27 RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH CON DOS TERMOCOMPRESORES



6

**MEDIDAS DE AHORRO Y
EFICIENCIA ENERGÉTICA EN REDES
DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

ÍNDICE

MEDIDAS DE AHORRO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA EN REDES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

A lo largo del desarrollo de este manual se han ido viendo todos los factores que influyen en la eficiencia de funcionamiento de una red de vapor.

Ahora se van a plasmar todas ellas en una especie de resumen que sirva de guía rápida o checklist a tener presente cuando se diseña la instalación y su manual de operación.

Las principales medidas para ahorrar energía son:

- Diseñar correctamente tuberías de vapor y condensado.
- Reparar fugas de vapor.
- Reparar o cambiar purgadores de vapor.
- Seleccionar e instalar correctamente purgadores de vapor.
- Monitorizar periódicamente los purgadores de vapor.
- Aislar tuberías de vapor y condensado.
- Recuperar los condensados.
- Usar vapor a la presión de compromiso entre pérdidas térmicas en red y aportes energéticos en caldera.
- Eliminar aire de los circuitos.
- Usar vapor flash en equipos de baja presión.

De todas formas, como principio general, entre las numerosas soluciones posibles para la ejecución de una red de distribución de vapor, es conveniente seleccionar aquella que conduzca al coste mínimo de la unidad energética puesta en el lugar de utilización.

Por tanto, un buen diseño de distribución de vapor debe prever:

- Funcionamiento sin problemas
 - conducir vapor seco
 - no originar golpes de ariete
 - absorber dilataciones, esfuerzos térmicos y mecánicos
 - purgar adecuadamente el sistema

- Transportar el vapor con el máximo rendimiento y mínimo coste.
- Reducción de pérdidas, tanto de presión como de calor.
- Flexibilidad de utilización y previsión razonable de capacidad para puntas de consumo o ampliaciones de servicio.



PCTvapor v1.0
APLICACIÓN INFORMÁTICA
DE CÁLCULO

ÍNDICE

PCT VAPOR V1.0. APLICACIÓN INFORMÁTICA DE CÁLCULO

1.- DESCRIPCIÓN DE LA APLICACIÓN.....	103
2.- MANEJO DE LA APLICACIÓN.....	103
3.- DESCRIPCIÓN DE PANTALLAS.....	104
3.1.- Menú principal.....	104
3.2.- Cálculo de las Pérdidas de Carga.....	104
3.3.- Cálculo del Diámetro.....	106
3.4.- Cálculo de la red de condensados.....	107
3.5.- Cálculo Energético del Vapor.....	108
3.6.- Aplicación PCTaislam.....	109

Para acompañar a la presente publicación, se ha desarrollado la aplicación informática PCTvapor v1.0 como soporte a los cálculos expuestos en relación con la fluido-dinámica.

1. DESCRIPCIÓN DE LA APLICACIÓN

La aplicación se ha desarrollado en formato Microsoft© EXCEL y trae incluida una librería de funciones específicas que permiten un cálculo muy ágil y rápido.

La librería de funciones se ha desarrollado en Visual Basic VBA y contiene un módulo de cálculo con funciones para obtener las soluciones de la ecuación de White-Colebrook o del sistema White-Colebrook/Darcy-Weisbach por iteración y otro módulo en el que se han implementado todas las funciones de cálculo y predicción de las propiedades físicas y termodinámicas del agua y vapor de agua.

2. MANEJO DE LA APLICACIÓN

El funcionamiento de la aplicación sólo permite trabajar con determinadas celdas de las hojas que se utilizan, en orden a evitar la modificación accidental de las celdas resultado que en caso de ocurrir, dejaría inutilizada la aplicación debido a la complejidad de las funciones y los desarrollos que se emplean.

El funcionamiento de la aplicación exige tener habilitada la ejecución de código y macros en Excel o habilitarla cuando se abra la aplicación. En caso contrario la aplicación no funcionará.

A lo largo de las distintas pantallas de la aplicación, todos los datos que se manejan deben introducirse en las unidades que se solicitan en cada apartado. Si no se presta atención a este punto, los resultados obtenidos no se parecerán en absoluto a la realidad no siendo achacable a la aplicación dicho error.

La aplicación calcula tramos uniformes de tubería, por lo que el cálculo de una red completa hay que realizarlo por tramos o fases.

3. DESCRIPCIÓN DE PANTALLAS

3.1 Menú principal

Existe un Menú Principal que se encarga de llevar a la hoja deseada según el tipo de cálculo que se pretenda realizar y de las variables de las que se disponga.



3.2 Cálculo de las Pérdidas de Carga

Seleccionando CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CARGA se accede a dos hojas similares, una con entrada de caudales másicos y otra volumétricos, lo que facilita la introducción según se disponga de los datos.

Las casillas sombreadas en gris son las únicas que admiten entrada de datos.

El proceso de cálculo cuenta con alarmas en algunos puntos que indican por ejemplo pérdidas de carga inadmisibles por ser superiores a la presión en cabeza o velocidades obtenidas inadmisibles por estar fuera del rango recomendado por el manejo del vapor.



Cálculo de pérdidas de carga para flujo de vapor saturado o recalentado en un tramo de tubería de diámetro uniforme

PROPIEDADES DE LA TUBERÍA			
rugosidad absoluta	ϵ	0,05	acero laminado nuevo
rugosidad relativa	ϵ/D	0,00125000	mm
diámetro interior	D	40	mm
longitud tubería recta	L	200	m
longitud equivalente de accesorios	La	0	Manual
longitud equivalente total	Le	200	m
PROPIEDADES DEL VAPOR			
<i>Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97</i>			
presión manométrica	P	10	barg
temperatura	T	220	°C
temperatura saturación	Ts	184,12	°C
densidad	ρ	5,103755	kg/m ³
viscosidad dinámica	μ	0,016730	cP (mPa)
viscosidad cinemática	ν	3,277996	cSt
<i>valores entre Ts y 374°C</i>			
PROPIEDADES DE TRANSPORTE			
<i>Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook</i>			
caudal volumétrico	Q	97,97	m ³ /h
caudal masico	Qm	500,00	kg/h
caudal masico corregido	Qmc	500,00	kg/h
velocidad	v	21,7	m/s
número de Reynolds	R	2,64E+05	
factor de fricción	fc	0,021685	
PERDIDA DE CARGA	h	2594,22	mcv
PERDIDA DE CARGA	h	1,30	bar

MENU

Contiene además indicadores automáticos, por ejemplo en la temperatura, que permiten reconocer el estado del fluido en la casilla de temperatura (líquido-azul o vapor-rojo).

Además de los datos numéricos de partida, la hoja permite la introducción del tipo de material de la tubería empleada incorporando la rugosidad típica de forma automática. Esta rugosidad puede introducirse también manualmente seleccionando en la lista desplegable “introducción manual de la rugosidad”.

La introducción de accesorios de tubería puede hacerse manualmente escribiendo el valor equivalente en metros aunque la aplicación permite una opción de aproximación automática que la introduce como un porcentaje en función de la longitud de tubería.

También existe la posibilidad de introducir una corrección al caudal que inserta un aumento de caudal típico por efecto de condensaciones en la red.

El retorno al menú principal se realiza seleccionando MENÚ.

3.3 Cálculo del Diámetro

Seleccionando desde el menú principal CÁLCULO DEL DIÁMETRO se entra en dos hojas similares, una con entrada de caudales máscicos y otra volumétricos, lo que facilita la introducción según se disponga de los datos.

El funcionamiento y características de estas hojas son similares a las del cálculo de la pérdida de carga presentando las mismas alarmas y opciones de introducción de datos.

La hoja da como salida el diámetro mínimo utilizable para obtener una pérdida de carga fijada como admisible en un determinado tramo de tubería.

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de vapor saturado o recalentado


EREN
EMPRESA REGULADA DE LA ENERGÍA

PROPIEDADES DE LA TUBERÍA			
rugosidad absoluta	e	0,02 mm	introducción manual de rugosidad >> 0,02 mm
rugosidad relativa	e/D	0,002403115	
diámetro interior	D	8 mm	
longitud tubería recta	L	25 m	
longitud equivalente de accesorios	La	0 m	Manual m
longitud equivalente total	Le	25 m	
PROPIEDADES DEL VAPOR			
<i>Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97</i>			
presión manométrica en cabeza	P	3 barg	presión media del tramo 2,75 barg
temperatura media del tramo	T	150 °C	
temperatura saturación media	Ts	141,43 °C	
densidad media	ρ	1,993217 kg/m³	
viscosidad dinámica media	μ	0,014043 cP (mPa)	
viscosidad cinemática media	ν	7,045531 cSt	
PROPIEDADES DE TRANSPORTE			
<i>Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook</i>			
caudal volumétrico	Q	5,10 m³/h	
caudal máscico	Qm	10,16 kg/h	No corregir de condensación
caudal máscico corregido	Qmc	10,16 kg/h	
velocidad	v	26,03 m/s	
número de Reynolds	R	3,07E+04	
factor de fricción	fc	0,028792	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	2559,70 mcv	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0,50 barg	presión en cola 2,50 barg

MENU

El retorno al menú principal se realiza seleccionando MENÚ.

3.4 Cálculo de la red de condensados

Seleccionando desde el menú principal RED DE CONDENSADOS se entra en dos hojas con entrada de caudales máscicos, una de ellas sirve para el cálculo de las redes de condensados sin aprovechamiento de vapor flash y la otra con aprovechamiento de vapor flash, lo que facilita la introducción según se disponga de los datos.

La primera de ellas sirve además para calcular los datos del aprovechamiento flash.

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de condensados de vapor sin eliminación de vapor flash

 EREN
SISTEMAS DE TUBERÍA

PROPIEDADES DE LA TUBERÍA	
rugosidad absoluta	ϵ 0,1 mm <input type="text" value="introducción manual de rugosidad >>"/>
rugosidad relativa	ϵ/D 0,003072986
diámetro interior	D 33 mm
longitud tubería recta	L 100 m
longitud equivalente de accesorios	L_a 0 m <input type="text" value="Manual"/>
longitud equivalente total	L_e 100 m
PROPIEDADES DEL CONDENSADO	
<i>Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97</i>	
presión condensado en la línea de vapor	P 4 barg <input type="text" value="presión media del tramo 0,46 barg"/>
T^* condensado en la línea de vapor	151,94 °C
T^* saturación línea de vapor	151,94 °C
presión condensado línea condensados	T 0,5 barg
T^* saturación línea condensados	T_s 110,81 °C
densidad vapor flash	ρ 0,848149 kg/m ³
viscosidad dinámica vapor flash	μ 0,012640 cP [mPa]
viscosidad cinemática vapor flash	ν 14,902759 cSt
PROPIEDADES DE TRANSPORTE	
<i>Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook</i>	
caudal volumétrico vapor flash	Q_{vf} 45,65 m ³ /h
caudal máscico condensado	Q_m 500,00 kg/h
caudal máscico vapor flash	Q_{mvf} 38,74 kg/h
velocidad	v 15,26 m/s
número de Reynolds	R 3,33E+04
factor de fricción	f_c 0,029785
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h 962,48 mcv
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h 0,08 barg

presión en cola 0,42 barg

La segunda tiene una segunda utilidad añadida y es que es perfectamente útil para el cálculo de redes de agua a cualquier temperatura.

El funcionamiento y características de estas hojas es similar a las del cálculo del diámetro mínimo, presentando las mismas alarmas y opciones de introducción de datos aunque estas estén lógicamente fijadas en otra banda.

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de agua

PROPIEDADES DE LA TUBERÍA			
rugosidad absoluta	ϵ	0,007 mm	cobre o latón estirado
rugosidad relativa	ϵ/D	0,000506919	
diámetro interior	D	14 mm	
longitud tubería recta	L	100 m	
longitud equivalente de accesorios	L_a	0 m	Manual
longitud equivalente total	L_e	100 m	
PROPIEDADES DEL AGUA			
<i>Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97</i>			
presión manométrica en cabeza	P	3 barg	presión media del tramo 2,90 barg
temperatura media del tramo	T	115 °C	
temperatura saturación media	T_s	142,82 °C	
densidad media	ρ	947,061901 kg/m ³	
viscosidad dinámica media	μ	0,242888 cP [mPa]	
viscosidad cinemática media	ν	0,256460 cSt	
PROPIEDADES DE TRANSPORTE			
<i>Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook</i>			
caudal volumétrico	Q	0,32 m ³ /h	
caudal masico	Qm	300,00 kg/h	
velocidad	v	0,59 m/s	
número de Reynolds	R	3,16E+04	
factor de fricción	f_c	0,024544	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	2,15 mcv	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0,20 barg	presión en cola 2,80 barg

MENU

La hoja da como salida el diámetro mínimo utilizable para obtener una pérdida de carga fijada como admisible en un determinado tramo de tubería.

El retorno al menú principal se realiza seleccionando MENÚ.

3.5 Cálculo Energético del Vapor

Desde el menú principal existe además una opción de CÁLCULO ENERGÉTICO DEL VAPOR con dos opciones mediante las que se pueden realizar cálculos de potencia obtenida en un intercambio energético con vapor o de caudal de vapor necesario para obtener una determinada potencia.

Este hoja está preparada para trabajar con entradas de vapor saturado o sobrecalentado y salidas de condensados como líquido saturado o subenfriado.

El retorno al menú principal se realiza seleccionando MENÚ.

Cálculo de aprovechamiento energético para flujo de vapor saturado o recalentado en un transfer energético 

PROPIEDADES DEL VAPOR		Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97	
presión manométrica	Pv	4 barg	
temperatura	Tv	160 °C	
temperatura saturación	Ts	151,94 °C	
entalpia del vapor	hv	0,768686 kWh/kg	
PROPIEDADES DEL CONDENSADO		Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97	
presión manométrica	Pc	4 barg	valores entre 0 y Pv
temperatura	Tc	151 °C	
temperatura saturación	Ts	151,94 °C	
entalpia del líquido condensado	hc	0,176825 kWh/kg	
APROVECHAMIENTO ENERGETICO			
SALTO ENTALPICO	Δh	0,591861 kWh/kg	
caudal de vapor	Q	1.689,6 kg/h	
potencia	W	1.000,0 kW	

MENU

3.6 Aplicación PCTaislam

Acompañando a la aplicación, se ha desarrollado una pequeña utilidad PC-Taislam, accesible desde el Menu Principal y que permite realizar el cálculo de aislamientos en tuberías por el método descrito en este manual.

Es posible calcular con ella flujos térmicos lineales en tuberías aisladas y sin aislar (eligiendo espesor de aislante=0).

Se accede a la misma desde el Menu Principal pulsando PCTaislam, lo que lleva a la siguiente pantalla:

PCTaislam – Cálculo de la Transferencia Termica de una Tuberia Aislada 

PROPIEDADES DE TUBO Y AISLANTE			
conductividad termica del tubo	58 W/m·°C	Chapa de acero galvanizado	40
conductividad termica del aislante	0,035 W/m·°C	Vermiculita expandida	100
coeficiente de radiación superficie exter Cr	1,47E-08 W/m²·°C⁴	chapa de metal galvanizado, limpio	5,10E-08
SITUACION DE LA TUBERIA			
posicion tuberia		vertical	
situacion tuberia		interior	
velocidad del aire	1,00 m/s		
GEOMETRIA DE LA TUBERIA Y AISLANTE			
diámetro exterior tubo	48,3 mm		
espesor aislante	19 mm		
diámetro interior aislante	48,3 mm		
diámetro exterior aislante	86,3 mm		
TEMPERATURAS DE TRABAJO			
temperatura interior tubo	90,0 °C		
temperatura exterior aislante estimada	33,7 °C	<<<AJUSTAR	
temperatura ambiente	26,0 °C		
TRANSFERENCIA TERMICA			
indice de tipo de flujo	0,006 m³·°C		
tipo de flujo	LAMINAR		
componente convectiva	hcv	4,18 W/m²·°C	
componente radiante	hr	1,63 W/m²·°C	
componente exterior total	he	5,81 W/m²·°C	
densidad lineal de flujo de calor	qi	17,9 W/m	
temperatura pared exterior calculada	Te	37,6 °C	

MENU

Su funcionamiento exige iteración manual de la temperatura de la cara exterior del aislante (o tubería si no está aislada), lo cual se realiza estimando una temperatura y viendo la temperatura de la pared exterior calculada. Si es diferente de la estimada, la utilidad avisa que hay que ajustarla y en ese caso se va colocando el valor calculado en el estimado sucesivamente hasta que el ajuste converge, en cuyo caso desaparece el aviso.

La aplicación es muy sencilla de manejar y aunque no contempla toda la extensión de cálculo ofrecida por el Programa AISLAM del IDAE, resulta muy útil para el caso de cálculos sencillos en tuberías y no se precisa tener un programa específico instalado en el ordenador.

ANEXOS

ÍNDICE

1.	ANEXO 1 TABLAS DE VAPOR.....	113
1.1	TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO (entrada por presiones).....	113
1.2	TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO (entrada por temperaturas).....	115
1.3	TABLAS DE PROPIEDADES DEL VAPOR SOBREALENTADO.....	118
2.	ANEXO 2 MAGNITUDES Y SUS UNIDADES MÁS HABITUALES	123
3.	ANEXO 3 REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA EMPLEADAS.....	124

ANEXO 1 TABLAS DE VAPOR

1.1 TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO (entrada por presiones)

Presión absoluta bara	Temperatura °C	Entalpia específica kWh/kg	Densidad kg/m ³	Volumen específico m ³ /kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg·K
0,1	45,81	0,717746	0,068164	14,670558	0,010486	153,829602	0,0005393
0,2	60,06	0,724708	0,130751	7,648151	0,010936	83,643381	0,0005462
0,3	69,10	0,729042	0,191257	5,228560	0,011231	58,720149	0,0005515
0,4	75,86	0,732236	0,250431	3,993110	0,011454	45,737808	0,0005559
0,5	81,32	0,734781	0,308628	3,240149	0,011636	37,703850	0,0005599
0,6	85,93	0,736904	0,366055	2,731829	0,011791	32,212043	0,0005636
0,7	89,93	0,738727	0,422851	2,364899	0,011927	28,205490	0,0005670
0,8	93,49	0,740327	0,479113	2,087189	0,012047	25,144926	0,0005704
0,9	96,69	0,741754	0,534914	1,869458	0,012156	22,725515	0,0005736
1	99,61	0,743042	0,590311	1,694023	0,012256	20,761550	0,0005766
2	120,21	0,751734	1,129006	0,885735	0,012963	11,482172	0,0006042
3	133,53	0,756914	1,650749	0,605785	0,013423	8,131467	0,0006283
4	143,61	0,760571	2,162668	0,462392	0,013771	6,367790	0,0006501
5	151,84	0,763363	2,668058	0,374804	0,014055	5,267986	0,0006702
6	158,83	0,765594	3,168816	0,315575	0,014297	4,511649	0,0006889
7	164,95	0,767430	3,666173	0,272764	0,014507	3,957123	0,0007065
8	170,41	0,768973	4,160988	0,240328	0,014696	3,531747	0,0007231
9	175,36	0,770288	4,653897	0,214874	0,014866	3,194261	0,0007390
10	179,89	0,771422	5,145386	0,194349	0,015022	2,919431	0,0007542
11	184,07	0,772408	5,635842	0,177436	0,015166	2,690922	0,0007688
12	187,96	0,773269	6,125579	0,163250	0,015300	2,497678	0,0007830
13	191,61	0,774026	6,614856	0,151175	0,015425	2,331934	0,0007968
14	195,05	0,774693	7,103894	0,140768	0,015544	2,188072	0,0008103
15	198,30	0,775281	7,592880	0,131702	0,015656	2,061923	0,0008235
16	201,38	0,775800	8,081978	0,123732	0,015762	1,950325	0,0008364
17	204,31	0,776259	8,571331	0,116668	0,015864	1,850835	0,0008491
18	207,12	0,776663	9,061065	0,110362	0,015961	1,761532	0,0008616
19	209,81	0,777018	9,551295	0,104698	0,016055	1,680889	0,0008740
20	212,38	0,777329	10,042122	0,099581	0,016144	1,607671	0,0008862
21	214,87	0,777600	10,533640	0,094934	0,016231	1,540870	0,0008983
22	217,26	0,777834	11,025935	0,090695	0,016315	1,479655	0,0009103
23	219,56	0,778035	11,519083	0,086812	0,016396	1,423334	0,0009222
24	221,80	0,778204	12,013158	0,083242	0,016474	1,371327	0,0009340
25	223,96	0,778345	12,508228	0,079947	0,016550	1,323144	0,0009457
26	226,05	0,778460	13,004356	0,076897	0,016624	1,278364	0,0009573
27	228,09	0,778549	13,501600	0,074065	0,016696	1,236630	0,0009689
28	230,06	0,778615	14,000018	0,071428	0,016767	1,197633	0,0009805
29	231,99	0,778660	14,499662	0,068967	0,016836	1,161104	0,0009920
30	233,86	0,778685	15,000582	0,066664	0,016903	1,126809	0,0010034
31	235,68	0,778690	15,502828	0,064504	0,016969	1,094543	0,0010148
32	237,46	0,778677	16,006444	0,062475	0,017033	1,064127	0,0010262
33	239,20	0,778647	16,511476	0,060564	0,017096	1,035400	0,0010376
34	240,90	0,778601	17,017966	0,058761	0,017158	1,008222	0,0010490
35	242,56	0,778540	17,525955	0,057058	0,017219	0,982468	0,0010603
36	244,19	0,778464	18,035484	0,055446	0,017278	0,958024	0,0010717
37	245,78	0,778374	18,546592	0,053918	0,017337	0,934790	0,0010830
38	247,33	0,778271	19,059316	0,052468	0,017395	0,912677	0,0010944
39	248,86	0,778155	19,573694	0,051089	0,017452	0,891601	0,0011058
40	250,36	0,778027	20,089761	0,049777	0,017508	0,871490	0,0011172
41	251,83	0,777887	20,607553	0,048526	0,017563	0,852278	0,0011286
42	253,27	0,777737	21,127106	0,047333	0,017618	0,833902	0,0011400
43	254,68	0,777575	21,648453	0,046193	0,017672	0,816308	0,0011514
44	256,07	0,777403	22,171628	0,045103	0,017725	0,799446	0,0011629
45	257,44	0,777221	22,696666	0,044059	0,017778	0,783269	0,0011744

TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO (entrada por presiones) (continuación)

Presión absoluta bara	Temperatura °C	Entalpia específica kWh/kg	Densidad kg/m ³	Volumen específico m ³ /kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg·K
46	258,78	0,777030	23,223599	0,043060	0,017830	0,767736	0,0011860
47	260,10	0,776829	23,752460	0,042101	0,017881	0,752807	0,0011976
48	261,40	0,776619	24,283282	0,041181	0,017932	0,738446	0,0012092
49	262,68	0,776401	24,816097	0,040296	0,017982	0,724621	0,0012210
50	263,94	0,776174	25,350939	0,039446	0,018032	0,711302	0,0012327
51	265,18	0,775939	25,887838	0,038628	0,018082	0,698460	0,0012446
52	266,41	0,775696	26,426829	0,037840	0,018131	0,686069	0,0012565
53	267,61	0,775445	26,967942	0,037081	0,018179	0,674105	0,0012684
54	268,80	0,775187	27,511210	0,036349	0,018227	0,662545	0,0012805
55	269,97	0,774921	28,056666	0,035642	0,018275	0,651370	0,0012926
56	271,12	0,774649	28,604342	0,034960	0,018323	0,640558	0,0013049
57	272,26	0,774369	29,154271	0,034300	0,018370	0,630093	0,0013172
58	273,38	0,774082	29,706485	0,033663	0,018417	0,619958	0,0013296
59	274,49	0,773789	30,261018	0,033046	0,018463	0,610135	0,0013421
60	275,59	0,773489	30,817903	0,032449	0,018510	0,600611	0,0013547
61	276,67	0,773183	31,377173	0,031870	0,018556	0,591372	0,0013674
62	277,73	0,772871	31,938861	0,031310	0,018601	0,582405	0,0013802
63	278,79	0,772552	32,503002	0,030766	0,018647	0,573697	0,0013931
64	279,83	0,772227	33,069631	0,030239	0,018692	0,565237	0,0014062
65	280,86	0,771897	33,638781	0,029728	0,018737	0,557014	0,0014194
66	281,88	0,771560	34,210487	0,029231	0,018782	0,549019	0,0014327
67	282,88	0,771218	34,784786	0,028748	0,018827	0,541240	0,0014461
68	283,88	0,770870	35,361712	0,028279	0,018871	0,533670	0,0014597
69	284,86	0,770517	35,941302	0,027823	0,018916	0,526299	0,0014734
70	285,83	0,770158	36,523593	0,027380	0,018960	0,519120	0,0014872
71	286,79	0,769794	37,108620	0,026948	0,019004	0,512125	0,0015012
72	287,74	0,769424	37,696423	0,026528	0,019048	0,505306	0,0015154
73	288,68	0,769049	38,287038	0,026119	0,019092	0,498657	0,0015296
74	289,62	0,768669	38,880504	0,025720	0,019136	0,492172	0,0015441
75	290,54	0,768284	39,476860	0,025331	0,019180	0,485843	0,0015587
76	291,45	0,767893	40,076146	0,024952	0,019223	0,479666	0,0015735
77	292,35	0,767497	40,678402	0,024583	0,019267	0,473634	0,0015884
78	293,25	0,767097	41,283668	0,024223	0,019310	0,467743	0,0016035
79	294,13	0,766691	41,891985	0,023871	0,019354	0,461987	0,0016187
80	295,01	0,766281	42,503396	0,023528	0,019397	0,456361	0,0016342
81	295,88	0,765865	43,117943	0,023192	0,019440	0,450862	0,0016498
82	296,74	0,765445	43,735669	0,022865	0,019484	0,445483	0,0016656
83	297,59	0,765020	44,356617	0,022545	0,019527	0,440222	0,0016816
84	298,44	0,764590	44,980833	0,022232	0,019570	0,435075	0,0016978
85	299,27	0,764156	45,608362	0,021926	0,019613	0,430037	0,0017141
86	300,10	0,763716	46,239249	0,021627	0,019657	0,425105	0,0017307
87	300,92	0,763272	46,873542	0,021334	0,019700	0,420275	0,0017474
88	301,74	0,762823	47,511288	0,021048	0,019743	0,415545	0,0017644
89	302,55	0,762370	48,152535	0,020767	0,019786	0,410910	0,0017816
90	303,35	0,761912	48,797333	0,020493	0,019830	0,406369	0,0017989
91	304,14	0,761449	49,445732	0,020224	0,019873	0,401917	0,0018165
92	304,93	0,760981	50,097782	0,019961	0,019917	0,397553	0,0018343
93	305,71	0,760509	50,753537	0,019703	0,019960	0,393273	0,0018524
94	306,48	0,760033	51,413049	0,019450	0,020004	0,389076	0,0018706
95	307,25	0,759551	52,076372	0,019203	0,020047	0,384958	0,0018891
96	308,01	0,759065	52,743561	0,018960	0,020091	0,380917	0,0019079
97	308,77	0,758575	53,414673	0,018721	0,020135	0,376951	0,0019269
98	309,52	0,758080	54,089764	0,018488	0,020179	0,373057	0,0019461
99	310,26	0,757580	54,768894	0,018259	0,020223	0,369234	0,0019656
100	311,00	0,757076	55,452121	0,018034	0,020267	0,365480	0,0019853

ANEXO 1 TABLAS DE VAPOR

1.2 TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO (entrada por temperaturas)

Temperatura °C	Presión absoluta bara	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m ³	Volumen específico m ³ /kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg·K
50	0,12	0,719808	0,083140	12,027864	0,010616	127,691525	0,0005412
60	0,20	0,724679	0,130418	7,667656	0,010935	83,842200	0,0005462
70	0,31	0,729472	0,198423	5,039733	0,011260	56,749423	0,0005520
80	0,47	0,734171	0,293663	3,405265	0,011592	39,475082	0,0005589
90	0,70	0,738758	0,423882	2,359149	0,011929	28,142389	0,0005671
100	1,01	0,743214	0,598136	1,671861	0,012269	20,512441	0,0005771
101	1,05	0,743652	0,618373	1,617147	0,012303	19,896408	0,0005782
102	1,09	0,744088	0,639165	1,564542	0,012338	19,302688	0,0005793
103	1,13	0,744523	0,660522	1,513953	0,012372	18,730345	0,0005805
104	1,17	0,744956	0,682458	1,465292	0,012406	18,178489	0,0005817
105	1,21	0,745387	0,704982	1,418475	0,012440	17,646270	0,0005829
106	1,25	0,745817	0,728108	1,373422	0,012475	17,132880	0,0005841
107	1,30	0,746245	0,751847	1,330058	0,012509	16,637546	0,0005853
108	1,34	0,746671	0,776211	1,288310	0,012543	16,159533	0,0005866
109	1,39	0,747096	0,801212	1,248109	0,012578	15,698138	0,0005879
110	1,43	0,747519	0,826863	1,209390	0,012612	15,252691	0,0005892
111	1,48	0,747940	0,853177	1,172090	0,012646	14,822552	0,0005906
112	1,53	0,748359	0,880165	1,136150	0,012681	14,407111	0,0005919
113	1,58	0,748777	0,907842	1,101513	0,012715	14,005784	0,0005933
114	1,64	0,749193	0,936219	1,068126	0,012749	13,618014	0,0005948
115	1,69	0,749607	0,965311	1,035936	0,012784	13,243268	0,0005962
116	1,75	0,750019	0,995130	1,004894	0,012818	12,881038	0,0005977
117	1,81	0,750429	1,025690	0,974954	0,012853	12,530837	0,0005992
118	1,86	0,750838	1,057004	0,946070	0,012887	12,192201	0,0006007
119	1,92	0,751244	1,089087	0,918201	0,012922	11,864685	0,0006023
120	1,99	0,751648	1,121952	0,891304	0,012956	11,547863	0,0006039
121	2,05	0,752051	1,155613	0,865341	0,012991	11,241329	0,0006055
122	2,12	0,752451	1,190085	0,840276	0,013025	10,944693	0,0006072
123	2,18	0,752850	1,225383	0,816072	0,013060	10,657582	0,0006088
124	2,25	0,753246	1,261520	0,792695	0,013094	10,379640	0,0006105
125	2,32	0,753640	1,298512	0,770112	0,013129	10,110524	0,0006123
126	2,39	0,754033	1,336373	0,748294	0,013163	9,849909	0,0006140
127	2,47	0,754423	1,375118	0,727210	0,013198	9,597479	0,0006158
128	2,54	0,754811	1,414764	0,706832	0,013232	9,352935	0,0006177
129	2,62	0,755196	1,455325	0,687132	0,013267	9,115988	0,0006195
130	2,70	0,755580	1,496817	0,668084	0,013301	8,886363	0,0006214
131	2,78	0,755961	1,539255	0,649665	0,013336	8,663795	0,0006233
132	2,87	0,756340	1,582656	0,631849	0,013370	8,448031	0,0006253
133	2,95	0,756717	1,627036	0,614614	0,013405	8,238826	0,0006272
134	3,04	0,757092	1,672411	0,597939	0,013439	8,035947	0,0006292
135	3,13	0,757464	1,718798	0,581802	0,013474	7,839170	0,0006313
136	3,22	0,757834	1,766213	0,566183	0,013508	7,648281	0,0006333
137	3,32	0,758202	1,814673	0,551064	0,013543	7,463072	0,0006354
138	3,42	0,758567	1,864195	0,536425	0,013578	7,283346	0,0006376
139	3,51	0,758930	1,914796	0,522249	0,013612	7,108911	0,0006397
140	3,62	0,759290	1,966494	0,508519	0,013647	6,939586	0,0006419
141	3,72	0,759648	2,019307	0,495220	0,013681	6,775194	0,0006441
142	3,82	0,760003	2,073251	0,482334	0,013716	6,615567	0,0006464
143	3,93	0,760356	2,128345	0,469849	0,013750	6,460542	0,0006487
144	4,04	0,760707	2,184608	0,457748	0,013785	6,309964	0,0006510
145	4,16	0,761055	2,242057	0,446019	0,013819	6,163682	0,0006533
146	4,27	0,761400	2,300711	0,434648	0,013854	6,021553	0,0006557
147	4,39	0,761743	2,360589	0,423623	0,013888	5,883438	0,0006581
148	4,51	0,762083	2,421709	0,412931	0,013923	5,749203	0,0006606
149	4,63	0,762420	2,484092	0,402562	0,013957	5,618720	0,0006630
150	4,76	0,762755	2,547755	0,392502	0,013992	5,491865	0,0006655
151	4,89	0,763088	2,612719	0,382743	0,014026	5,368521	0,0006680
152	5,02	0,763417	2,679004	0,373273	0,014061	5,248571	0,0006706
153	5,16	0,763744	2,746629	0,364083	0,014095	5,131907	0,0006732
154	5,29	0,764068	2,815614	0,355162	0,014130	5,018422	0,0006758
155	5,43	0,764389	2,885981	0,346503	0,014164	4,908014	0,0006785

TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO (entrada por temperaturas) (continuación)

Temperatura °C	Presión absoluta bara	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m ³	Volumen específico m ³ /kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg·K
156	5,58	0,764707	2,957749	0,338095	0,014199	4,800585	0,0006811
157	5,72	0,765023	3,030939	0,329931	0,014233	4,696039	0,0006839
158	5,87	0,765336	3,105573	0,322002	0,014268	4,594285	0,0006866
159	6,03	0,765646	3,181672	0,314300	0,014302	4,495236	0,0006894
160	6,18	0,765953	3,259256	0,306818	0,014337	4,398805	0,0006922
161	6,34	0,766257	3,338349	0,299549	0,014371	4,304913	0,0006950
162	6,50	0,766558	3,418972	0,292486	0,014406	4,213479	0,0006978
163	6,67	0,766857	3,501146	0,285621	0,014440	4,124427	0,0007007
164	6,84	0,767152	3,584895	0,278948	0,014475	4,037685	0,0007037
165	7,01	0,767444	3,670242	0,272462	0,014509	3,953180	0,0007066
166	7,18	0,767733	3,757208	0,266155	0,014544	3,870846	0,0007096
167	7,36	0,768019	3,845818	0,260023	0,014578	3,790615	0,0007126
168	7,54	0,768303	3,936095	0,254059	0,014612	3,712424	0,0007156
169	7,73	0,768583	4,028062	0,248258	0,014647	3,636213	0,0007187
170	7,92	0,768859	4,121743	0,242616	0,014681	3,561921	0,0007218
171	8,11	0,769133	4,217163	0,237126	0,014716	3,489490	0,0007249
172	8,31	0,769404	4,314347	0,231785	0,014750	3,418867	0,0007281
173	8,51	0,769671	4,413318	0,226587	0,014785	3,349997	0,0007313
174	8,72	0,769935	4,514102	0,221528	0,014819	3,282829	0,0007345
175	8,92	0,770196	4,616725	0,216604	0,014853	3,217312	0,0007378
176	9,14	0,770453	4,721211	0,211810	0,014888	3,153399	0,0007411
177	9,35	0,770707	4,827587	0,207143	0,014922	3,091043	0,0007444
178	9,57	0,770958	4,935880	0,202598	0,014957	3,030199	0,0007477
179	9,80	0,771206	5,046115	0,198172	0,014991	2,970823	0,0007511
180	10,03	0,771450	5,158319	0,193862	0,015026	2,912874	0,0007546
181	10,26	0,771690	5,272520	0,189663	0,015060	2,856310	0,0007580
182	10,50	0,771928	5,388745	0,185572	0,015094	2,801092	0,0007615
183	10,74	0,772161	5,507021	0,181586	0,015129	2,747182	0,0007650
184	10,98	0,772392	5,627378	0,177703	0,015163	2,694543	0,0007686
185	11,23	0,772618	5,749843	0,173918	0,015198	2,643140	0,0007722
186	11,49	0,772841	5,874444	0,170229	0,015232	2,592938	0,0007758
187	11,75	0,773061	6,001213	0,166633	0,015267	2,543903	0,0007794
188	12,01	0,773277	6,130176	0,163127	0,015301	2,496003	0,0007831
189	12,28	0,773489	6,261366	0,159710	0,015335	2,449207	0,0007869
190	12,55	0,773698	6,394811	0,156377	0,015370	2,403485	0,0007907
191	12,83	0,773902	6,530542	0,153127	0,015404	2,358807	0,0007945
192	13,11	0,774103	6,668591	0,149957	0,015439	2,315144	0,0007983
193	13,40	0,774301	6,808989	0,146865	0,015473	2,272470	0,0008022
194	13,69	0,774494	6,951767	0,143848	0,015508	2,230757	0,0008061
195	13,99	0,774684	7,096958	0,140905	0,015542	2,189980	0,0008101
196	14,29	0,774869	7,244594	0,138034	0,015577	2,150113	0,0008141
197	14,59	0,775051	7,394708	0,135232	0,015611	2,111133	0,0008182
198	14,91	0,775229	7,547333	0,132497	0,015646	2,073015	0,0008222
199	15,22	0,775403	7,702505	0,129828	0,015680	2,035737	0,0008264
200	15,55	0,775573	7,860256	0,127222	0,015715	1,999277	0,0008306
205	17,24	0,776360	8,688943	0,115089	0,015888	1,828515	0,0008521
210	19,07	0,777042	9,587549	0,104302	0,016061	1,675237	0,0008749
215	21,06	0,777614	10,560929	0,094689	0,016236	1,537334	0,0008990
220	23,19	0,778070	11,614305	0,086101	0,016411	1,412984	0,0009244
225	25,49	0,778405	12,753303	0,078411	0,016587	1,300609	0,0009514
230	27,97	0,778614	13,984012	0,071510	0,016765	1,198844	0,0009801
235	30,62	0,778690	15,313039	0,065304	0,016944	1,106499	0,0010105
240	33,47	0,778628	16,747579	0,059710	0,017125	1,022536	0,0010429
245	36,51	0,778420	18,295499	0,054658	0,017308	0,946050	0,0010775
250	39,76	0,778059	19,965434	0,050087	0,017495	0,876245	0,0011144
255	43,23	0,777537	21,766904	0,045941	0,017684	0,812423	0,0011540
260	46,92	0,776845	23,710455	0,042175	0,017877	0,753969	0,0011967
265	50,85	0,775975	25,807832	0,038748	0,018074	0,700341	0,0012428
270	55,03	0,774914	28,072186	0,035622	0,018277	0,651058	0,0012930
275	59,46	0,773651	30,518345	0,032767	0,018485	0,605693	0,0013479

TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO (entrada por temperaturas) (continuación)

Temperatura °C	Presión absoluta bara	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m ³	Volumen específico m ³ /kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg·K
275	59,46	0,773651	30,518345	0,032767	0,018485	0,605693	0,0013479
280	64,16	0,772173	33,163135	0,030154	0,018700	0,563868	0,0014084
285	69,15	0,770465	36,025792	0,027758	0,018922	0,525243	0,0014754
290	74,42	0,768509	39,128488	0,025557	0,019154	0,489518	0,0015502
295	79,99	0,766285	42,496991	0,023531	0,019396	0,456419	0,0016340
300	85,88	0,763770	46,161520	0,021663	0,019651	0,425705	0,0017286
305	92,09	0,760938	50,157884	0,019937	0,019921	0,397156	0,0018360
310	98,65	0,757757	54,529006	0,018339	0,020207	0,370574	0,0019587

ANEXO 1 TABLAS DE VAPOR

1.3 TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR SOBRECALENTADO

PRESIÓN ABSOLUTA **2 bar**
Tº DE SATURACIÓN 120,21 °C

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
121	0,752210	1,126458	0,887738	0,012994	11,535304	0,0006027
126	0,755202	1,110648	0,900375	0,013189	11,874629	0,0005947
131	0,758160	1,095395	0,912913	0,013384	12,218275	0,0005887
136	0,761091	1,080651	0,925368	0,013580	12,566415	0,0005839
141	0,764000	1,066379	0,937753	0,013777	12,919163	0,0005799
146	0,766890	1,052547	0,950076	0,013974	13,276597	0,0005765
151	0,769765	1,039130	0,962343	0,014172	13,638773	0,0005735
156	0,772626	1,026103	0,974561	0,014371	14,005737	0,0005710
161	0,775476	1,013445	0,986734	0,014571	14,377525	0,0005688
166	0,778315	1,001136	0,998866	0,014771	14,754169	0,0005669
171	0,781145	0,989159	1,010960	0,014972	15,135692	0,0005652
176	0,783967	0,977498	1,023020	0,015173	15,522116	0,0005638
181	0,786783	0,966137	1,035050	0,015375	15,913460	0,0005626
186	0,789593	0,955064	1,047050	0,015577	16,309738	0,0005615
191	0,792399	0,944265	1,059025	0,015780	16,710963	0,0005606

PRESIÓN ABSOLUTA **3 bar**
Tº DE SATURACIÓN 133,53 °C

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
134	0,757212	1,648497	0,606613	0,013442	8,154048	0,0006270
139	0,760317	1,625294	0,615273	0,013641	8,393201	0,0006157
144	0,763374	1,602966	0,623844	0,013841	8,634897	0,0006074
149	0,766394	1,581426	0,632341	0,014042	8,879331	0,0006010
154	0,769386	1,560608	0,640776	0,014243	9,126626	0,0005957
159	0,772352	1,540458	0,649158	0,014445	9,376861	0,0005912
164	0,775299	1,520932	0,657491	0,014647	9,630096	0,0005873
169	0,778227	1,501992	0,665783	0,014849	9,886375	0,0005840
174	0,781139	1,483603	0,674035	0,015052	10,145734	0,0005811
179	0,784038	1,465734	0,682252	0,015256	10,408203	0,0005785
184	0,786925	1,448357	0,690437	0,015459	10,673806	0,0005762
189	0,789801	1,431448	0,698593	0,015664	10,942566	0,0005743
194	0,792668	1,414983	0,706722	0,015868	11,214499	0,0005725
199	0,795527	1,398941	0,714827	0,016073	11,489623	0,0005710

PRESIÓN ABSOLUTA **4 bar**
Tº DE SATURACIÓN 143,61 °C

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
144	0,760823	2,160239	0,462912	0,013787	6,382237	0,0006487
149	0,764028	2,129620	0,469567	0,013990	6,569453	0,0006342
154	0,767172	2,100231	0,476138	0,014194	6,758336	0,0006238
159	0,770271	2,071932	0,482641	0,014398	6,949093	0,0006159
164	0,773333	2,044620	0,489089	0,014602	7,141850	0,0006094
169	0,776366	2,018216	0,495487	0,014807	7,336689	0,0006040
174	0,779374	1,992657	0,501842	0,015012	7,533668	0,0005993
179	0,782361	1,967887	0,508159	0,015217	7,732832	0,0005953
184	0,785328	1,943856	0,514441	0,015423	7,934216	0,0005917
189	0,788278	1,920522	0,520692	0,015629	8,137849	0,0005886
194	0,791214	1,897845	0,526913	0,015835	8,343754	0,0005858
199	0,794137	1,875790	0,533109	0,016042	8,551952	0,0005833
204	0,797048	1,854325	0,539280	0,016248	8,762462	0,0005812
209	0,799949	1,833421	0,545428	0,016456	8,975299	0,0005793
214	0,802841	1,813050	0,551557	0,016663	9,190476	0,0005776

1.3 TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR SOBRECALENTADO (continuación)

PRESIÓN ABSOLUTA 5 bar
Tº DE SATURACIÓN 151,84 °C

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
152	0,763473	2,666777	0,374985	0,014062	5,273051	0,0006695
157	0,766773	2,628593	0,380432	0,014268	5,428166	0,0006517
162	0,769999	2,592034	0,385797	0,014475	5,584423	0,0006392
167	0,773170	2,556895	0,391099	0,014682	5,742035	0,0006297
172	0,776299	2,523032	0,396349	0,014889	5,901135	0,0006221
177	0,779394	2,490335	0,401552	0,015096	6,061807	0,0006158
182	0,782459	2,458717	0,406716	0,015303	6,224108	0,0006104
187	0,785499	2,428102	0,411844	0,015511	6,388083	0,0006056
192	0,788516	2,398426	0,416940	0,015719	6,553765	0,0006015
197	0,791514	2,369631	0,422007	0,015927	6,721184	0,0005978
202	0,794495	2,341665	0,427047	0,016135	6,890362	0,0005945
207	0,797460	2,314483	0,432062	0,016343	7,061321	0,0005916
212	0,800412	2,288042	0,437055	0,016552	7,234078	0,0005891
217	0,803351	2,262304	0,442027	0,016761	7,408647	0,0005868
222	0,806280	2,237234	0,446980	0,016970	7,585044	0,0005848

PRESIÓN ABSOLUTA 6 bar
Tº DE SATURACIÓN 158,83 °C

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
159	0,765710	3,167241	0,315732	0,014304	4,516105	0,0006880
164	0,769095	3,121438	0,320365	0,014513	4,649353	0,0006675
169	0,772395	3,077675	0,324921	0,014722	4,783406	0,0006531
174	0,775632	3,035681	0,329415	0,014931	4,918482	0,0006423
179	0,778822	2,995265	0,333860	0,015140	5,054710	0,0006337
184	0,781972	2,956284	0,338262	0,015350	5,192175	0,0006266
189	0,785089	2,918625	0,342627	0,015559	5,330935	0,0006204
194	0,788177	2,882191	0,346958	0,015769	5,471032	0,0006151
199	0,791241	2,846900	0,351259	0,015978	5,612500	0,0006104
204	0,794282	2,812681	0,355533	0,016188	5,755367	0,0006062
209	0,797304	2,779468	0,359781	0,016398	5,899654	0,0006025
214	0,800308	2,747203	0,364007	0,016608	6,045384	0,0005992
219	0,803297	2,715834	0,368211	0,016818	6,192572	0,0005963
224	0,806271	2,685313	0,372396	0,017028	6,341234	0,0005937
229	0,809234	2,655596	0,376563	0,017238	6,491382	0,0005913

PRESIÓN ABSOLUTA 10 bar
Tº DE SATURACIÓN 179,89 °C

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
180	0,771508	5,143554	0,194418	0,015027	2,921438	0,0007533
185	0,775194	5,065797	0,197402	0,015244	3,009181	0,0007232
190	0,778756	4,992049	0,200319	0,015461	3,097086	0,0007024
195	0,782227	4,921685	0,203182	0,015677	3,185366	0,0006849
200	0,785630	4,854283	0,206004	0,015894	3,274145	0,0006747
205	0,788977	4,789535	0,208789	0,016110	3,363506	0,0006646
210	0,792278	4,727202	0,211542	0,016325	3,453503	0,0006560
215	0,795539	4,667086	0,214266	0,016541	3,544177	0,0006484
220	0,798764	4,609022	0,216966	0,016756	3,635559	0,0006418
225	0,801958	4,552864	0,219642	0,016972	3,727674	0,0006359
230	0,805124	4,498485	0,222297	0,017187	3,820544	0,0006306
235	0,808265	4,445772	0,224933	0,017402	3,914188	0,0006259
240	0,811383	4,394623	0,227551	0,017616	4,008621	0,0006216
245	0,814482	4,344947	0,230152	0,017831	4,103859	0,0006178
250	0,817562	4,296660	0,232739	0,018046	4,199912	0,0006143

1.3 TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR SOBREALENTADO (continuación)

PRESIÓN ABSOLUTA **15 bar**
Tº DE SATURACIÓN 198,30 °C

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
199	0,775859	7,575253	0,132009	0,015688	2,070913	0,0008168
204	0,779842	7,454805	0,134142	0,015912	2,134520	0,0007791
209	0,783668	7,341288	0,136216	0,016136	2,198024	0,0007527
214	0,787380	7,233555	0,138245	0,016359	2,261612	0,0007329
219	0,791004	7,130831	0,140236	0,016582	2,325398	0,0007172
224	0,794556	7,032551	0,142196	0,016804	2,389455	0,0007041
229	0,798048	6,938278	0,144128	0,017025	2,453833	0,0006930
234	0,801488	6,847657	0,146035	0,017246	2,518570	0,0006832
239	0,804882	6,760388	0,147920	0,017467	2,583695	0,0006746
244	0,808235	6,676216	0,149785	0,017687	2,649232	0,0006668
249	0,811552	6,594914	0,151632	0,017907	2,715201	0,0006599
254	0,814835	6,516285	0,153462	0,018126	2,781619	0,0006537
259	0,818089	6,440152	0,155276	0,018345	2,848502	0,0006480
264	0,821316	6,366356	0,157076	0,018563	2,915862	0,0006429
269	0,824519	6,294754	0,158862	0,018782	2,983713	0,0006383

PRESIÓN ABSOLUTA **20 bar**
Tº DE SATURACIÓN 212,38 °C

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
213	0,777872	10,020524	0,099795	0,016173	1,613979	0,0008792
218	0,782146	9,852121	0,101501	0,016404	1,664981	0,0008333
223	0,786227	9,694435	0,103152	0,016633	1,715732	0,0008010
228	0,790169	9,545593	0,104760	0,016861	1,766413	0,0007767
233	0,794002	9,404329	0,106334	0,017089	1,817134	0,0007574
238	0,797748	9,269723	0,107878	0,017316	1,867968	0,0007413
243	0,801419	9,141072	0,109396	0,017541	1,918964	0,0007276
248	0,805026	9,017804	0,110892	0,017767	1,970160	0,0007156
253	0,808577	8,899448	0,112367	0,017991	2,021584	0,0007049
258	0,812078	8,785597	0,113823	0,018215	2,073260	0,0006955
263	0,815533	8,675902	0,115262	0,018438	2,125208	0,0006869
268	0,818948	8,570055	0,116685	0,018661	2,177445	0,0006792
273	0,822327	8,467784	0,118095	0,018883	2,229985	0,0006723
278	0,825672	8,368846	0,119491	0,019105	2,282843	0,0006660
283	0,828987	8,273024	0,120875	0,019326	2,336028	0,0006602

PRESIÓN ABSOLUTA **25 bar**
Tº DE SATURACIÓN 223,96 °C

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
224	0,778386	12,506205	0,079960	0,016552	1,323522	0,0009451
229	0,782964	12,282992	0,081413	0,016788	1,366772	0,0008894
234	0,787308	12,075465	0,082813	0,017022	1,409660	0,0008503
239	0,791482	11,880723	0,084170	0,017255	1,452369	0,0008208
244	0,795526	11,696808	0,085493	0,017487	1,495012	0,0007975
249	0,799464	11,522312	0,086788	0,017717	1,537665	0,0007781
254	0,803312	11,356162	0,088058	0,017947	1,580380	0,0007616
259	0,807084	11,197500	0,089306	0,018176	1,623196	0,0007473
264	0,810788	11,045620	0,090534	0,018404	1,666141	0,0007346
269	0,814431	10,899925	0,091744	0,018631	1,709241	0,0007232
274	0,818022	10,759902	0,092938	0,018857	1,752515	0,0007130
279	0,821563	10,625104	0,094117	0,019082	1,795981	0,0007038
284	0,825061	10,495139	0,095282	0,019307	1,839654	0,0006955
289	0,828520	10,369658	0,096435	0,019532	1,883547	0,0006880
294	0,831943	10,248353	0,097577	0,019755	1,927672	0,0006812

1.3 TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR SOBRECALENTADO (continuación)

PRESIÓN ABSOLUTA **30 bar**
Tº DE SATURACIÓN **233,86 °C**

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
234	0,778827	14,992243	0,066701	0,016910	1,127891	0,0010013
239	0,783667	14,710508	0,067979	0,017150	1,165810	0,0009388
244	0,788244	14,449980	0,069204	0,017388	1,203313	0,0008943
249	0,792628	14,206657	0,070390	0,017624	1,240575	0,0008606
254	0,796862	13,977821	0,071542	0,017860	1,277708	0,0008338
259	0,800973	13,761506	0,072666	0,018093	1,314786	0,0008115
264	0,804982	13,556212	0,073767	0,018326	1,351860	0,0007925
269	0,808903	13,360749	0,074846	0,018558	1,388971	0,0007760
274	0,812745	13,174140	0,075906	0,018788	1,426148	0,0007614
279	0,816519	12,995564	0,076949	0,019018	1,463416	0,0007484
284	0,820232	12,824319	0,077977	0,019247	1,500796	0,0007367
289	0,823888	12,659801	0,078990	0,019475	1,538305	0,0007262
294	0,827495	12,501478	0,079991	0,019702	1,575958	0,0007167
299	0,831056	12,348884	0,080979	0,019928	1,613768	0,0007080
304	0,834577	12,201606	0,081956	0,020154	1,651747	0,0007002

PRESIÓN ABSOLUTA **40 bar**
Tº DE SATURACIÓN **250,36 °C**

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
251	0,778741	20,033563	0,049916	0,017540	0,875527	0,0011056
256	0,784073	19,619491	0,050970	0,017787	0,906577	0,0010315
261	0,789089	19,240151	0,051975	0,018031	0,937151	0,0009775
266	0,793868	18,888869	0,052941	0,018273	0,967409	0,0009358
271	0,798460	18,561025	0,053876	0,018514	0,997456	0,0009022
276	0,802899	18,253238	0,054785	0,018753	1,027364	0,0008742
281	0,807209	17,962921	0,055670	0,018990	1,057187	0,0008503
286	0,811408	17,688022	0,056535	0,019226	1,086965	0,0008296
291	0,815509	17,426875	0,057383	0,019461	1,116730	0,0008113
296	0,819525	17,178090	0,058214	0,019695	1,146506	0,0007951
301	0,823463	16,940495	0,059030	0,019927	1,176316	0,0007805
306	0,827332	16,713086	0,059833	0,020159	1,206177	0,0007675
311	0,831140	16,494995	0,060624	0,020390	1,236105	0,0007556
316	0,834891	16,285465	0,061404	0,020619	1,266113	0,0007449
321	0,838591	16,083829	0,062174	0,020848	1,296213	0,0007352

PRESIÓN ABSOLUTA **50 bar**
Tº DE SATURACIÓN **263,94 °C**

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
264	0,776245	25,343887	0,039457	0,018035	0,711614	0,0012315
269	0,782158	24,759969	0,040388	0,018287	0,738571	0,0011390
274	0,787676	24,231481	0,041269	0,018536	0,764964	0,0010713
279	0,792896	23,747137	0,042110	0,018783	0,790961	0,0010189
284	0,797881	23,299182	0,042920	0,019028	0,816673	0,0009766
289	0,802674	22,881957	0,043703	0,019271	0,842178	0,0009414
294	0,807304	22,491155	0,044462	0,019512	0,867534	0,0009115
299	0,811796	22,123393	0,045201	0,019751	0,892786	0,0008857
304	0,816166	21,775950	0,045922	0,019990	0,917967	0,0008631
309	0,820431	21,446588	0,046627	0,020226	0,943106	0,0008431
314	0,824601	21,133444	0,047318	0,020462	0,968226	0,0008253
319	0,828687	20,834939	0,047996	0,020696	0,993346	0,0008093
324	0,832697	20,549726	0,048662	0,020930	1,018484	0,0007950
329	0,836639	20,276639	0,049318	0,021162	1,043652	0,0007820
334	0,840519	20,014666	0,049963	0,021393	1,068865	0,0007702

1.3 TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR SOBRECALENTADO (continuación)

PRESIÓN ABSOLUTA **60 bar**
Tº DE SATURACIÓN 275,59 °C

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
276	0,774047	30,749276	0,032521	0,018531	0,602642	0,0013438
281	0,780480	29,972496	0,033364	0,018786	0,626762	0,0012357
286	0,786451	29,276499	0,034157	0,019038	0,650268	0,0011564
291	0,792073	28,644134	0,034911	0,019287	0,673332	0,0010946
296	0,797417	28,063745	0,035633	0,019534	0,696066	0,0010445
301	0,802532	27,526842	0,036328	0,019779	0,718551	0,0010027
306	0,807454	27,026979	0,037000	0,020023	0,740846	0,0009673
311	0,812212	26,559114	0,037652	0,020265	0,762997	0,0009367
316	0,816828	26,119216	0,038286	0,020505	0,785042	0,0009100
321	0,821318	25,704004	0,038904	0,020743	0,807010	0,0008866
326	0,825698	25,310767	0,039509	0,020981	0,828926	0,0008658
331	0,829979	24,937229	0,040101	0,021217	0,850810	0,0008472
336	0,834173	24,581467	0,040681	0,021452	0,872679	0,0008305
341	0,838287	24,241829	0,041251	0,021685	0,894549	0,0008154
346	0,842329	23,916894	0,041811	0,021918	0,916431	0,0008018

PRESIÓN ABSOLUTA **70 bar**
Tº DE SATURACIÓN 285,83 °C

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
286	0,770410	36,486306	0,027408	0,018969	0,519890	0,0014817
291	0,777464	35,464670	0,028197	0,019225	0,542086	0,0013483
296	0,783955	34,561420	0,028934	0,019478	0,563580	0,0012527
301	0,790026	33,749370	0,029630	0,019729	0,584570	0,0011787
306	0,795765	33,010696	0,030293	0,019977	0,605179	0,0011187
311	0,801231	32,332643	0,030928	0,020224	0,625494	0,0010690
316	0,806468	31,705631	0,031540	0,020469	0,645581	0,0010269
321	0,811510	31,122246	0,032131	0,020711	0,665488	0,0009908
326	0,816383	30,576618	0,032705	0,020953	0,685258	0,0009595
331	0,821111	30,064020	0,033262	0,021193	0,704920	0,0009320
336	0,825709	29,580583	0,033806	0,021431	0,724503	0,0009078
341	0,830193	29,123099	0,034337	0,021668	0,744028	0,0008862
346	0,834575	28,688875	0,034857	0,021904	0,763513	0,0008669
351	0,838865	28,275626	0,035366	0,022139	0,782975	0,0008496
356	0,843073	27,881395	0,035866	0,022373	0,802425	0,0008339

PRESIÓN ABSOLUTA **80 bar**
Tº DE SATURACIÓN 295,01 °C

Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/kg	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
296	0,767880	42,225308	0,023682	0,019448	0,460567	0,0015952
301	0,775450	40,943863	0,024424	0,019702	0,481191	0,0014426
306	0,782379	39,822376	0,025112	0,019954	0,501070	0,0013342
311	0,788832	38,822420	0,025758	0,020204	0,520413	0,0012502
316	0,794907	37,919204	0,026372	0,020452	0,539347	0,0011822
321	0,800673	37,095173	0,026958	0,020698	0,557962	0,0011257
326	0,806179	36,337248	0,027520	0,020942	0,576326	0,0010781
331	0,811465	35,635383	0,028062	0,021185	0,594491	0,0010373
336	0,816561	34,981687	0,028586	0,021426	0,612497	0,0010021
341	0,821493	34,369852	0,029095	0,021666	0,630380	0,0009713
346	0,826280	33,794754	0,029590	0,021905	0,648166	0,0009441
351	0,830939	33,252171	0,030073	0,022142	0,665877	0,0009201
356	0,835485	32,738585	0,030545	0,022378	0,683532	0,0008986
361	0,839929	32,251029	0,031007	0,022613	0,701148	0,0008793
366	0,844281	31,786976	0,031459	0,022847	0,718738	0,0008620

ANEXO 2 MAGNITUDES Y SUS UNIDADES MÁS HABITUALES

h	Entalpía específica	kWh/kg
H	Entalpía	kWh/kg
p	Presión	bar
T	Temperatura	°C
L	Longitud	m
V	Velocidad	m/s
Q	Caudal	m ³ /h
D	Diámetro	m
μ	Viscosidad dinámica	cP
ν	Viscosidad cinemática	cSt
ω	Peso específico	Kg/m ³
ρ	Densidad	Kg/m ³
λ	Conductividad térmica específica	W/m·K
ε	Rugosidad absoluta	mm
h_s	Coefficiente superficial de transmisión de calor	W/m ² ·K
U	Transmitancia térmica	W/m ² ·K
q	Densidad de flujo de calor	W/m ²

ANEXO 3 REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA EMPLEADAS

- **The International Association for the Properties of Water and Steam**
Releases on the IAPWS Formulation for the Properties of Ordinary Water Substance
- **Spirax Sarco**
DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Guía de Referencia Técnica
- **Spirax Sarco**
PURGA DE VAPOR Y ELIMINACION DE AIRE Guía de Referencia Técnica
- **Warren L. McCabe/Julian C. Smith**
Operaciones Básicas de Ingeniería Química
- **Joaquín Ocon Garcia/Gabriel Tojo Barreiro**
Problemas de Ingeniería Química
- **Howard F. Rase**
Diseño de Tuberías para Plantas de Proceso
- **Isover**
Manual de Aislamiento en la Industria
- **Société Sergot**
Catalogue Formulaire
- **Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía IDAE**
Programa de Cálculo de Aislamientos AISLAM
- **Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía IDAE**
Guía Técnica de Diseño y Cálculo del Aislamiento Térmico de Conducciones, Aparatos y Equipos
- **Ente Regional de la Energía de Castilla y León EREN**
Difusión de mejores prácticas y nuevas tecnologías en distribución de fluidos térmicos

ÍNDICES

1. ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1	DIAGRAMA P-T PARA EL AGUA.....	9
Fig. 2	DIAGRAMA DE MOLLIER	11
Fig. 3	DIAGRAMA PARCIAL DE MOLLIER	11
Fig. 4	ESQUEMA BÁSICO DE UNA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR. (cortesía de Spirax Sarco) ..	13
Fig. 5	SEPARADOR DE GOTAS (cortesía de Spirax Sarco)	15
Fig. 6	PURGADOR TERMOSTÁTICO BIMETÁLICO (cortesía de Spirax Sarco)	16
Fig. 7	PURGADOR MECÁNICO DE BOYA (cortesía de Spirax Sarco).....	17
Fig. 8	PURGADOR TERMODINÁMICO (cortesía de Spirax Sarco)	17
Fig. 9	FUNCIONAMIENTO ESQUEMÁTICO DE UN PURGADOR TERMODINÁMICO (cortesía de Spirax Sarco)	18
Fig. 10	FORMACIÓN DE UNA BOLSA LÍQUIDA (cortesía de Spirax Sarco).....	19
Fig. 11	FUENTES TÍPICAS DE GOLPES DE ARIETE (cortesía de Spirax Sarco).....	20
Fig. 12	MODO CORRECTO DE EJECUTAR UNA DERIVACIÓN DE UNA TUBERÍA PRINCIPAL	23
Fig. 13	FILTRO EN LÍNEA (cortesía de Spirax Sarco).....	24
Fig. 14	INSTALACIÓN DE UN PURGADOR EN UN TRAMO RECTO DE TUBERÍA. (a la izquierda incorrecto, a la derecha forma correcta) (cortesía de Spirax Sarco)	25
Fig. 15	EJECUCIÓN CORRECTA DE LAS REDUCCIONES DE TUBERÍA	26
Fig. 16	ESQUEMA DEMOSTRATIVO DE LA PÉRDIDA DE CARGA.....	34
Fig. 17	EL DIAGRAMA DE MOODY	41
Fig. 18	ÁBACO SERGOT PARA CÁLCULO DE TUBERÍAS DE VAPOR	51
Fig. 19	ÁBACO PARA CALCULAR LA PÉRDIDA DE CARGA EN UNA TUBERÍA DE VAPOR (cortesía de Spirax Sarco)	54
Fig. 20	ÁBACO PARA CALCULAR EL DIÁMETRO MÍNIMO DE UNA TUBERÍA DE VAPOR (cortesía de Spirax Sarco)	54
Fig. 21	CUANTIFICACIÓN DE PÉRDIDAS DE VAPOR POR OBSERVACIÓN DE LA LANZA.....	60
Fig. 22	CUANTIFICACIÓN DE PÉRDIDAS DE VAPOR A TRAVÉS DE UN ORIFICIO (para vapor a 7 bar)	60
Fig. 23	SEPARADOR DE VAPOR FLASH (cortesía de Spirax Sarco).....	91
Fig. 24	INSTALACIÓN DE CALENTAMIENTO DE AIRE CON RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH (cortesía de Spirax Sarco)	92
Fig. 25	ÁBACO DE SELECCIÓN DE EQUIPOS DE RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH (cortesía de Spirax Sarco)	93
Fig. 26	ESQUEMA DE UN TERMOCOMPRESOR	94
Fig. 27	RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH CON DOS TERMOCOMPRESORES.....	95

2. ÍNDICE TEMÁTICO

B

Bernouilli, 35

C

CAUDAL, 31
caudal instantáneo, 31
caudal medio, 31
circuito de condensados, 13
circuito de vapor, 13
coeficiente de radiación, 76
coeficiente superficial de transmisión
de calor, 760
condensados, 14
Conducción, 73
Convección, 73

D

Darcy-Weisbach, 38
DENSIDAD, 32
densidad de flujo de calor, 75
DERIVACIONES, 25
diagrama de Mollier, 10
diagrama de Moody, 41
diagrama P-T de fases, 9

E

Ecuaciones de las mallas, 58
Ecuaciones de los nudos, 59
ELIMINADORES DE AIRE, 19
emisividad, 76
entalpía, 8, 10, 12, 13, 16, 64, 65, 92
entalpía específica de vaporización, 65
espesor óptimo económico, 84

F

factor de fricción de Darcy, 38
FILTROS, 24
Flujo laminar y turbulento, 34

G

GOLPE DE ARIETE, 19

H

Hardy-Cross, 57
Hazen-Williams, 39

I

IAPWS-IF97, 12

L

líquido saturado, 8
líquido subenfriado, 8

M

malla, 58

N

nudo, 58
Número de Reynolds, 34

O

origen de entalpías, 10

P

pérdida de carga, 35
pérdidas térmicas, 73
porcentaje de vapor flash producido, 66
Presencia de aire, 14
PRESIÓN, 21
presión atmosférica, 46
presión manométrica, 46
presiones absolutas, 46
Programa de Cálculo de Aislamientos
AISLAM, 87
Prony, 38
Punto Crítico, 10
Punto Triple, 10
PURGADOR TERMODINÁMICO, 16
PURGADORES, 16, 24
purgadores mecánicos, 17
purgadores termodinámicos, 17
purgadores termostáticos, 16

R

Radiación, 73
recuperación de vapor flash, 92
red de distribución de vapor, 14
red de recuperación de condensados, 64
resistencia térmica lineal, 75
revaporizar, 65
RUGOSIDAD, 33

S

Schedule, 22
SEPARADOR DE VAPOR FLASH, 91
SEPARADORES DE GOTAS, 15
Sobredimensionar las tuberías, 23
Subdimensionar las tuberías, 23

T

tablas y ábacos gráficos, 50
temperatura superficial, 80

título del vapor, 9
transmitancia térmica lineal, 79
tubería DIN 2448, 22
TUBERÍAS, 22

V

vapor flash, 65
vapor saturado, 9
vapor sobrecalentado, 9
VELOCIDAD, 31
VISCOSIDAD, 32
viscosidad cinemática, 33
viscosidad dinámica, 33

W

White-Colebrook, 40



Manual técnico Diseño y cálculo de redes de vapor