Memoria Descriptiva

1. Memoria descriptiva

1.1. Objeto del proyecto

El presente proyecto tiene como objeto el diseño de una unidad de recuperación de azufre, dentro de una refinería de petróleo, para evitar la emisión de dióxido de azufre a la atmosfera; Haciendo los cálculos de stress y de dimensionamiento, junto a la suportación de las tuberías y el conducto de humos de la unidad de incineradores.

1.2. Resumen de características

1.2.1 Titular

Repsol-YPF S.A., Refinería de Tarragona, domiciliada a efectos de notificación en La Pobla de Mafumet (Tarragona), Apartado de correos 43140, tiene en explotación en el polígono industrial el Morell s/n (La Pobla de Mafumet) tres unidades de recuperación de azufre, y una de incineradores.

1.2.2. Situación de la instalación

La instalación objeto de este proyecto se emplaza dentro de la refinería de Repsol-YPF S.A., discurre desde la unidad de Aminas NA hasta la unidad de Merox.

1.2.3. Presión nominal en bares.

La presión máxima de servicio en la unidad de azufre, es de 50 bares. La presión de servicio del conducto y de las tuberías analizadas es la atmosférica.

1.2.4. Volumen en m^3

El volumen de la instalación será 36328’6 m^3 en el conjunto tuberías, conducto y chimenea.

1.2.5. Categoría de la instalación.

La instalación de las tres unidades de azufre y la unidad de incineradores, es de Categoría I.

1.2.6. Fabricante.

El fabricante e instalador de las tuberías y equipos es Contratos y Diseños Industriales, S.A., con el número REIAP 08/0137500 e inscrita en la Dirección General de Consumo y Seguridad Industrial.

1.2.7. Tipo de fluido.

El fluido utilizado en la instalación, es principalmente vapor de azufre, azufre liquido, vapor de agua, fuel gas, etc.

1.2.8. Presupuesto.

El presupuesto general de la planta de recuperación de azufre se ha estima en unos 12 millones de euros.
El presupuesto de la zona analizada en este proyecto se ha estimado en unos 750.000 euros.

1.3 Actividad desarrollada por la empresa

La empresa Repsol-YPF S.A., Refinería Repsol Tarragona, se dedica a la destilación de petróleo, con una capacidad de destilación de crudo de 9 millones de toneladas al año. El emplazamiento del Complejo Industrial de Tarragona es idóneo para cubrir las necesidades de productos combustibles del Noreste Peninsular.

1.4. Descripción del proceso industrial

La Planta de Recuperación de Azufre o Sulphur Block (NS) consta de tres unidades idénticas NS-4, NS-5, NS-6 y una de incineradores, cuyo objeto es recuperar el azufre, que viene en forma de sulfuro de hidrógeno (SH_2), de las corrientes gaseosas procedentes de Aminas (NA), para evitar las emisiones de azufre en la atmósfera, cosa que va en contra de las regulaciones ambientales, ya que es el causante de la lluvia acida.

La planta ha sido diseñada para producir 60 tn/d, como azufre elemental en estado liquido, con una recuperación del azufre contenido en las corrientes de gases agrios, superior al 96%. Para el diseño de la misma se priorizaron los conceptos de seguridad y confiabilidad operativas como también sobrecapacidad en consideración a futuras ampliaciones de los procesos.

1.4.1 Etapas del Proceso

A continuación se enumeran las etapas del procesamiento de los gases agrios y obtención del azufre, que se pueden observar en el siguiente diagrama de proceso.

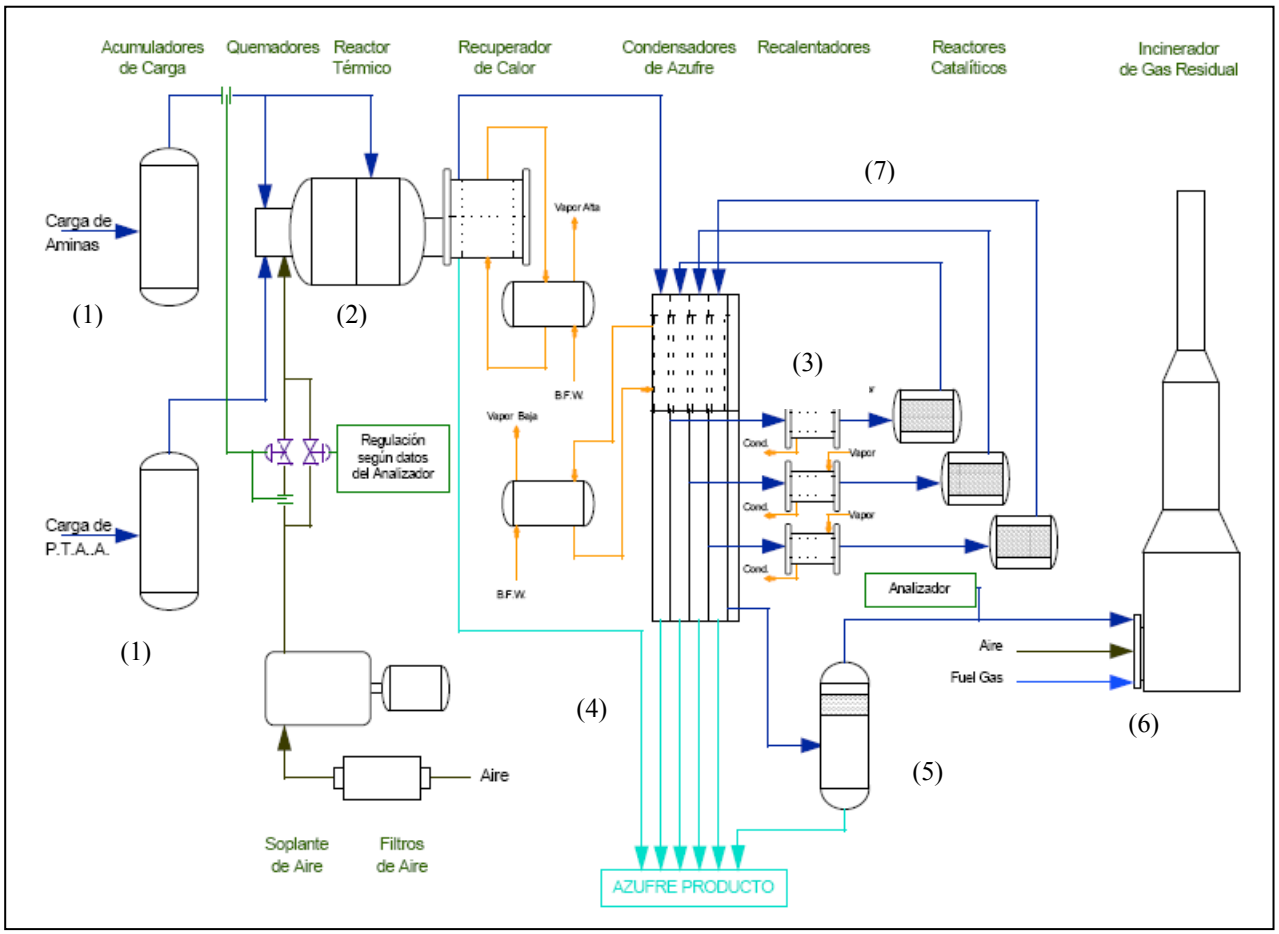


Fig. 1. Diagrama de Proceso

1.4.1.1- Acondicionamiento de los gases de carga (1)

Por su naturaleza los gases de carga son tratados en forma diferente a fin de acondicionarlos para su ingreso a la sección de reacción:

- Los gases provenientes de las plantas de aguas agrias, ricos en SH_2 y NH_3, son despojados de la humedad que pudieran contener en un recipiente separador de agua.

- Los gases provenientes de las unidades de aminas son lavados en una torre para eliminar todo resto de amoníaco mediante lavado con una corriente de agua desmineralizada y luego enviados a un separador de humedad.

- Posteriormente los gases agrios de aminas, ya "limpios", son precalentados para evitar de formación de sales de amonio.

La mayor parte de los gases de aminas se mezclan con los gases de aguas ácidas y pasan por el quemador del Horno Reactor, el resto de los gases de aminas ingresan directamente a la segunda zona del Horno.

Fig. 2. K.O. Drum aguas acidas.

1.4.1.2 Conversión Térmica (2)

En esta etapa se producen dos reacciones químicas, la primera implica una oxidación parcial del gas ácido, dando como productos dióxido de azufre y Agua:

$$3\ SH_2 + \frac{3}{2} O_2 \longrightarrow 2\ H_2S + SO_2 + H_2O$$

Esta reacción ocurre en el quemador del horno con lo que sólo un tercio del gas ácido es oxidado con una cantidad estequiométrica de aire, provisto por un Soplante, a una temperatura entre 900 y 1300 °C, dependiendo de las características de la carga y necesaria para asegurar la combustión de los hidrocarburos que pudieran estar presentes y el amoníaco para convertirlo a nitrógeno.

La segunda reacción comprende la formación de azufre y agua a partir de la combinación de ácido sulfhídrico y dióxido de azufre previamente formado:

$$2\ H_2S + SO_2 \longleftrightarrow 3\ S + 2\ H_2O$$

En esta etapa la conversión de azufre alcanza valores del 52% en peso respecto del ingresado en los gases de carga a la unidad.

Los gases efluentes del Horno Reactor pasan a una Caldera de Recuperación de Calor produciendo vapor alta presión (35.5 Kg/cm2). El gas efluente, a 460 °C, fluye al primer paso del Condensador para separar el azufre líquido generado en esta etapa.

Fig. 3. Caldera de recuperación de calor

1.4.1.3 Conversión Catalítica (3)

El aumento en la conversión de Azufre se consigue solamente por medios catalíticos, siguiendo la reacción:

$$2\,H_2S + SO_2 \longleftrightarrow 3\,S + 2\,H_2O$$

En el transcurso de las tres etapas catalíticas es necesario mantener relación SH2 : SO2 en una proporción de 2:1. Para comenzar esta reacción se recalientan los gases y se los introduce en el primer lecho catalítico donde se llevará a cabo la reacción. El azufre se extrae por condensación a medida que los gases de la reacción se enfrían en un generador de vapor de baja presión.

Los gases remanentes repiten el ciclo dos veces a través de lechos catalíticos dispuestos en serie. La conversión lograda al finalizar la etapa catalítica es del 96 % en peso.

En el proceso de conversión catalítica se utilizan dos tipos de catalizadores, en el primer lecho catalítico una combinación de alúmina activada y oxido de titanio, y en los segundo y tercer lechos solo alúmina activada.

Fig. 4. Condensador de Azufre (Claus)

1.4.1.4 Recepción del azufre en Pileta (4)

La Pileta de Azufre Líquido tiene los siguientes objetivos:

a) Contener y almacenar el azufre líquido producido en cada uno de los cuatro pasos de condensación con una capacidad de almacenamiento de 125 tn.

b) Producir el sello líquido entre la pileta y las cuatro líneas de descarga del condensador mediante "sellos líquidos" a fin de evitar fugas de gases de azufre.

c) Lograr una primera etapa de desgasificación de gases de SH2 mediante un eyector que descarga a la etapa de oxidación térmica.

Los sellos están encamisados con vapor para evitar el congelamiento del azufre. Cada una de las líneas de descarga tiene una boca de inspección en la pileta para verificar su normal funcionamiento.

Fig. 5. Tapa de la Pileta de Azufre (Pit)

1.4.1.5 Desgasificación del azufre y almacenamiento (5)

El azufre almacenado en la Pileta es enviado por bombas al tanque de almacenamiento, previo operación de desgasificación.

Debido a que el azufre producido por los procesos térmicos y catalíticos contiene entre 200- 300 ppm en peso de SH_2 y luego de la desgasificación en la pileta, este valor se reduce a 50-100ppm. A efectos de producir una reducción mayor de este valor para su almacenamiento y posterior descarga en camiones tanque, se realiza una desgasificación catalítica adicional que permite reducir el contenido de SH_2 a 10 ppm o menos en el azufre líquido.

Fig. 6. Desgasificador de azufre

El azufre ahora desgasificado es almacenado en el tanque de Almacenamiento desde donde será enviado a los camiones cisternas de los clientes.

Fig. 7. Tanque de almacenamiento de azufre

1.4.1.6 Oxidación Térmica de Gases de Cola (6)

De las etapas anteriores se originan tres corrientes gaseosas, gases efluentes de las etapas de reacción, los vapores de la Pileta de Azufre y los gases del Desgasificador de Azufre, que deben ser incinerados para eliminar remanentes residuales de sulfuro de hidrógeno (SH_2) y de monóxido de carbono (CO) a fin de convertirlos en dióxido de carbono (CO_2) y dióxido de azufre (SO_2) para su emisión a la atmósfera.

El proceso utiliza un horno horizontal que combustiona gas natural y opera a unos 800 ºC para lograr el propósito antes mencionado. Los gases efluentes de este proceso pasan a una Caldera de Recuperación de Gases Efluentes que produce vapor de alta presión y reduce la temperatura de los gases a unos 300-340 ºC.

Posteriormente los efluentes gaseosos pasan un conducto de humos, donde se juntan los gases de las tres unidades, y después se envían a la atmósfera a través de de una chimenea de 80 metros de altura.

Fig. 8. Caldera de recuperación gases efluentes

1.4.1.7. Recuperación energética: producción de vapor (7)

Es de destacar que el procesamiento de gases agrios no solo se traduce en una disminución de emisiones a antorcha sino también la reducción del consumo energético para el funcionamiento de la unidad y de la Refinería mediante la generación de vapor por la recuperación del calor en las etapas de conversión del SH_2.

Parte del vapor de alta presión se utiliza en los sistemas de calefacción propios de la planta y el vapor restante se envía a la refinería para su uso.

1.4.2. Calidad del Azufre generado por el proceso

El azufre obtenido por esta planta es muy apreciado por su alta pureza, las principales características son las siguientes:

- Estado: liquido
- Color ámbar, y amarillo brillante en estado sólido
- Pureza superior a 99’7%
- Contenido de SH_2 inferior a 10 ppm.
- Punto de fusión: 119 ºC

1.4.3. Transporte del Azufre

Como se ha explicado anteriormente el azufre se produce y mantiene en estado líquido, y es de esta forma como es transportado a través de camiones cisterna, equipados con sistemas de aislamiento y calefacción.

Fig. 9. Cargadero de camiones

1.4.4. Usos del azufre

El azufre obtenido en la Unidad de Recuperación de azufre es comercializado con empresas del medio que lo utilizan tanto para la elaboración de subproductos como para su venta en forma de escamas sólidas.

Los principales uso son:

- Elaboración de anhídrido sulfuroso, metabisulfito de sodio, bisulfitos, ácido sulfúrico, ácido sulfónico, etc. Destino: industria alimenticia, conservera, vitivinícola, química, petrolera, papelera, farmacéutica, etc.

- Como bactericida, antioxidante, blanqueador, fungicida, abono, etc. Destino: industrias azucarera, conservera, papelera, elaboración de frutas secas, etc.

1.4.5. Conclusiones sobre el proceso en las unidades de recuperación de azufre

Las unidades de recuperación de azufre eliminan el sulfuro de hidrogeno (SH_2) generando azufre liquido, y reduciendo drásticamente las emisión de dióxido de azufre a la atmosfera, a través de la chimenea de salida de humos. A parte también generan azufre liquido que se puede exportar, o reutilizar en algunas partes de la planta; también genera vapor que se reutiliza dentro de la planta.

En las plantas que no disponen de ellas, todo el sulfuro de hidrogeno (SH_2) de la planta, se envia directamente al quemador de antorcha de la refinería, de modo que al combustionar genera gran cantidad de dióxido de azufre (SO_2), que al mezclarse con el vapor de agua de las nubes, genera la lluvia acida.

Entonces, ya sea debido a que la legislación del país obliga a emitir un límite muy bajo de dióxido de azufre a la atmosfera, solo es obligatorio en algunos países de la U.E., o por la política medioambiental de la empresa, la razón por la cual se construyen unidades y plantas de recuperación de azufre en una refinería, es puramente medioambiental, ya que el coste de fabricación, mantenimiento y los beneficios que se obtienen en la reutilización del vapor y el azufre en la planta, junto con la exportación del azufre liquido, desde el punto de vista económico no son rentables.

1.5. Tuberías

1.5.1. Introducción a las tuberías

La denominación "TUBERÍA" (pipe) identifica a una parte de los conductos tubulares usados en industria, que tienen en común dos características fundamentales:

- Sus diámetros nominales en pulgadas no coinciden con los exteriores hasta 12" inclusive. De 14" en adelante el diámetro nominal coincide con el diámetro exterior.

- Sus espesores son clasificados en series (o schedules)

En cambio los "TUBOS" (tubes) se caracterizan por:

- Sus diámetros nominales COINCIDEN con los diámetros exteriores.

- Sus espesores se definen por un número de calibre o gage BWG (Birmingham Wire Gage).

Para identificar una tubería, basta pedir, por ejemplo **2" Sch. 40.** Significa una tubería de 60.3mm de diámetro exterior y 3.91mm de espesor.

Para identificar un tubo, basta pedir, por ejemplo **2" BWG 12.** Significa un tubo de 50.8mm de diámetro exterior y 2.76mm de espesor.

Como se ve, son dos productos totalmente diferentes, aunque puedan ser usados para servicios idénticos.

Aparte de las diferencias en denominación, dimensiones y materiales, las tuberías y los tubos se aplican para usos totalmente distintos.

Cuando la conducción constituye en si misma un elemento estructural se deberán utilizar tuberías, por su resistencia como tal. Del mismo modo, los diámetros de fabricación de las tuberías son mucho más amplios que la de los tubos que rara vez pasan las 6", siendo su uso más difundido hasta 2".

Por otra parte, los requerimientos de fabricación de los tubos son más exigentes que los de las tuberías.

Así, rara vez se usan tuberías para un intercambiador de calor, donde el sellado se efectúa por mandrilado. El calibrado de los tubos y un menor espesor uniforme garantiza un mejor intercambio térmico sin que aumente rápidamente el ensuciamiento del equipo.

1.5.2. Introducción a las tuberías y al conducto a proyectar

Las tuberías que se van a diseñar y calcular en este proyecto, son unas tuberías de gas, que van de las calderas de los incineradores, a un conducto de humos rectangular que desemboca a una chimenea de 80m de altura, que expulsa los humos a la atmosfera.
El fluido que transporta, es un conjunto de humos residuales, que se le suele llamar de forma genérica, vapor de azufre, a presión atmosférica y a una temperatura de operación de 302ºC.

El diseño de las tres líneas y el conducto, no será tarea fácil, ya que se tienen que tener en cuenta muchos aspectos, y hacer un diseño conjunto de todo, junto con la chimenea, ya que el fluido debe salir a la atmosfera por tiro natural.

1.5.3. Materiales

Respecto al material escogido, para las tuberías y el conducto objeto de este proyecto, es importante destacar que se seguirán las recomendaciones del código ASME B31.3, y de ASTM.

EI código ASME B31.3 publica en la tabla K326.1, la relación de materiales aplicables para este; se tratan en todos los casos de materiales metálicos férricos. Dentro de toda la relación de metales de la tabla K326.1 el código ASME B31.3 tan solo pone la restricción, de que el material escogido este dentro de los limites de la máxima tensión admisible. Respecto a las demás consideraciones a la hora de la elección del material, el citado código deja libertad al proyectista.
A continuación se va a hablar sobre los diferentes tipos de materiales metálicos férricos de aplicación en tuberías, con el fin de ayudamos para la elección del material mas adecuado.

1.5.3.1. Tuberías de acero

- Tuberías sin soldadura. Fabricados a partir de acero en forma de palanquilla o tocho, fundido y a veces forjado, estirado en caliente, por laminación o mediante prensa de extrusión; el estirado en caliente puede ser seguido por un estirado en frío.

- Tuberías soldadas. Se obtienen a partir de fleje laminado y curvado circular. La línea de soldadura puede ser longitudinal o helicoidal. La soldadura se efectúa por fusión eléctrica o con aportación de electrodo.

Aunque en la actualidad tienden a solaparse los campos de aplicación de ambas clases de tubos, se ha venido adoptando el criterio de utilizar tubos soldados para aplicaciones de responsabilidad menor (suministros de agua, aire comprimido, fueló1eo, gasó1eo, engrases), y tubos sin soldadura, estirados en caliente o en frío, con tratamientos y características especiales, para aplicaciones de gran responsabilidad (vapor de agua, mandos ó1eohidraulicos, calderas tubulares), dejando las aplicaciones de poca responsabilidad (bajantes de aguas residuales, desagües, drenajes) para tubos no metálicos, que suelen ser mas económicos.

Fig. 10. Tuberías de acero

En algunas ocasiones, debido a las calidades existentes en el mercado más próximo, también se utilizan tuberías sin soldadura en casos de responsabilidad media.

Teniendo en cuenta su campo de empleo, se distinguen las siguientes categorías principales de tuberías:

- Tubería para conducciones (normalmente de responsabilidad media). Para conducir fluidos a presiones y temperaturas variables, pero no adecuada para ser sometida a aplicación externa de calor.

- Tubería de calidad (para aplicaciones de gran responsabilidad). Dentro de esta denominación se consideran incluidas todas las tuberías para conducir fluidos a elevadas temperaturas o presiones, o ambas a la vez, pudiendo someterse a aplicación de calor.

- Tubería para aplicaciones estructurales y mecánicas. Los tubos para usos estructurales tienen una funci6n resistente en diversos tipos de construcciones: puentes, naves industriales, postes, etc., así como en maquinas varias, tales como grúas. Además forman parte de una amplia gama de objetos: muebles, andamiajes, etc., vehículos: automóviles, motos, bicicletas. Es destacable su aplicación como soportes individuales de tubos de proceso o de servicio, o bien formando estructura con otros elementos para servir de apoyo de una red de tuberías elevadas.

Existen diferentes posibilidades de adquisición de los tubos, en relación con las siguientes características:

- Longitud: Las longitudes comerciales de los tubos de acero suelen estar comprendidas entre 6 y 12m pero también se suministran en las longitudes estrictamente necesarias.

- Espesor: Para un mismo diámetro, los tubos se suministran con varios espesores, que básicamente comprenden tres series: ligera, media y pesada (en la Norma ASTM se distinguen las series normal, extrapesada y doble extrapesada y distintos números de código (schedule), para aceros al carbono e inoxidables).

- Extremos: Pueden ser, mas comúnmente, biselados o lisos (para soldar), o roscados, aunque también acanalados, abocardados, etc., según el modo de acoplamiento previsto para los tubos.

- Recubrimientos: Según su tratamiento superficial, la tubería se c1asifica en negra (sin recubrimiento) y galvanizada (con recubrimiento protector de zinc). También puede suministrarse con un recubrimiento protector no metálico (cemento, asfalto, etc.).

Para la identificación de los tubos son necesarios todos estos datos, además de los referentes al material, normas, etc., es decir, los siguientes datos:

- Cantidad: Metros, peso o número de tubos.

- Clase: Sin soldadura o soldada.

- Especificación: Norma ASTM, DIN, etc.

- Material: Tipo de acero y composición química.

- Estado y tratamientos térmicos: Terminado en caliente, normalizado, recocido, bonificado, destensionado, etc.

- Dimensiones: Diámetro exterior y espesor, o bien diámetros exterior e interior, siendo conveniente fijar la dimensi6n más importante. Es práctica habitual sustituir el diámetro exterior por el nominal, que es simplemente una indicación de tamaño, de tal forma que a cada diámetro nominal le corresponde un único y definido diámetro exterior.

- Longitud: Largos normales, fijos o múltiples

- Extremos: Según lo arriba indicado. Si son rascados, hay que expresar el tipo de rosca (normalizada).

- Acabado: Tipo de recubrimiento o indicación de si los tubos deben pintarse o aceitarse.

- Aplicación: Forma en que va a trabajar el tubo y uso al que se destinara, indicando la presi6n y la temperatura.

Las tuberías se someten en fábrica a pruebas y ensayos, que son diversos según la aplicación de la tubería y están establecidos por la norma concreta de suministro. En general, pueden ser varios de los siguientes:

- Ensayos destructivos: Tracción, dureza, resistencia, aplastado longitudinal, apestañado, aplastado de semitubo, abocardado, curvado, etc.

- Pruebas hidráulicas, neumáticas.

- Control dimensional.

- Ensayos no destructivos: Control electromagnético, por ultrasonidos y por partículas magnéticas.

Existen varios grupos de normas para tubos de acero: ASTM, DIN, NF-AENOR, B.S., etc.

Dentro de cada grupo, se escoge la norma específica en función de la aplicación. En España se aplican en la mayoría de casos las ASTM y DIN (por este orden) y la API para usos petrolíferos, por lo cual se hace referencia a las normas más usuales de estos grupos, indicando en general:

- Formas de obtención de los tubos.

- Modalidades de suministro.

- Grados de calidad del acero (Rt = resistencia mínima a la tracción)

- Tratamientos térmicos.

- Gama de diámetros (DN = diámetro nominal; D = diámetro exterior; d = diámetro interior)

- Longitudes comerciales.

- Extremos requeridos: mecánicos, hidráulicos y no destructivos.

- Tolerancias.

- Aplicaciones principales

Por el grado del material que entra en su composición, las tuberías de acero pueden ser de dos clases: al carbono y aleadas.

Las primeras se caracterizan por su contenido en carbono, inferior al 0,7%, aunque más corrientemente inferior al 0,4%, y por incluir entre los elementos de aleación únicamente manganeso (en porcentaje inferior al 0,90%) y silicio (en porcentaje inferior al 0,50%).

Los aceros aleados para tuberías se subdividen a su vez en dos grupos: de baja aleación e inoxidables.

Los aceros de baja aleación tienen un contenido en carbono inferior al 0,50% y distintos elementos de aleación, siendo los mas frecuentes: cromo, níquel, molibdeno, cobalto, vanadio, wolframio, además de manganeso y silicio, estos en cantidades que pueden ser mayores de las indicadas para aceros al carbono.

Los aceros inoxidables se caracterizan porque contienen cromo en porcentaje superior al 10%, siendo esta circunstancia la que da el carácter de inoxidable a un acero.

1.5.3.1.1 TUBERÍAS DE ACERO AL CARBONO.

Son los de mayor aplicación en la industria. Pueden fabricarse en acero laminado o forjado.

- Ventajas:

- Gran resistencia al choque.
- Pueden trabajar a presiones y temperaturas elevadas.
- Poseen buenas características de resiliencia y tenacidad. – Son mecanizables y soldables.

- Inconvenientes:

- Tendencia a oxidarse.
- Aparición de incrustaciones (dependiendo del proceso de fabricación del acero)

Como ya se indico, los tubos de acero pueden producirse soldando un fleje curvado, estirando un lingote o por extrusión.

Los tubos soldados por resistencia eléctrica tienen prácticamente las mismas características que los tubos estirados, e igualdad de dimensiones y grade de acero. En este sentido, pueden aguantar similares presiones internas, pues las propiedades mecánicas a temperatura ambiente y a alta temperatura son equivalentes.

Además, tienen las ventajas de un espesor de pared mas uniforme (por fabricarse a partir de banda laminada), una mayor concentricidad y una dureza constante en toda la sección del tubo (tras un tratamiento térmico de normalizado).

Estas características facilitan las operaciones de curvado del tuba y de abocardado o expansión de sus extremos.

Por otra parte, al obtenerse de banda laminada, las superficies interior y exterior de los tubos son de buena calidad, lo que supone menores incrustaciones y perdidas de carga..

Las tuberías soldadas no tienen, teóricamente, limitación en diámetro, mientras que las no soldadas se fabrican raramente con diámetro exterior mayor de 600mm (los diámetros superiores se fabrican en pocos países).

Las tuberías soldadas, si alcanzan las mismas características que las tuberías sin soldadura, pueden ser más caras que estas.

Las tuberías soldadas con aportación por los métodos c1asicos son, en general, más económicas, pero sus capacidades de trabajo (presiones y temperaturas) son mas reducidas. No obstante, se emplean frecuentemente en aplicaciones de responsabilidad media (suministros de agua, aire comprimido, etc.).

Dentro de las citadas formas de fabricaci6n y con las diversas composiciones químicas de acero, las Normas ASTM y DIN y API determinan las utilizaciones adecuadas a cada c1ase de tubo, de forma que se crean grupos de normas recomendadas para cada circunstancia.

Las tres Normas tienen sus grupos para utilización general y para altas presiones y altas temperaturas, como es nuestro caso.

A continuación se muestran las aplicaciones varias de las tuberías según distintas normas ASTM y API para aceros al carbono. Esta relación tiene carácter orientativo, aunque puede ser de utilidad.

ASTM A-53

- Tuberías para el transporte de hidrocarburos de proceso, agua de refrigeración, vapor de baja presión, para servicios, gas natural y tuberías encamisadas (interior y exterior).

ASTM A-106

- Tuberías para transporte de hidrocarburos de proceso, agua de refrigeración, vapor de baja, aire de servicio, agua para equipos contra incendio, nitrógeno y hidrogeno a altas presiones.

ASTM A-135

- Conducciones de líquidos, gases y vapores. Temperatura máxima de trabajo 350ºC.

ASTM A-178

- Tuberías para calderas, tuberías de humos, extremos de seguridad. Temperatura máxima de trabajo 453ºC.

ASTM A-214

- Tuberías para intercambiadores de calor y condensadores.
- Tuberías para equipos de destilación al vació, condensadores de amoníaco, evaporadores de mezclas de aceite, equipos de desasfaltados.

API 5L

- Transporte de gas, agua y petróleo, en las industrias del petróleo y del gas natural.
- Conducciones de oxígeno gaseoso hasta presiones de 40 Kp/cm^2 (conducciones de alta resistencia).

Aun existen mas normas de aplicación menos frecuente como ASTM A-120, ASTM A-211, ASTM A-333, ASTM A.226, ASTM A-524, API SPEC 5 CT, etc.

1.5.3.1.2. TUBOS DE ACERO ALEADO

Según los elementos y su porcentaje en la composición del acero, se diferencian dos grupos de materiales: aceros inoxidables y aceros de baja aleación, si bien la distinción entre ambos grupos en las normas es difícil de establecer, por lo que seguidamente se tratarán en conjunto como aceros aleados.

EI cromo es el elemento que confiere a un acero su carácter de inoxidable, al crear una capa superficial protectora, muy fina, de óxido de cromo.

Frecuentemente se añaden, a parte del cromo, otros elementos: níquel, titanio, molibdeno, etc., que mejoran la resistencia a la corrosión del acero.

Los aceros inoxidables se pueden clasificar en tres grupos:

- Martensiticos. Elemento de aleación principal: Cromo (12-14%). Son los de menor resistencia a la corrosión, pero tienen una elevada resistencia mecánica.

- Ferriticos. Elemento de aleación principal: Cromo (15-30%). De mayor resistencia a la corrosión que los martensiticos y excelente comportamiento a la oxidación a temperaturas elevadas, cuando el contenido en cromo es superior al 25%. Sin embargo, su resistencia mecánica es relativamente baja, son bastante blandos y comparativamente frágiles. Su soldadura es difícil.

- Austeniticos. Elementos de aleación principales: Cromo (aprox. 16%) y níquel (aprox. 8%). Tienen una mayor resistencia a la corrosión y a ciertos ácidos que los aceros de los grupos anteriores. Poseen las mejores características a temperaturas elevadas, así como muy buena resistencia a la oxidación.

A continuación se muestran aplicaciones varias de los tubos según las distintas normas ASTM para aceros aleados.

ASTM A-199

- Tuberías para intercambiadores de calor, condensadores y equipos similares de transferencia de calor.

- Tuberías igualmente aplicables para temperaturas relativamente altas. Por ejemplo, la aleación con 2,25% Cr y 1 % Mo resiste hasta temperaturas de 575 ºC.

ASTM A-200

- Tuberías para el transporte de fluidos a elevadas temperaturas y presiones, en varios tipos de recalentadores.

- Alambiques para refinerías.

ASTM A-209

- Tuberías para calderas y sobrecalentadotes.

ASTM A -213

- Tuberías de pared delgada para calderas, calentadores e intercambiadores de calor.

- Tuberías para la industria química (grados austeníticos) hasta temperatura de unos 600ºC.

- Tuberías para productos alimenticios (grados austeníticos sin molibdeno)

ASTM A-335

- Tuberías para hornos y tuberías de vapor recalentado.

ASTM A-423

- Tubos para piezas sometidas a presiones elevadas (por ejemplo, economizadores), en medios corrosivos.

A parte de las anteriores, existen otras varias normas de aplicación menos frecuente, pero muy empleadas en usos específicos. Por ejemplo, para centrales térmicas y nucleares cabe citar las Normas ASTM A-312, A-358, A-376, A-430 y A-451; para la industria química, las Normas ASTM A-249, A-269, A-271, A-358, A-409 y A-632; para la industria petroquímica, la ya citada ASTM A-312, etc.

Después de tener en cuenta que las tuberías de acero aleado se usan principalmente para altas temperaturas y altas presiones, y su elevado coste, no se va a emplear acero aleado para las tuberías y el conducto.

1.5.3.1.3 TUBERÍAS DE FUNDICIÓN.

Pueden ser de fundición gris o dúctil, si bien la primera se emplea poco actualmente en tuberías.

Ventajas:

- Resistencia elevada al choque.

- Resistencia frente a los asentamientos del terreno.

- Capacidad para aguantar altas presiones, tanto interiores como exteriores.

- Amortiguan los golpes de ariete.

- Poco afectado por la corrosión del suelo, incluso en terrenos húmedos.

-La mayoría de los terrenos no los atacan químicamente.

-No se oxidan por las acciones del agua o de la atmosfera.

- Como consecuencia de las anteriores características, estas tuberías tienen larga duración.

Inconvenientes:

- De precio caro, en relación con tuberías de otros materiales no metálicos, para diámetros menores de 140mm.

- Peso comparativamente mayor (por su espesor mínimo).

- Aparición de incrustaciones interiores, en especial con aguas algo duras.

- En canalizaciones de gran longitud, que atraviesan terrenos de distinta naturaleza, pueden producirse fen6menos electroquímicos: se evitan con juntas aislantes.

En general, los tubos pueden obtenerse en foso de colada o por centrifugaci6n, siendo estos últimos de calidad superior. La fundición dúctil tiene mejores características mecánicas y mayor resistencia a los golpes que la fundici6n gris; por ella, esta última se aplica hoy día en tuberías para muy contadas aplicaciones.

- Canalizaciones de gas, enterradas o aéreas (gases combustibles, de altos homos, de gasógenos, de fabricas de coque, de las industrias químicas, aire comprimido, vapor recalentado, etc.).

- Transporte de líquidos varios (petróleo crudo y refinado, alquitrán, benzol, aceites industriales).

Después de leer esto queda claro que nuestra tubería no será de fundición, ya que su elevado coste, y su peso elevado las descartan, aunque creí conveniente comentar algo sobre las tuberías de fundición, ya que el código de fabricaci6n que sigo, el ASME B31.3, contempla también la aplicaci6n de tuberías de fundición.

1.5.3.2 Elección del material más adecuado

Después de tener en cuenta todas las consideraciones anteriores, y sabiendo que nuestras tuberías y el conducto van a transportar humos a presión atmosférica, que el tamaño de las tuberías y el conducto es grande, y que se trate de una instalación de una refinería de petróleo, el coste y la disponibilidad, el material que se ha considerado adecuado es el API 5L grado B.

1.5.3.2.1. PROPIEDADES DEL MATERIAL ELEGIDO

A continuación se adjunta la tabla de la composición química del material API 5L con sus diferentes grados.

Grado	Composición química (%)								
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Otros
A	0.21Ma2	--	0.90Max	0.04Max	0.05Max	--	--	--	--
B	0.27Max	--	1.15Max	0.04Max	0.05Max	--	--	--	--
X42	0.29Max	--	1.25Max	0.04Max	0.05Max	--	--	--	--
X42	0.29Max	--	1.25Max	0.04Max	0.05Max	--	--	--	--
X46	0.31Max	--	1.35Max	0.04Max	0.05Max	--	--	--	--
X46	0.29Max	--	1.25Max	0.04Max	0.05Max	--	--	--	--
X52	0.31Max	--	1.35Max	0.04Max	0.05Max	--	--	--	--
X52	0.29Max	--	1.25Max	0.04Max	0.05Max	--	--	--	--
X56	0.26Max	--	1.35Max	--	0.05Max	--	--	Cb 0.005Max	V 0.005Max Ti 0.005Max
X60	0.26Max	--	1.35Max	--	0.05Max	--	--	Cb 0.005Max	V 0.005Max Ti 0.005Max
X65	--	--	--	--	--	--	--	--	--
X70	--	--	--	0.045Max	--	--	--	--	--
X80	--	--	--	0,045 ~ 0,080	--	--	--	--	--

Tabla 1. Composición química API 5L

A continuación se adjunta la tabla de propiedades mecánicas del material con sus diferentes grados API 5L.

API 5L Grado	Límite elástico min. (KSI)	Resistencia a la tracción min. (KSI)	Ratio de rendimiento de tracción (máx.)	Alargamiento min. % *
A	30	48	0,93	28
B	35	60	0,93	23
X42	42	60	0,93	23
X46	46	63	0,93	22
X52	52	66	0,93	21
X56	56	71	0,93	19
X60	60	75	0,93	19
X65	65	77	0,93	18
X70	70	82	0,93	17
X80	80	90	0,93	16

Tabla 2. Propiedades mecánicas API 5L

1.5.4 Dimensiones de las tuberías

Las tuberías se denominan por su diámetro nominal, que en general se expresa en pulgadas. Es habitual designar los distintos tipos de accesorios y bridas por su tamaño nominal (diámetro) el cual es el mismo que el de los tubos con los que vayan a usarse.

Es un número redondo, útil a efectos de referencia y de carácter aproximado respecto a las dimensiones, que es común a todos los componentes de un sistema de tuberías, que admite dos posibilidades:

- “NPS ” (nominal pipe size), que se expresa en pulgadas. Las normas ANSI B36.10 y ANSI B36.19 tienen tabulados diámetros, desde 1/8" hasta 44", pero se llega hasta las 70".

- “DN ” (tamaño o diámetro nominal) que se expresa en mm. Las Normas DIN 2440, 2441 y 2448 tienen listados los tamaños desde los 6mm (1/8”), hasta los 1.100mm (44”). Se ha aceptado internacionalmente el símbolo DN para la designación de un tamaño que es común a todos los componentes de un sistema de tuberías.

Este diámetro nominal, solo sirve para nombrar o denominar a la tubería, ya que como puede apreciarse en cualquier tabla de características de las tuberías, hasta la tubería de DN 12", los diámetros exteriores son mayores que el nominal. En dichas tablas podemos ver que tampoco coincide el diámetro interior con el tamaño nominal; ya que este ultimo varia su dimensión en función del espesor del tubo.

Los tamaños que corresponden a los diámetros de 1/8", 1/4", 3/8" y 1/2" se utilizan solo en líneas de instrumentación o en conexiones a equipos, el diámetro 1/2" también se emplea en el “traceado", llamado acompañamiento de vapor, o "steam tracing".

Los diámetros de 1 1/4", 2 1/2", 3 1/2" y 5", deben evitarse en lo posible. Aún así, a veces son necesarios en la conexión a algún equipo. En este caso, una vez realizada la conexión, la tubería se incrementara a un diámetro nominal de uso normal.

A partir del diámetro de 5", los diámetros correspondientes a los números impares no se fabrican; por encima del diámetro de 24", tampoco todos los diámetros de números pares son manufacturados.

La indicación del diámetro, no es suficiente para definir el tipo de tubería, además hay que indicar el espesor, porque el diámetro exterior permanece constante, variando el diámetro interior, como se aprecia en la figura 11.

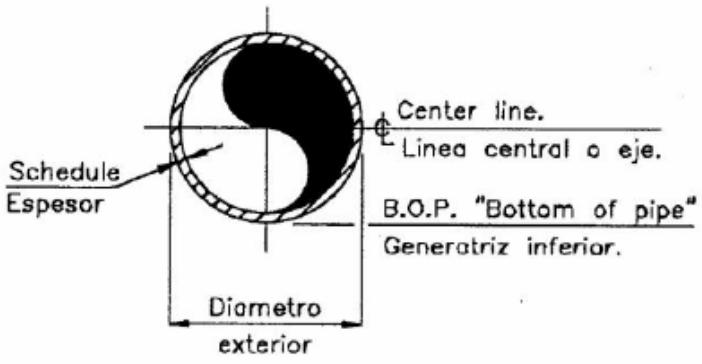


Fig. 11. Sección transversal de una tubería

Como se ve en la figura precedente, en las tuberías se presenta el termino "schedule", que en función del diámetro, determina el espesor de dichas tuberías, por ello, se adjunta la relación de instituciones, que han establecido dimensiones para estos espesores.

- ANSI; que define números de "schedule" o programas de fabricación. Los espesores de pared definidos por números de "schedule" para la fabricación de tuberías de acero al carbono o aleado, son; 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140 y 160. Las tuberías de acero inoxidable tienen espesores correspondientes a los "schedules" 5S, 10S, 40S y 80S.

- ASME; a través de sus definiciones de "peso":

    - Standard "STD" (standard weight).

    - Extra fuerte "XS" (extra-strong).

    - Doble extra fuerte "XXS" (double-extra-strong).

- ASTM; a través de sus definiciones de "peso":

    - Standard "STD" (standard weight).

    - Extra pesado "XE" (extra-heavy).

    - Doble extra pesado (double-extra-heavy)."XXE"

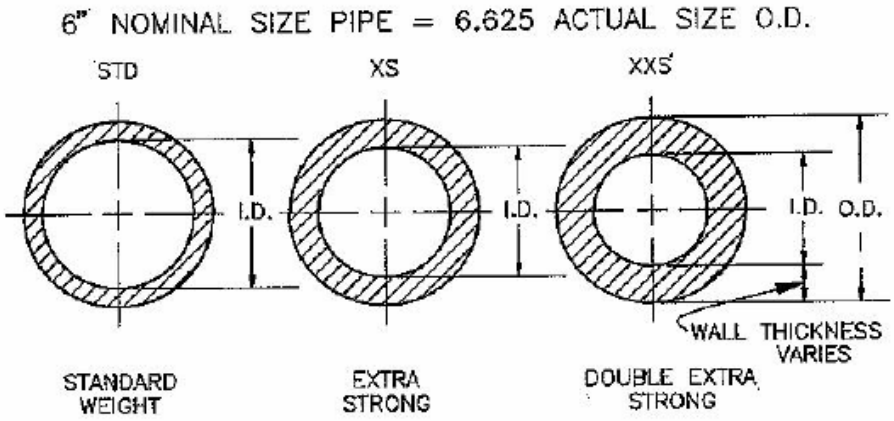


Fig. 12. Ejemplo de diferentes tipos de Schedule de un mismo diámetro de tubería

Las tuberías de acero, se suministran habitualmente en longitudes de 6,0 m, en acero al carbono puede ser suministrada con un largo de hasta 12,0 m, en acero inoxidable se suministran a partir de tramos de 3,0 m de longitud.

Los extremos de las tuberías, sea cual sea el tipo de material, se fabrican en varios tipos, siendo los más usuales los tres siguientes:

- Extremos planos "PE" (plain ends); se emplea en líneas de hasta 4", realizadas mediante enchufe y soldadura (SW) en las uniones o empalmes con accesorios.

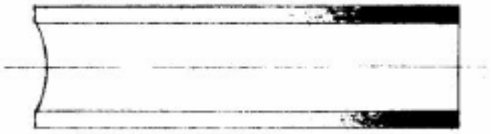


Fig. 13. Tubería con extremos planos

- Extremos biselados "BE" (beveled ends); son utilizados en líneas de más de 2", construidas mediante soldadura a tope en las uniones tubería - tubería, picajes, empalmes, etc.

Fig. 14. Tubería con extremos biselados

- Extremos roscados "T&C" (threaded and coupled); de uso en líneas de hasta 4”, realizadas con accesorios roscados utilizados en las uniones o empalmes (NPT, o tipo UN/C/F, o cilíndrica).

Fig. 15. Tubería con extremos roscados

1.5.5. Métodos de unión de tuberías y accesorios

Los diversos medios de unión sirven no sólo para vincular secciones de tuberías entre si, sino también para conectarlos con diversos accesorios, válvulas y equipos.

Los principales medios de unión son los siguientes:

- Conexiones roscadas (Screwed joints)

- Conexiones soldadas (Welded joints)

- Conexiones bridadas (Flanged joints)

- Conexiones de enchufe (Socket Welded joints).

Existen otros tipos de conexiones, entre ellas las del tipo Victaulic, juntas elásticas, de cierre rápido, etc.

Muchos factores inciden en la elección del tipo de unión: coste, operatividad, seguridad, presión y temperatura de trabajo, fluido contenido, diámetro de tubería, etc.

1.5.5.1. Uniones Roscadas

Son unos de los medios más antiguos de conexión. Son de bajo costo y fácil ejecución, pero su uso está limitado a 4" (max) en general y se usan en instalaciones secundarias de baja presión, (condensado, aire, agua), domiciliarias (agua, gas) debido al peligro de pérdidas y la baja resistencia mecánica de las mismas.

La norma ANSI B 31 exige que las roscas de las tuberías sean cónicas y recomienda que se efectúen soldaduras de sello para tuberías que conduzcan fluidos inflamables, tóxicos y en otros donde se debe tener absoluta seguridad que no se produzcan filtraciones o pérdidas.

Son las únicas usadas para tuberías galvanizadas, para evitar que la acción térmica de la soldadura pueda dañar el revestimiento superficial de la tubería.
Se usan también en acero al Carbono, baja aleación, hierro fundido, plásticos, vidrio y porcelana, siempre limitadas a 4".

Para acero inoxidable y metales no ferrosos es muy raro el uso de roscas, debido a que son comunes los espesores finos en dichos materiales y la ejecución de la rosca reduce en exceso el espesor de pared.

Los tramos rectos son unidos por medio de couples o uniones roscadas. Las roscas cónicas aseguran mejor el sellado entre las secciones unidas, pero para asegurarlo aún mejor se coloca una banda de teflón. Antiguamente se usaban otros materiales, litargirio - glicerina, fibras vegetales, etc., pero en su mayor parte dificultaban el desarme de las piezas y aún contaminaban el fluido.

Hay 3 tipos o series de accesorios, para su utilización según la presión de trabajo; estas son 2.000, 3.000 y 6.000 PSI; (PSI = # = libras por pulgada^2).

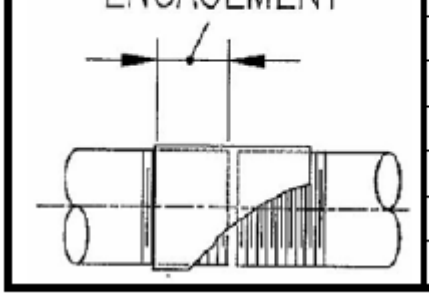
En las tuberías roscadas es recomendable no usar espesores menores que Sch. 80 por el debilitamiento de la pared que significa la rosca.

Existe una correspondencia entre la serie y el espesor mínimo de pared de la tubería:

Serie:	"Schedule " o espesor:
2.000 PSI (≈ 140 kg/cm^2)	40 o Std. (80 si la rosca debilita la pared, no común)
3.000 PSI (≈ 210 kg/cm^2)	80 o XS
6.000 PSI (≈ 420 kg/cm^2)	XXS

La longitud de penetración de la rosca, a efectos de dimensión de tubería, se puede apreciar en la tabla siguiente.

PENETRACIÓN DE ROSCA EN ACCESORIOS ROSCADOS



Ø = NPS Tubería	Longitud Roscada Milímetros
½"	13
¾"	14
1"	18
1 ½"	18
2"	20
2 ½"	24
3"	25.4

Tabla 3. Tubería con extremos biselados

1.5.5.1.1. ACCESORIOS PARA ROSCAR

Los accesorios que se emplean en la soldadura a enchufe, son los mismos que los accesorios para roscar, con la diferencia que en estos los extremos están roscados, normalmente suelen ser roscas hembras. En la siguiente figura se pueden ver los más importantes. Respecto al schedule de estos, decir que debe de ser igual o superior al del tubo, igual que en los otros casos.

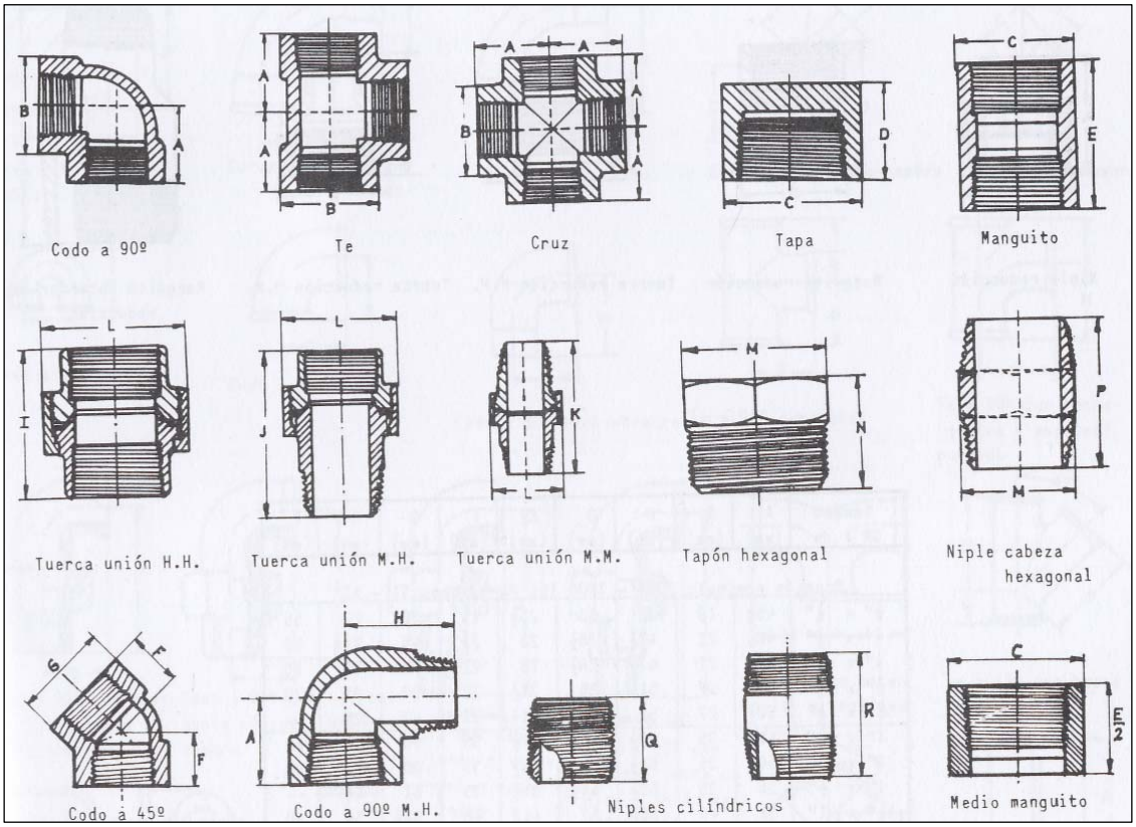


Fig. 16. Accesorios roscados.

1.5.5.2. Uniones Soldadas

Las más utilizadas son las soldaduras de arco protegido, que pueden ser :

- A tope (butt weld)
- De enchufe (socket weld)

Ventajas:

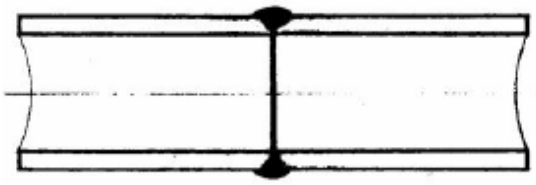
- Buena resistencia mecánica (casi siempre equivalente a la de la tubería)
- Estanqueidad perfecta y permanente
- Buena apariencia
- Facilidad en la aplicación de aislación y pintura
- Ninguna necesidad de mantenimiento.

Desventajas:

- Dificultad en desmontaje de las cañerías
- Requieren mano de obra especializada para su ejecución

1.5.5.2.1. SOLDADURA A TOPE

Es la más usada en la unión de tuberías de 2" o mayores en aceros de cualquier clase. Se aplica a toda la gama de presiones y temperaturas. Las tuberías y demás accesorios para soldadura a tope, deben tener sus extremos preparados con biseles que dependen del espesor de la pared.



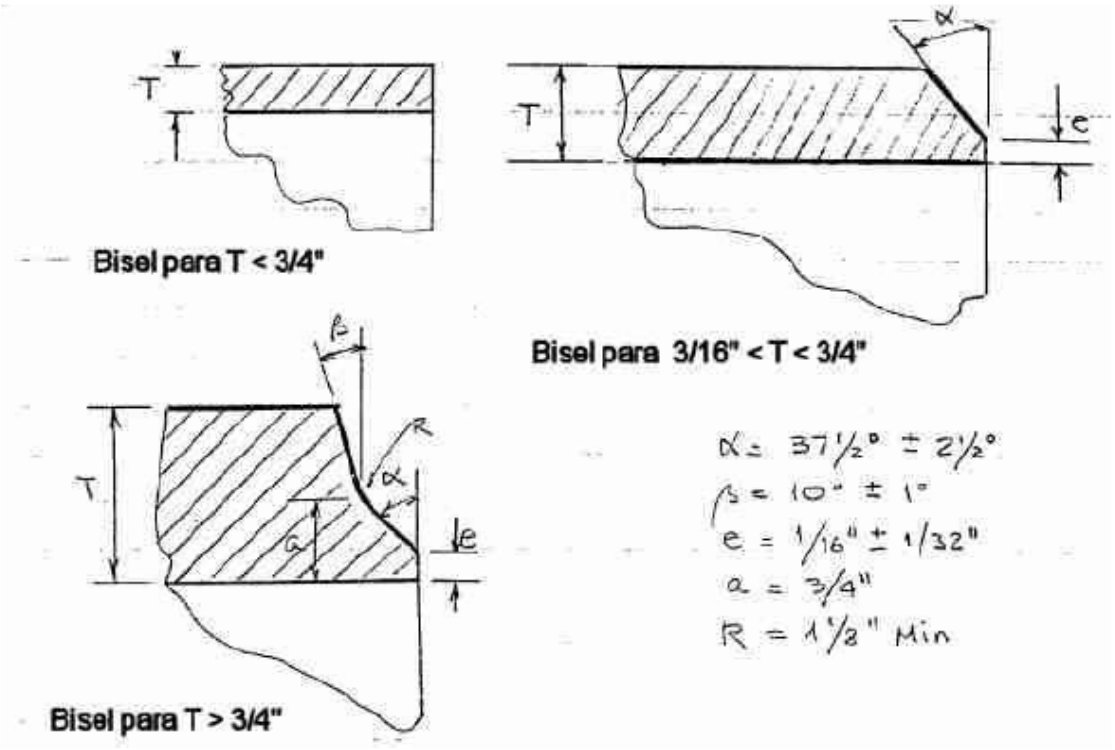


Fig. 17. Soldaduras a tope. Forma del bisel

Para lograr más estanqueidad y especialmente para alta presión se usan chapas de respaldo que quedan incluidas en las soldaduras. Estos anillos tienen 1/8" de espesor y se usan en diámetros grandes (20" o mayores). Ver ASME B31.3 Fig 328.3.2.

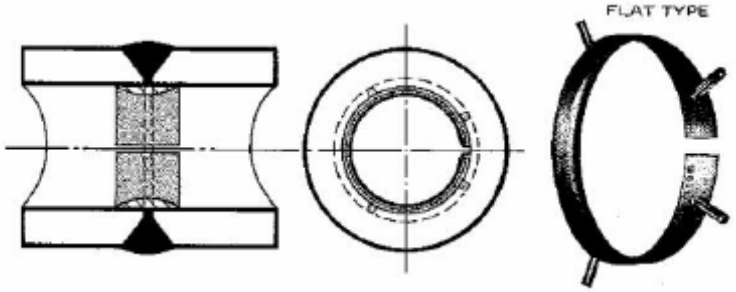


Fig. 18. Anillos de soldadura

1.5.5.2.1.1. ACCESORIOS PARA SOLDAR A TOPE

- Codos: La función de los codos es la de cambiar el sentido del flujo, y son de muy corriente aplicación. Existen codos de 45º, 90º y 180º. La norma distingue dos tipos de codo, los de radio largo (1,5 veces el diámetro nominal) y los de radio corto (igual al diámetro nominal). Se suele emplear el codo de radio largo ya que produce una menor perdida de carga, aunque en algunos casos debido al espacio se utiliza el radio corto. El otro parámetro que define a un codo, a parte de su diámetro, es el Schedule, que siempre es igual o superior al Schedule del tubo al que pertenece. En anexos se muestran unas tablas con todas las dimensiones de los diferentes codos que existen.

Fig. 19. Codos badweld

- Tes: La función principal de un te es la de obtener una derivación perpendicular en una tubería, existen dos tipos de tes, las que en la derivación tienen el mismo diámetro que la tubería principal, y las que en la derivación poseen un diámetro menor, estas son la llamadas tes de reducción. Las tes se definen por su diámetro nominal y por su Schedule. En anexos se muestran unas tablas con todas las dimensiones de las diferentes tes que existen.

Fig. 20. Te badweld soldada a una brida

- Injertos de derivación: Existen dos tipos de injertos, en el primer tipo no se utiliza ningún tipo de accesorio, en este se suelen hacer derivaciones a 90º o a 45º respecto de la tubería principal, el injerto consiste en practicar un agujero a la tubería principal, para luego soldar el tubo que hará la derivación directamente. Es una operación muy compleja por lo cual para realizar este trabajo se necesitan operarios altamente cualificados, en ocasiones al practicar el agujero la tubería queda muy debilitada por lo que se debe de reforzar.

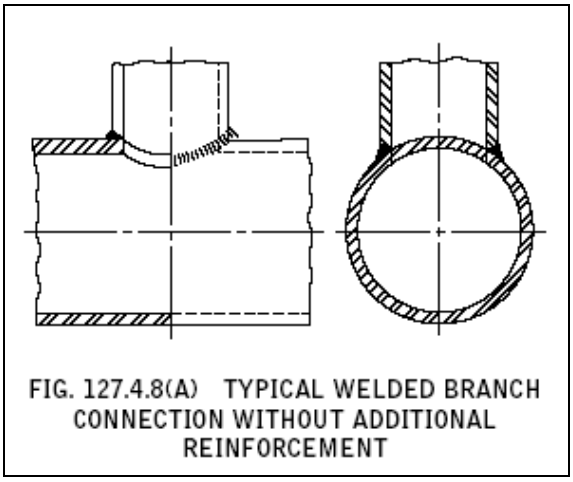


Fig. 21. Injerto a 90º simple.

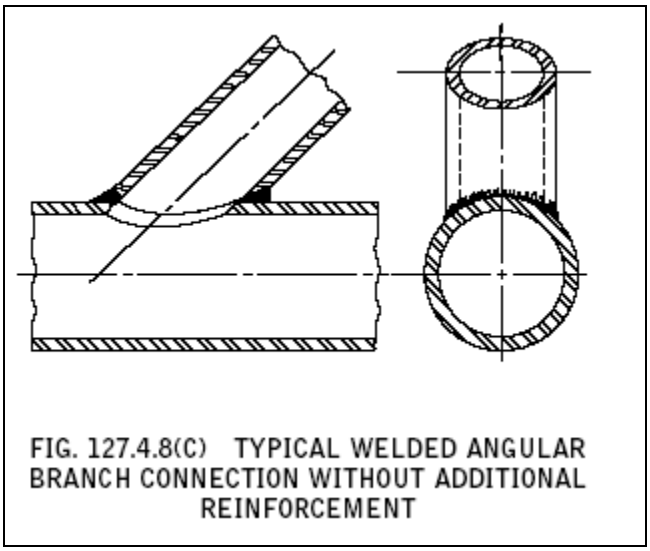


Fig. 22. Injerto a 45º simple.

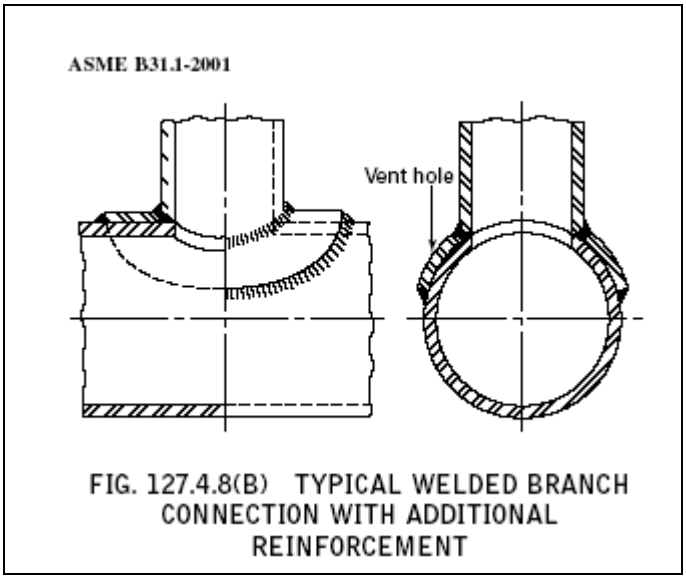


Fig. 23. Injerto a 90º con refuerzo.

Fig. 24. Injerto 45º con refuerzo

El otro tipo de injerto es en el que si se utiliza un accesorio, para unir la derivación con la tubería principal, en este caso normalmente las derivaciones suelen ser de menor diámetro que la tubería principal existen diferentes tipos: Los weldolets, se utilizan para hacer derivaciones perpendiculares, el extremo libre del cual puede ser preparado para soldadura a tope, o para soldadura a enchufe (sockolet), o roscado, en la fig. 27 se puede ver una representación de los diferentes weldolets.

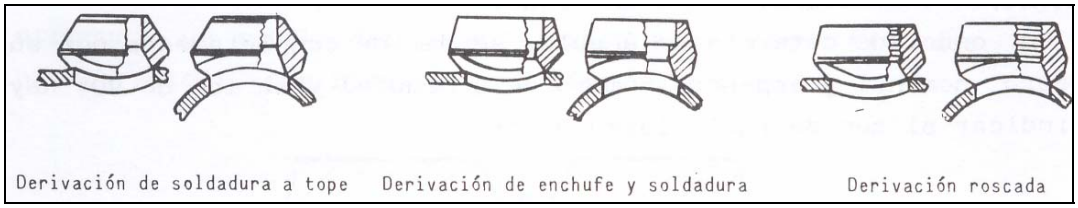


Fig. 25

Los accesorios para los injertos laterales son los llamados latrolets, se utilizan para hacer derivaciones a 45º respecto de la tubería principal, al igual que los weldolets el extremo libre puede estar preparado para soldadura a tope, o para soldadura a enchufe, o para roscado. Observar la siguiente figura aclarativa.

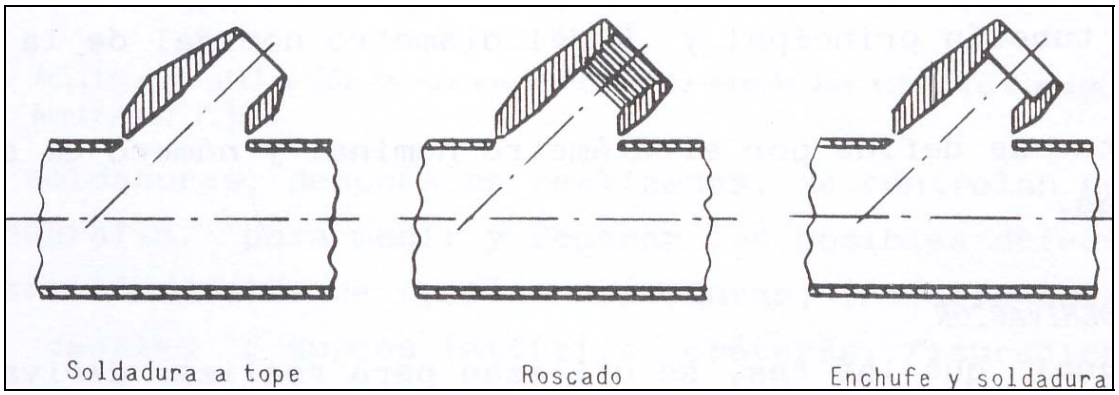


Fig. 26. Latrolets

El ultimo tipo es el elbolet, se utiliza para hacer derivaciones en codos de 90º de radio largo, tal y como muestra la figura 29. Al igual que los otros tipos en este también podemos encontrar las tres opciones diferentes en el extremo libre del mismo.

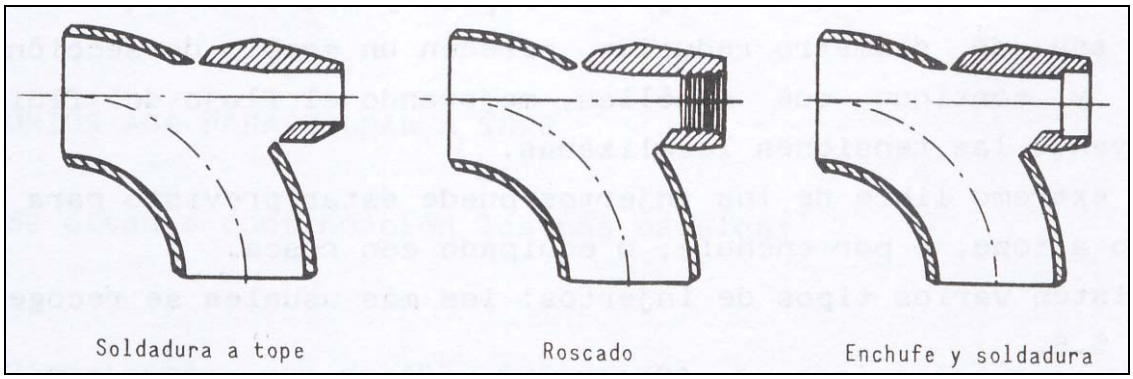


Fig. 27. Elbolets

En todos estos accesorios para injertos se debe utilizar el mismo Schedule de la tubería principal. En anexos se muestran unas tablas con todas las dimensiones de los accesorios aquí mostrados.

- Reducciones: Las reducciones son accesorios que se emplean para unir dos tubos de diferente tamaño, existen dos tipos. Las reducciones concéntricas (fig. 30), y las excéntricas (fig. 31). Son de aplicación recomendada las reducciones concéntricas ya que son bastante mas económicas, y solo se recomienda el uso de reducciones excéntricas en el caso de que lo requiera su suportación debido a que con estas el tubo no varia su elevación inferior, o también se emplean en el caso de tuberías horizontales en las que circulan gases y pueden llevar algún tipo de condensado, de esta forma se evitan turbulencias en el flujo. Respecto al Schedule nunca puede ser inferir al de la tubería. En anexos podemos encontrar unas tablas donde podemos ver sus dimensiones.

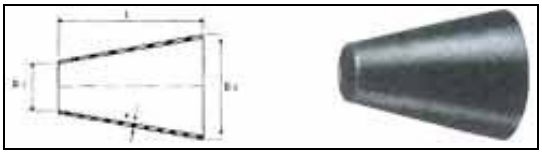


Fig. 28. Reducción concéntrica

Fig. 29. Reducción excéntrica

- Caps: Los caps (fig. 32) son como tapas, y tienen la función de cerrar una tubería o accesorio. Al ser caps soldados son como un cierre definitivo. Respecto al Schedule también requiere que sea igual al de la tubería. En anexos podemos ver las diferentes medidas comerciales de los caps.

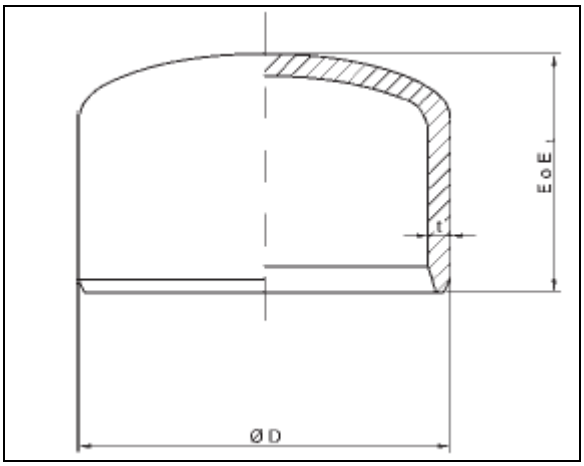


Fig. 30. Cap

1.5.5.2.2. SOLDADURA A ENCHUFE (SOCKETWELD)

Son empleados para diámetros de hasta 1 1/2" en tuberías de acero y hasta 4" para las no ferrosas y plásticas.

Los extremos de la tubería se encajan en una cavidad del accesorio o acoplamiento y se realiza una soldadura de filete.

Ver ANSI B31.3 Par 328.5.2 y figura 328.5.2 A, B y C.

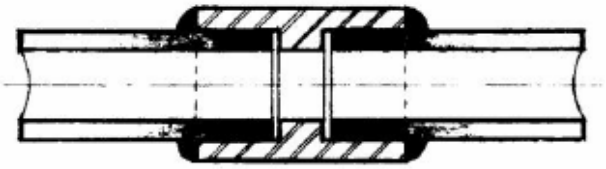


Fig. 31. Soldadura de enchufe

Las líneas de construcción a enchufe y soldadura, tienen como ventaja sobre las roscadas, el que la ausencia de fugas esta asegurada; esto es un factor importante a considerar, cuando se trata de transportar fluidos inflamables, tóxicos, etc.

Las líneas de 2" y diámetros mayores, son usualmente soldadas a tope, en lugar de utilizar este método de unión, ya que ofrece las mismas garantías de hermeticidad.

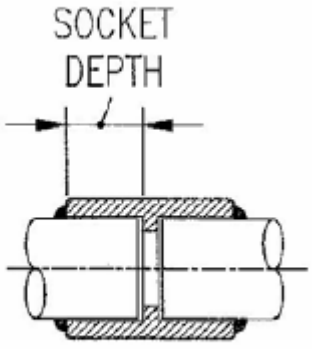
Igual que para las uniones roscadas, hay 3 tipos o series de accesorios, para su utilización según la presión de trabajo; estas son 2.000, 3.000 y 6.000 PSI; (PSI = # = libras por pulgada^2).

Como en el caso anterior existe una correspondencia entre la serie del accesorio y el espesor mínimo de pared de la tubería:

Serie:	"Schedule " o espesor:
3.000 PSI (≈ 210 kg/cm2)	80 o XS.
6.000 PSI (≈ 420 kg/cm2)	XXS

El tramo que penetra la tubería en el interior del accesorio, a efectos de la longitud de la tubería, se puede apreciar en la tabla siguiente.

PENETRACIÓN DE TUBERIA EN ACCESORIOS SW



Ø = NPS Tubería	Longitud Milímetros
½"	13
¾"	14
1"	16
1 ½"	20
2"	22
2 ½"	29
3"	35

Tabla 4.

1.5.5.2.2.1. ACCESORIOS PARA SOLDADURA A ENCHUFE.

- Manguitos de enchufe: Se utilizan para la unión de dos tubos. Ver fig.34.

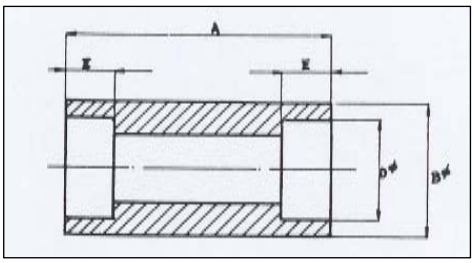


Fig. 32

- Cruceta: se utiliza para unir cuatro tuberías. Ver fig. 35.

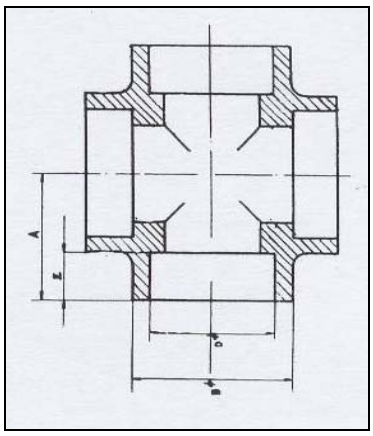


Fig. 33

- Tuerca de unión: Se utiliza para unir dos tuberías. Ver fig. 35.

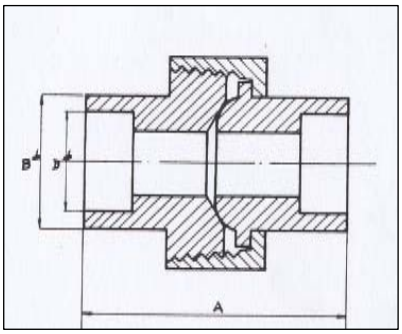


Fig. 34

A parte también existen codos, caps, tes y reducciones; pero estos ya están comentados en el punto anterior, solo remarcar que su diferencia se basa en la cavidad que poseen estos para poder introducir la parte de tubo correspondiente. Respecto al Schedule de todos estos accesorios mencionar, que debe ser como mínimo igual al de la tubería. De todas formas en anexos nos se podrá ver todos los accesorios con sus diferentes dimensiones.

Fig. 35. Diversos accesorios a enchufe

1.5.5.2.3. SOLDADURA SOLAPADA

Se utiliza en tuberías de plomo o en algunos plásticos. Uno de los extremos, de mayor diámetro, entra en el extremo de la otra tubería, de menor diámetro, y se sella con una única soldadura de filete.

1.5.5.3. Unión bridada

Están compuestas por dos bridas, una junta, pernos con o sin cabeza roscada y tuercas. Son fácilmente desmontables. Existen los siguientes tipos:

- De cuello soldable (Welding Neck)

- Deslizantes (Slip on)

- Roscadas (Screwed)

- De enchufe (Socket Weld)

- Lap Joint o brida loca

- Ciegas.

- Desmontables tipo “clamp”

Las caras de las bridas pueden se lisas (flat face), con Resalte (Raised Face), de anillo (Ring Joint Type) y macho-hembra (Male & female).

Las juntas pueden ser de materiales, diversos como caucho, resinas revestidas en inox, PTFE, con espiras metálicas, etc. Antiguamente se usaba con frecuencia el asbesto, pero ha sido desechado por su acción cancerígena.
Los materiales más usados son los aceros forjados y las bridas formadas a partir de chapa torneada, éstas últimas para bajas presiones.

Una de las normas que regula la fabricación de bridas (flanges) es la ANSI B16.5, que establece las siguientes clases, según sea el intervalo presión-temperatura de trabajo 150# ,300# ,400# ,600#, 900#, 1500# y 2500#.

Para las bridas de acero al Carbono la temperatura máxima es de 260 C (500 F) para 150 y de 455 C (850 F) para las demás clases. La variación de presión admisible-temperatura de trabajo es de valores más altos para acero inoxidable y aleado.

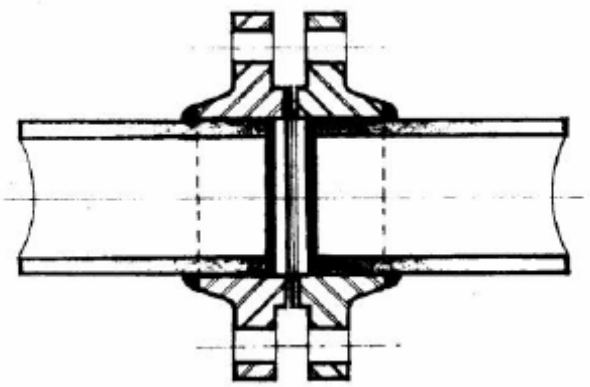


Fig. 36. Unión bridada

1.5.5.3.1. TIPOS DE BRIDAS

La diferencia entre las dimensiones de las bridas para un mismo tamaño de tubería esta condicionada por la serie, o PN. Las Normas más empleadas en las bridas, son:

- ANSI B16.5; sus dimensiones, tipos y gama de aplicación, están clasificadas por series, o "rattings", cuya presión es representada por "#" y que equivale a su valor en "PSI", cuyos valores son; 150, 300, 400, 600, 900, 1500 y 2500 # (PSI).

- DIN; al igual que en el caso anterior, sus dimensiones tipos y gama de aplicación, están clasificadas por series, caracterizadas por las siglas “PN” (presión normal en kg/cm2), cuyos valores son;
PN-6; PN-10; PN-16; PN-25; PN-40; PN-64, PN-100; PN-160 y PN-250.

Sus dimensiones están reguladas por diversas normas, como ejemplo citaremos que la brida de cuello con cara realzada, para Ø 10 a 600mm. PN-10 tiene sus dimensiones s/ DIN-2632, y la PN-16, en Ø de 10 a 175mm también sigue la misma norma, pero en Ø de 200 a 600mm. Sus dimensiones son indicadas por la norma DIN-2633.

Dentro de la diversidad de bridas, para los distintos tipos de tuberías, trataremos solo aquí, las empleadas en las tuberías de acero, y en las plantas de proceso, las cuales se indican a continuación.

- **Brida con cuello** para soldar a tope con el tubo; “Welding neck”, es de gran resistencia por su diseño y muy empleada donde se requiere seguridad, es el tipo mas caro porque requiere mas material debido a su cuello reforzado, debe indicarse el "schedule” del tubo al que va a soldarse.

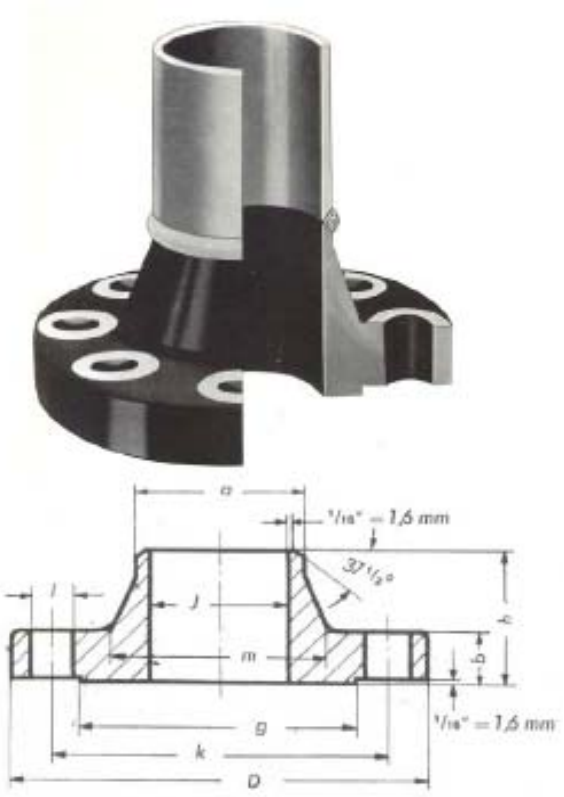


Fig. 37. Brida Welding Neck

- **Brida deslizante** autocentradora o “Slip-on”, se le denomina así, porque el tubo pasa a través de ella, se une a la tubería con una soldadura externa y otra interna, pese a lo cual, es más económica que la anterior; no se utiliza para grandes presiones, se usa en servicios no críticos.

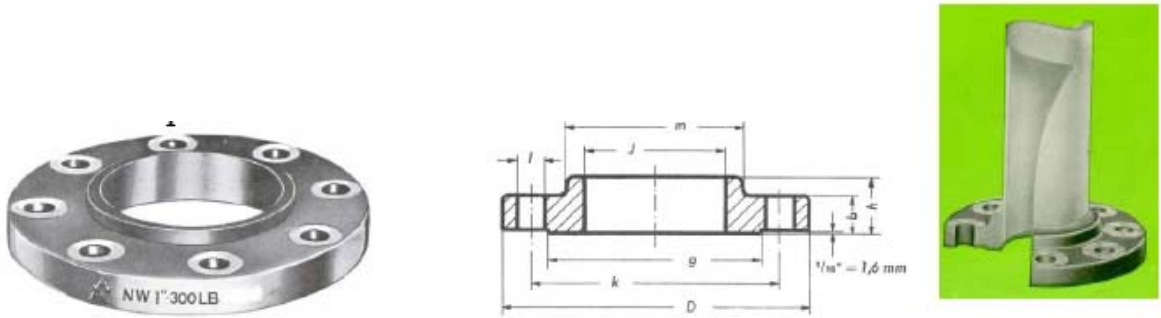


Fig. 38. Brida Slip-on

- **Brida** para **enchufe y soldadura**, también llamada “Socket weld”, suele usarse solo en tamaños pequeños, 1 1/2" NPS y menores; la descripción, además del ratting", debe incluir el "schedule" de la tubería.

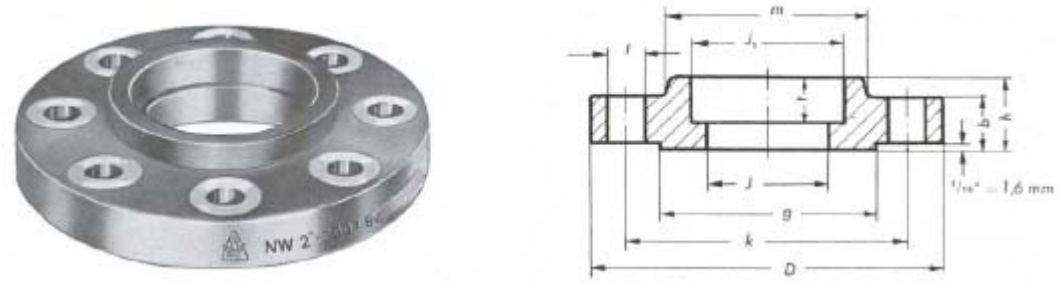


Fig. 39. Brida Socket Weld

- Esta es la llamada **"brida loca" o “Lap-joint”**, se usa junto con un **"stub-end"** o extremo con resalte (valona), que efectúa el cierre; su ventaja es que al no estar en contacto con el fluido, puede ser de un material más económico, se usa con tuberías de aleación de acero.

Los taladros para tornillos tampoco necesitan ser alineados con cuidado, lo que favorece y facilita el montaje.

Casquillo extremo
(Stub-end)

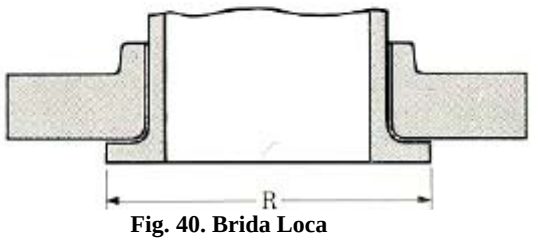


Fig. 40. Brida Loca

- **Brida roscada** (rosca hembra), útil cuando la soldadura deba evitarse, como en áreas de trabajo donde puedan existir gases inflamables o en tuberías de aleación que no puedan tratarse térmicamente después de la soldadura; su aplicación se reduce casi exclusivamente a las tuberías menores de 1 1/2", deben evitarse.

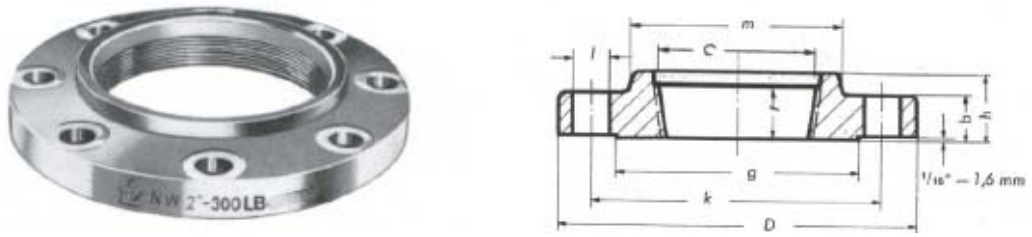


Fig. 41. Brida Roscada

- **Brida reductora**; utilizada para pasar de un diámetro a otro, no debe usarse donde las turbulencias que se crean aguas abajo puedan dar problemas, como en conexión a bombas; cualquier tipo de brida puede ser reductora, pero se suelen usar las deslizantes y en ocasiones, las de cuello.

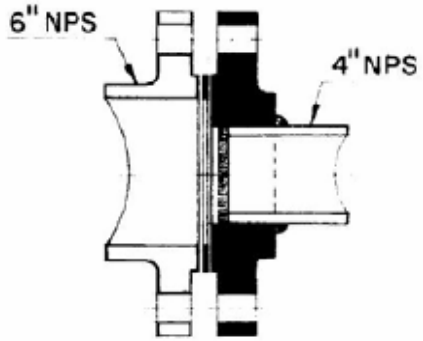


Fig. 42. Brida Reductora

1.5.5.3.2. LAS CARAS DE LAS BRIDAS Y SU ACABADO

El que una unión mecánica entre bridas de tuberías, sea estanca, no podrá conseguirse, sin alguna plasticidad en los materiales a unir (excepto en el caso de la RTJ), ya que es evidente, que si ambas caras fueran igualmente indeformables, solo a base de un perfecto mecanizado, obtendríamos la unión; para evitar ese alto nivel de acabado, en las superficies a unir, interponemos un elemento; es decir, la junta.
Las bridas se fabrican con distintos acabados de caras; los habituales son:

- Con resalte, o "**raised face**" se denomina **RF**; el resalte sobresale 1/16" en las de 150 y 300 #; en el resto de los "ratting", el resalte es de 1/4"; es el tipo de brida más común, cerca del 80% del total de bridas de la planta.

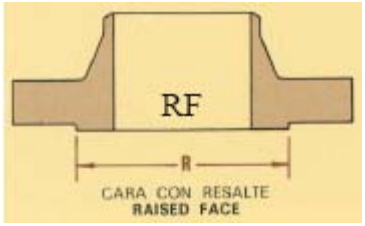


Fig. 43.

- Este encaramiento es el resultado de la **brida loca** y el **"stub-end"** que hace las veces de brida RF; la longitud de los pernos variará en función del "schedule" de la tubería, el cual condiciona la dimensión del "stub-end".

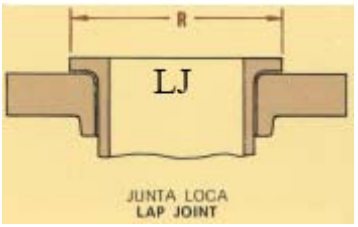


Fig. 44.

- De cara plana, o **"flat face"**, se define como **FF**, suelen ser bridas de fundición, es muy poco usada como brida, salvo en válvulas, la junta tiene el mismo Ø que la brida, para reducir el peligro de rotura por flexión en el apriete.

Fig. 45.

- Con junta anular, **"ring type joint"**, llamada **RTJ**, es la brida utilizada para las altas presiones y elevadas temperaturas, es la mas cara de todas; utiliza un aro metálico de sección oval, u octagonal.

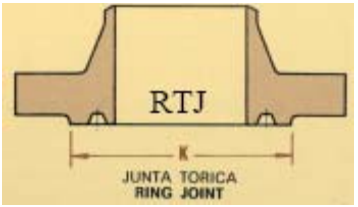


Fig. 46.

1.5.5.3.3. LAS JUNTAS

Estas juntas deben ser de un material que resista las condiciones de servicio internas en la línea, y que además sean lo suficientemente plásticas como para deformarse bajo una compresión, así como ajustarse a las irregularidades de las superficies, efectuando el cierre estanco, por ello suelen realizarse a partir de una gran variedad de materiales y de formas, de acuerdo con cada uno de los servicios o fluidos que soportan.

Hay los siguientes tipos:

- De cligeril: son de una especie de cartón, se suelen utilizar para hacer pruebas hidráulicas, o en ocasiones también se utilizan como juntas definitivas cuando las condiciones del fluido de la tubería no son muy exigentes.

Fig. 47. Junta Cligeril

- De goma: son juntas de goma, se suelen utilizar en las tuberías de agua de refrigeración, para diámetros grandes se refuerza la junta con un aro de acero interior.

Fig. 48. Junta de goma

- Espirometálicas: son de un acero blando, se utilizan como juntas definitivas, en presiones superiores a los dos casos citados.

Fig. 49. Junta Espirometálica

- De anillo (R.T.J.): Tienen forma de anillo octogonal, son de material metálico, y son de uso exclusivo para elevadas presiones, ya se ha comentado antes el tipo de bridas que utilizan esta junta.

Fig. 50. Junta RTJ

Se muestran a continuación algunos detalles de las juntas para **bridas RF.**

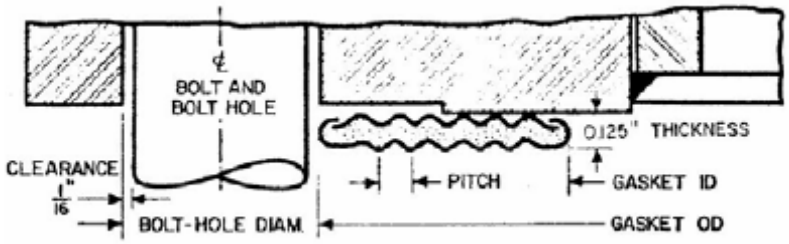


Fig. 51. Detalle del montaje de junta ondulada, brida y tornillo.

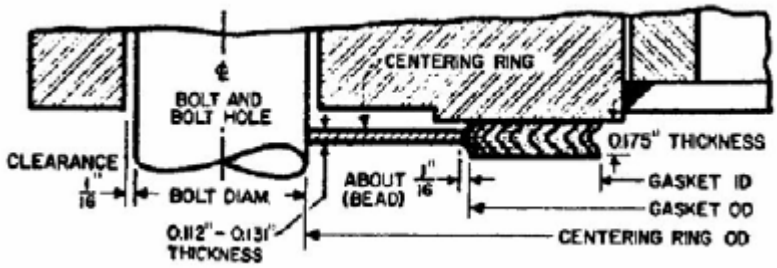


Fig. 52. Detalle de montaje de junta con anillo de centraje y aislamiento inserto.

En las figuras siguientes se pueden ver las características de las juntas metálicas “RTJ”.

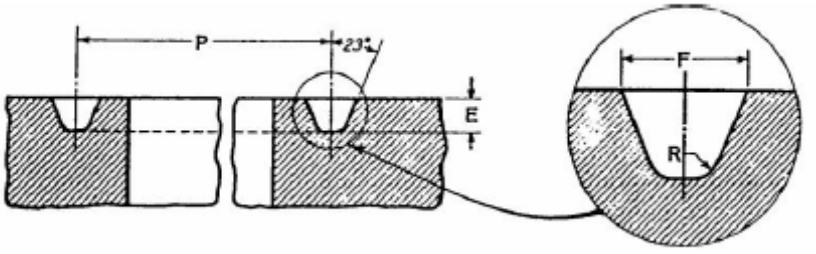


Fig. 53. Detalle de las ranuras para juntas metálicas “RTJ”.

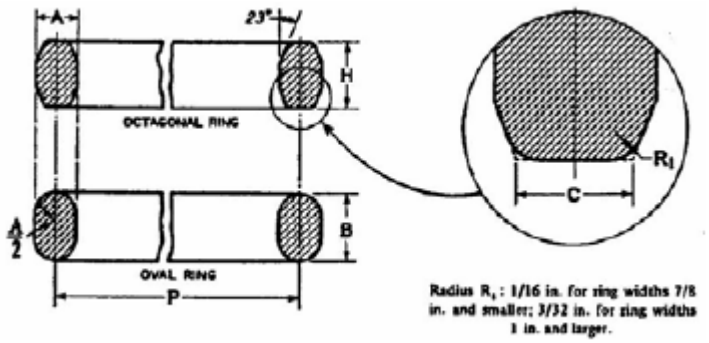


Fig. 54. Detalle de las juntas metálicas “RTJ”.

Por ultimo, para unir las bridas se utilizan espárragos, un espárrago es un trozo de varilla roscada con una turca a cada lado, son de acero al carbono si su aplicación es con temperaturas no muy elevadas, sino se utilizan de acero aleado. Siempre se utiliza un numero de espárragos múltiplo de cuatro, y equidistantemente distanciados. El código ASME prevé, según la aplicación, la fuerza con la que se deben apretar los espárragos, para ello a veces se utilizan llaves dinamométricas.

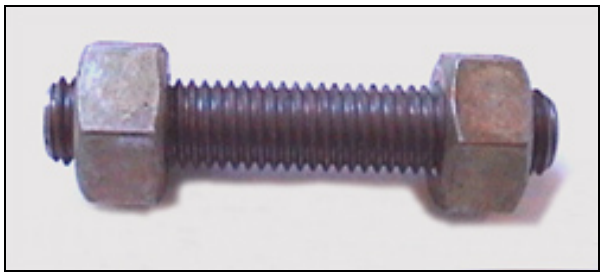


Fig.55. Espárrago

1.5.5.3.4. TIPO DE BRIDAS ELEGIDO

Se ha elegido el tipo de brida de cuello (Welding Neck) con resalte (RF), de 150# (libras), con juntas espirometálicas.
Se ha escogido de cuello con resalte porque es la que tiene mas disponibilidad en el mercado, en el tamaño de brida que necesitamos, para las tuberías y el conducto. Se ha elegido de 150# porque la presión es minima.

1.5.6. Dimensionamiento de la chimenea y el conducto.

Los gases de combustión emitidos por los tres incineradores, alimentado cada uno con los gases de cola de su respectiva Planta de Azufre, se recogen en un conducto común para ser conducidos a una chimenea que los descarga a la atmósfera, a suficiente altura y velocidad para cumplir los niveles de inmisión que establece la ley de acuerdo con el escenario de estabilidad atmosférica especificado.

Los resultados del estudio de dispersión de contaminantes realizado por la propiedad, han indicado que los gases de combustión deben ser emitidos a una altura de 80 m respecto al nivel del suelo y a una velocidad mínima de 12 m/s.

Por otro lado, la contrapresión considerada en diseño por la propiedad para los gases de combustión emitidos por las incineradoras es la atmosférica.

Por consiguiente se ha de dimensionar el conducto y chimenea para que en las condiciones de funcionamiento más desfavorables (encontrarse en operación las tres Plantas de Azufre) los tres incineradores de acuerdo con diseño puedan operar adecuadamente y se pueda cumplir los requisitos medioambientales que establece la ley.

1.5.6.1 Bases de cálculo

Para el dimensionamiento del conducto de humos y chimenea se consideran los siguientes datos:

- Caudal total de humos:

Másico (kg/h)	13728 x 3 = 41184
Volumétrico (m^3/h)	36328.6
Volumétrico (m^3/h a T= 578K y P=1 atm)	76893.2
Volumétrico (m^3/s a T y P)	21.4
Densidad humos (Kg/m^3)	0.54

Tabla 5.

- Composición:

Componentes	Molar %	Kmol/h	Peso %	Kg/h
H_2S	0,001%	0,00	0,001%	0,14
SO_2	0,236%	1,28	0,596%	81,82
COS	0,000%	0,00	0,000%	0,00
CS_2	0,000%	0,00	0,000%	0,00
CO	0,001%	0,00	0,001%	0,14
H_2	0,050%	0,27	0,004%	0,55
CO_2	2,378%	12,85	4,119%	565,46
O_2	1,188%	6,42	1,496%	205,37
N_2	63,440%	342,80	69,951%	9602,87
Ar	0,741%	4,00	1,165%	159,93
H_2O	31,966%	172,73	22,667%	3111,73
Total	**100**	**540,36**	**100,000%**	**13728**

Tabla 6.

- Altura chimenea = 80 m
- Velocidad salida de los humos por boca de chimenea = 12m/s mínimo.

1.5.6.2 Cálculos

Bases: "Se ha de tratar de conseguir que el tiro originado por la chimenea de 80m de altura resulte suficientemente mayor para poder vencer las pérdidas de carga en el conducto, chimenea y salida de humos a una velocidad mínima de 12 m/s al exterior".

$$Tiro \geq \Delta P_{conducto} + \Delta P_{chimenea} + \Delta P_{salida\ atmósfera}$$

Ecuación 1.

Para determinar las pérdidas de carga en el conducto se han considerado las distancias que aparecen en el esquema adjunto que han sido extraídas del plano 003.

- Chimenea:

Sección y Diámetro: Para que la velocidad de salida de los humos resulte de 12m/s, se requiere que la chimenea posea una sección y diámetro:

$$S = \frac{21.4\, m^3/s}{12\, m/s} = 1.78 m^2$$

Ecuación 2.

$$\boxed{D = \sqrt{\frac{1.78x4}{\pi}} = 1.51m}$$

Ecuación 3.

"Estas dimensiones de la chimenea han de ser las máximas a considerar para el calculo del dimensionado del conducto que se hará a continuación".

Tiro: El cálculo del tiro se basa en considerar, conservadoramente, que el aire atmosférico circundante se encuentra a T=35ºC y 1atm, que a estas condiciones le corresponde una densidad de 1.149kg/m^3. En el los anexos se incluye un calculo alternativo de la densidad del aire basado en la norma
UNE 123-001. Como puede comprobarse se consigue para el tiro un valor algo mas favorable

La densidad de los humos a T y P resulta ser igual a:

$$\rho_{humos} = 0.54\, kg/m^3$$

$$Tiro\left(kg/m^2\right) = H_{chimenea}(m)x\left(\rho_{humos} - \rho_{aire}\right)\left(kg/m^3\right) = 0.49x10^{-2}\, Kg/m^2 = 49mmca$$

Ecuación 4.

Caída de presión: Dado que la velocidad requerida de 12m/s es un valor mínimo y ésta se conseguiría con un diámetro de 1.51m en las condiciones de máximo caudal de humos.

Por consiguiente, la caída de presión de la chimenea se basa en considerar una altura de 80 m y dos diámetros alternativos de 1.25m y 1.5m (según ofertas recibidas), así como en la que se origina por la expansión que experimentan los humos al ser descargados a la atmósfera.

Los gases de combustión al circular por conducciones cerradas se encuentran sujetos a ciertas resistencias, de las que resulta una reducción de su energía cinética. Estas resistencias están causadas por el rozamiento con el material de la conducción y por las curvaturas y cambios de sección en el conducto y chimenea. De acuerdo con la mecánica de fluidos la pérdida por rozamiento en tramos rectos del conducto y chimenea, se determina con la expresión:

$$Pg = \rho_g \cdot \frac{f \cdot l \cdot V^2}{2 \cdot M} = \rho_g \cdot \frac{2 \cdot f \cdot l \cdot V^2}{D}$$

Ecuación 5.

Donde:

$l =$ *longitud de la conducción* (m)

$f =$ *factor fricción*

$M = \left(\text{perímetro de la conducción}(m) \Big/ \text{área sección transversal}(m^2) \right)$

$V = \text{velocidad sección transversal}\left(m/s\right)$

Las perdidas de carga motivadas por curvaturas, cambios de dirección y pasos por estrechamientos se evalúan con la expresión de la carga de velocidad multiplicada por un factor cuyo valor depende de la forma de la curvatura o estrechamiento.

Para la carga de velocidad del flujo de los gases a la salida de la chimenea, se utiliza la expresión:

$$Pe = \rho_g \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Ecuación 6.

Los resultados de perdida de carga obtenidos aparecen en la tabla que hay a continuación.

D hidráulico (mm)	dimensiones conducto rectangular		1250 mm	1500 mm
	b (mm)	a (mm)	dP calculada (mm)	dP calculada (mm)
750	688	825	2192,37	2183,16
1000	917	1100	189,44	180,23
1150	1054	1265	67,21	58,00
1200	**1100**	**1320**	51,54	**42,33**
1250	**1146**	**1375**	**41,04**	31,83
1300	1192	1430	33,99	24,78
1350	1238	1485	29,12	19,91
1400	1283	1540	25,75	16,54
1450	1329	1595	22,30	13,09
1500	1375	1650	21,64	12,43

Tabla 7. Pérdidas de carga en conducto y chimenea

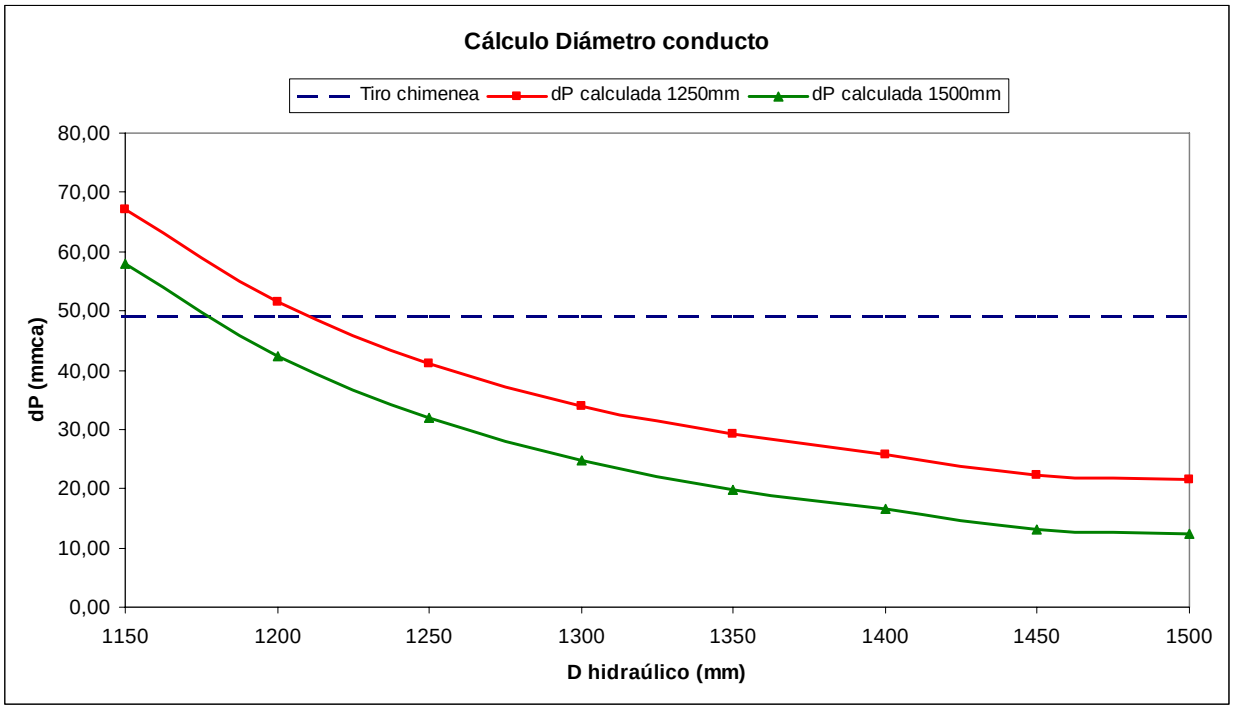


Figura 59. Gráfica Tiro Chimena vs dP calculada para los diferentes diámetros ofertados

Nota: Como puede observarse para cualquier diámetro a partir de 1250mm el tiro disponible de resulta ser superior a la caída de presión total ($\sum\Delta P_{conducto} + \Delta P_{chimenea} + \Delta P_{salida\ atmosfera}$).

- Conducto:

Diámetro: Considerando el caudal de humos que descargan los tres incineradores, se ha procedido a dimensionar el tamaño de un conducto rectangular, sobre la base de que con su contribución a la perdida de carga total en la chimenea no se supere la caída de presión disponible por el tiro de la chimenea. La longitud real de cada tramo del conducto ha sido extraída del plano de implantación (003).

En el cálculo inicial de predimensionado del conducto se han considerado varios diámetros hidráulicos (tabla 8). La expresión del diámetro hidráulico de un conducto rectangular en función de las dos dimensiones es la siguiente:

$$Dh = \frac{2 \cdot a \cdot b}{(a+b)}$$

Ecuación 7.

Ha sido considerado en todos los casos que a=1.2·b, con lo que sustituyendo en la expresión se obtiene:

$$Dh = \frac{2 \cdot 1.2 \cdot b \cdot b}{(1.2b+b)} = \frac{2.4 \cdot b \cdot b}{(1.2+1) \cdot b} = \frac{2.4 \cdot b}{2.2} = 1.09b$$

Ecuación 8.

Las caídas de presión obtenidas para los diferentes tamaños de conducto considerados así como las velocidades correspondientes en cada tramo aparecen en la tabla 5.

Como ha sido indicado anteriormente para determinar las pérdidas por curvaturas y cambios de sección se ha utilizado la expresión:

$$Pb = \frac{k \cdot \rho_g \cdot V^2}{2}$$

Ecuación 9.

Donde :

$k =$ factor de forma, por curvatura ó cambio de sección.

1.5.6.2.1. CONCLUSIONES

Como puede observarse a partir de un diámetro hidráulico del conducto de 1250mm, con cualquiera de los dos diámetros de chimenea considerados se cumple que el tiro es superior a la caída de presión total:

$$Tiro \geq \sum_i \Delta P_i) = (\Delta P_T)$$

Ecuación 10

-Los dos diámetros de chimenea son adecuados (1.25m y 1.5m), con el que la velocidad de salida de los humos resulta superior al mínimo requerido de 12m/s.

-Con estos diámetros y los 80m de altura se genera un tiro de 49mmca, que se reduce por expansión de los gases a la atmósfera y pérdida de carga en la propia chimenea a 32. mmca para la de diámetro 1.25m y 41.5mmca para el de 1.5m.

- Este tiro en la base de la chimenea resulta suficiente para soportar las pérdidas de carga que se originan en conductos de diámetro hidráulico superiores a 50" (1250mm).

Diámetro hidráulico (in)	**50**	**52**	**54**	**56**	**58**	**60**
dP conducto (mmca) Chimenea 1.25m	41,0	34,0	29,1	25,7	22,3	21,6
dP conducto (mmca) Chimenea 1.5m	31,8	24,8	19,9	16,5	13,1	12,4

Tabla 8.

De acuerdo con los resultados obtenidos en el dimensionamiento del conducto y la chimenea se observa lo siguiente:

- De elegir una chimenea de 1250mm de diámetro, el diámetro hidráulico del conducto debe ser 1250mm o superior.
- De elegir una chimenea de 1500mm de diámetro, el diámetro hidráulico del conducto debe ser 1200mm o superior.

Al final por precio, se elige una chimenea de 1250mm de diámetro interior, y se elige, por decisión conjunta con la propiedad y el fabricante de elegir un diámetro hidráulico equivalente de 58 pulgadas para el conducto.

1.5.7. Dimensionamiento de las tres tuberías

Una tubería está definida dimensionalmente a partir de dos cualesquiera de estas tres magnitudes:

- Diámetro exterior: D
- Espesor: a
- Diámetro interior: d.

En la práctica, es el diámetro interior el que normalmente se calcula, a partir de unos datos conocidos que pueden ser:

- Caudal de fluido: Q (m3/s).
- Pérdida de carga por unidad de longitud de tubería: J (m.c.a./m).
- Velocidad media del fluido en el interior del tubo: v (m/s).

Generalmente se parte de la necesidad de transportar cierto caudal Q entre dos puntos, siguiendo un recorrido conocido.

En estas condiciones, puede fijarse la velocidad v de acuerdo con valores sancionados por la práctica, y a continuación, calcular el diámetro necesario:

$$d = \sqrt{4Q/\pi \cdot v}$$

Ecuación 11

Aplicando la ecuación 2, tan solo podemos conseguir un valor del diámetro interior aproximado, que variara dependiendo de la velocidad de fluido que se escoja, también con esta formula no se tendrán en cuenta las perdidas de carga, por ello es mucho más interesante concretar el valor del diámetro d mediante un criterio económico, que seleccione entre todas las soluciones posibles la que proporcione el coste total mínimo.

1.5.7.1. Proceso de optimización del cálculo del diámetro de las tuberías.

En general, el coste total anual de las tuberías de cualquier instalación se compone de dos sumandos: la cantidad anual a amortizar, según el precio de los tubos, y el gasto de energía a causa de las pérdidas.

Para un determinado caudal, el diámetro de una tubería puede escogerse a partir de una dimensión mínima para la cual la pérdida de carga sería ya excesiva.

Dentro de estas posibilidades, es evidente que si se aumenta el diámetro, aumenta el precio de la tubería, pero disminuyen las pérdidas de carga y, por lo tanto, también disminuye la energía necesaria para hacer circular el fluido. Cabe así buscar el diámetro óptimo que haga mínima la suma del coste del tubo (su repercusión en la amortización anual) y del gasto producido por las pérdidas de carga.

En la mayoría de los casos, en las tuberías de vapor, los gases circulan por las tuberías en régimen turbulento, por lo que la pérdida de carga viene determinada por la fórmula general:

$$\Delta p_L = \frac{8 f \cdot M^2 \cdot L}{\rho \cdot \pi^2 \cdot d^5}$$

Ecuación 12

Δp_L = perdida de carga (Pa)
f = coeficiente de frotamiento (adimensional)
M = masa del vapor circulante (kg/s)
L = longitud de la tubería (m)
ρ = densidad del fluido (kg/m3)
d = diámetro interior de la tubería (m)

En la práctica, en tuberías de gases y vapores, el número de Reynolds suele oscilar entre 10^7 y 10^8. A una tubería de acero limpia le corresponde, en estas condiciones, un coeficiente de corrección c = 0,6 sobre un valor f=0,024 tomado como base; esto es:

$$f = 0,6 \times 0,024 = 0,015$$

Ecuación 13

En consecuencia, admitiendo este valor del coeficiente de frotamiento, la ecuación anterior queda así:

$$\Delta p_L = 0,0122 \cdot \frac{M^2 \cdot L}{\rho \cdot d^5}$$

Ecuación 14

Esta ecuación da valores suficientemente aproximados para pérdidas de carga inferiores al 10 o 15% de la presión inicial.

Esta caída de presión se efectúa según una curva politrópica de exponente variable, dependiendo de las condiciones de presión y temperatura de los humos (Vapor de azufre).

Se obtiene suficiente aproximación para las presiones y temperaturas de trabajo que se presentan en la práctica, suponiendo una caída de presión adiabática, es decir de la forma: p.Vn = K, con n = 1,44.

La pérdida de presión da lugar a un salto entálpico Δ H. Si las condiciones iniciales (presión, volumen y temperatura) se designan respectivamente por: p1, V1, t1, y las finales por: p, V, t, dicho salto entálpico vale:

$$\Delta H = H_1 - H = \frac{n}{n-1}\left(p_1 \cdot V_1 - p \cdot V\right) = \frac{n \cdot p_1 \cdot V_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{1-\frac{1}{n}}\right]$$

Ecuación 15

La ecuación anterior determina la perdida de entalpía por unidad de masa de vapor en J/kg. La perdida de entalpía en J/hora sería:

$$\Delta H = \frac{n \cdot p_1 \cdot V_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{1-\frac{1}{n}}\right] \cdot M \cdot 3600$$

Ecuación 16

Por otra parte:

$$\frac{p}{p_1} = \frac{p_1 - \Delta p_L}{p_1} = 1 - \frac{\Delta p_L}{p_1}$$

Ecuación 17

Sustituyendo valores obtenemos:

$$\Delta H = 11782\, p_1 \cdot V_1 \cdot M\left[1 - \left(1 - 0{,}0122 \cdot \frac{L \cdot M^2}{\rho \cdot d^5 \cdot p_1}\right)^{0.306}\right] \quad \text{(J/hora)}$$

Ecuación 18

Esta última ecuación permite calcular el gasto anual, por unidad de longitud, establecido:

$$G = \Delta H \cdot t \cdot \frac{u}{\eta} \cdot \frac{1}{L} = 11782\, p_1 \cdot V_1 \cdot M \cdot t \cdot \frac{u}{\eta}\left[1 - \left(1 - 0{,}0122 \frac{L \cdot M^2}{\rho \cdot d^5 \cdot p_1}\right)^{0{,}306}\right]\frac{1}{L} \quad \text{(U.M./año)}$$

Ecuación 19

El coste de la tubería puede ponerse según la formula:

$$C = 250 + K\left(d - 0{,}13\right)$$

Ecuación 20

En donde K depende de la presión de los humos, precisamente:

$$\frac{\delta C}{\delta d} = K$$

Ecuación 21

En este caso tenemos que:

$$\frac{\delta C}{\delta d} = 4{,}67 \cdot 10^3 \cdot d^{0{,}44}$$

Ecuación 22

Se aprecia que en este caso la derivada solo depende del diámetro y no de la presión.

La derivada de los gastos vale:

$$\frac{\delta G}{\delta d} = -219{,}92\, p_1 \cdot V_1 \cdot M \cdot t \cdot \frac{u}{\eta} \cdot \frac{L \cdot M^2}{\rho \cdot p_1 d^6} \cdot \frac{1}{\left(1 - 0{,}0122 \frac{L \cdot M^2}{\rho \cdot d^5 \cdot p_1}\right)^{0{,}694}} \cdot \frac{1}{L}$$

Ecuación 23

Si ahora se fijan las siguientes magnitudes:

Utilización: t = 8.000 horas/año

Precio del combustible: u = 0,23 U.M./termia = $5{,}5 \cdot 10^{-8}$ U.M./J

Rendimiento de los incineradores: η = 90%

La siguiente expresión queda así:

$$\frac{\delta G}{\delta d} = -0{,}108\, p_1 \cdot V_1 \cdot \frac{L \cdot M^3}{\rho \cdot p_1 \cdot d^6} \cdot \frac{1}{\left(1 - 0{,}0122 \frac{L \cdot M^2}{\rho \cdot d^5 \cdot p_1}\right)^{0{,}694}} \cdot \frac{1}{L}$$

Ecuación 24

Si en esta ecuación se agrupan variables de la forma siguiente:

$$X = \frac{L \cdot M^2}{p_1 \cdot \rho}$$

Ecuación 25

$$Y = \frac{p_1 \cdot V_1 \cdot M}{L}$$

Ecuación 26

Si se limita la perdida de carga a un 5% de la presión inicial, se obtiene la ecuación final:

$$\frac{\delta G}{\delta d} = -0{,}108 X \cdot Y \cdot \frac{1}{d^6 \left(1 - 0{,}0122 \cdot \frac{X}{d^5}\right)^{0{,}694}}$$

Ecuación 27

El cálculo de esta expresión puede efectuarse numéricamente o gráficamente. En ambos casos, es preciso conocer previamente X e Y, para lo cual pueden utilizarse los siguientes ábacos (1 y 2), en los que se operará como sigue:

- Calculo de X (se utiliza el ábaco 1).

En el gráfico (1) se determina el valor $p_1 \cdot \rho = p_1 / V_1$, conocidos p_1 (kp/cm2) y V_1(m3/kg). Con las coordenadas de p1 y V1 se obtiene el punto F, desde el cual, trazando la paralela a las líneas que se dirigen a la escala (X) (izquierda), se encuentra $p_1 \cdot \rho$.

En el gráfico (2), con L en m (abscisas) y M en t/h (ordenadas de la escala izquierda), se define el punto G, desde el cual se traza una paralela a las líneas inclinadas, hasta cortar las abscisas en el punto H.

En el gráfico (3), partiendo de la ordenada de valor $p_1 \cdot \rho$, calculado en el gráfico (1), y de la abscisa definida por el punto H, se puede obtener el punto I. La paralela trazada desde este punto a las líneas inclinadas del gráfico corta a las abscisas en un punto, que es el valor de X.

- Calculo de Y (se utiliza el ábaco 1).

En el gráfico (1) se determina $p_1 \cdot \rho = p_1 / V_1$, al ser conocidos pl (kp/cm2) y V1 (m3/kg). Con las coordenadas de p1 y V1 se obtiene el punto F, desde el cual, mediante una paralela a las líneas que se dirigen a la escala (Y) (derecha), se determina $p_1 . V_1$.

En el gráfico (2), con $p_1 . V_1$, calculado en el gráfico (1) en abscisas y M en t/h (ordenadas de la escala derecha), se define el punto G', desde el cual se traza una paralela a las líneas inclinadas hasta cortar las abscisas en el punto H'.

En el gráfico (3), partiendo de la ordenada de valor L (m) y de la abscisa definida por el punto H', se determina el punto I'. La paralela trazada desde este punto a las líneas inclinadas del gráfico corta a las abscisas en un punto, que es el valor de Y.

- Cálculo del diámetro óptimo (se utiliza el ábaco 2).

Conocidos X e Y, se puede realizar otro ábaco que determine, para diferentes diámetros de tubería, el valor que tiene la expresión $\delta G/\delta d$.

Las variables tienen las siguientes gamas de valores:

- d entre 0,05 y 1 m
- X entre 10^{-3} y 10^{7}
- Y entre 10^{-3} y 10^{5}

El punto J es definido por d, X e Y. El punto de corte de la paralela desde K a las líneas inclinadas con la ordenada de la escala $\delta G/\delta d$, determina el valor de ésta.

En el ábaco 2 (parte izquierda) hay una escala en ordenadas para valores de $\delta C/\delta d$, que depende de la presión del vapor.

Conocidos $\delta C/\delta d$ y el coeficiente financiero industrial F (en abscisas), se encuentra en el ábaco el valor de $(1/F)\cdot(\delta C/\delta d)$ (punto Q).

El cálculo gráfico del diámetro óptimo se efectúa como sigue:

a) Se determina $\delta C/\delta d = K$, función de la presión del vapor. Este valor se introduce en la correspondiente línea de ordenadas (la más a la izquierda).

b) Se deduce el valor del coeficiente financiero industrial F, aplicando la ecuación:

$$F = \frac{n + i \cdot \frac{n(n+1)}{2}}{1 + n \cdot i}$$

Ecuación 28

c) Se encuentra en el ábaco el valor de $(1/F)\cdot(\delta C/\delta d)$, entrando en abscisas con el valor F calculado, y trazando desde la ordenada $\delta C/\delta d$ una paralela a las líneas del ábaco (punto Q).

d) La ordenada encontrada en el apartado anterior coincide con el valor de $\delta G/\delta d$.

Nota: Se prescinde del cambio de signo, que se ha tenido en cuenta al confeccionar el ábaco.

e) Con la ordenada $\delta G/\delta d$ (trazando por este punto una paralela a las líneas correspondientes del ábaco y la abscisa determinada por el valor de Y, se encuentra el punto J.

f) Se traza una horizontal desde el punto J hasta cortar la curva que coincide con el valor de X, previamente calculado.

g) La abscisa de este último punto de corte, determina el diámetro más económico.

1.5.7.2. Cálculo del diámetro optimo

Partimos de los datos iniciales, que son:

p = 3.5 kg/cm2

T = 343 ºC

M = 13,8 T/h

N = 20 años

i = 15%

L = 10 m (es un valor aproximado)

- Calculo de X (se utiliza el ábaco 2)

Para calcular $p_1 \cdot \rho = p_1 / V_1$, debe encontrarse el valor de V_1 a la presión y temperatura indicadas, utilizando el ábaco 1. De donde sabiendo la presión p_1 y el peso molecular m, se obtiene que V_1 es igual a 0,02 m3/kg . V_1 y p_1 definen el punto F (gráfico 1) y este el valor de $p_1 \cdot \rho = 1$.

En el gráfico 2, entrando con M = 13,8 T/h y L = 10 m, se define le punto G, y este el H en abscisas.

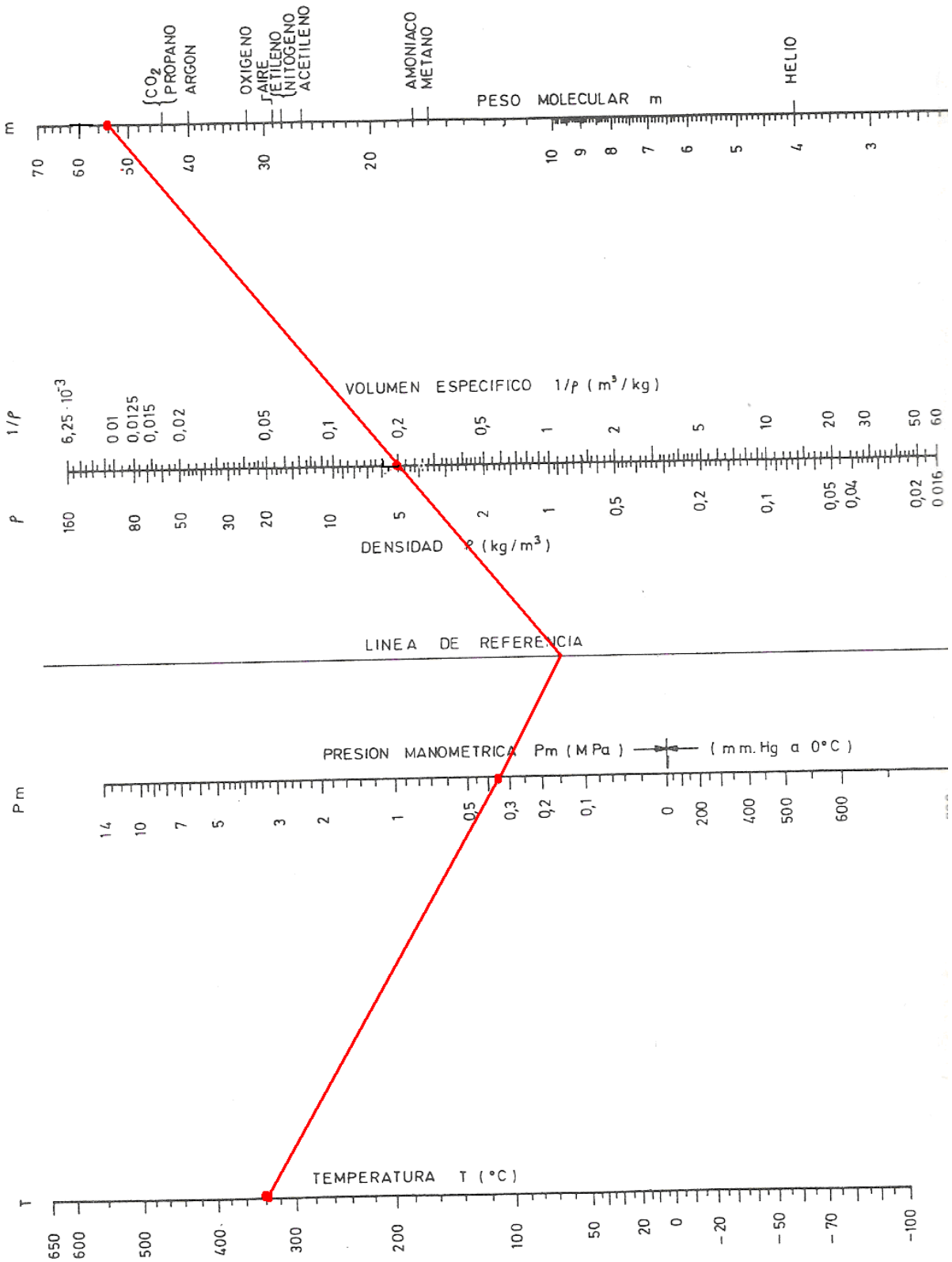
En el gráfico 3, el punto H en abscisas y el valor de $p_1 \cdot \rho$ en ordenadas, determinan el punto Y, y este el valor de X= 3500.

- Cálculo de Y (se utiliza el ábaco 2)

En el gráfico 1, el punto F determina: $p_1 . V_1 = 10$.

En el gráfico 2, entrando con M = 13,8 T/h y $p_1 . V_1 = 10$, se encuentra el punto G' y de este se deduce el H' en abscisas.

En el gráfico 3, el punto H' en abscisas y el valor L en ordenadas, definen el punto I' y este el valor de Y=10.


m
PESO MOLECULAR m
CO_2
PROPANO
ARGON
OXIGENO
AIRE
ETILENO
NITOGENO
ACETILENO
AMONIACO
METANO
HELIO
1/ρ
VOLUMEN ESPECIFICO 1/ρ (m³/kg)
ρ
DENSIDAD ρ (kg/m³)
LINEA DE REFERENCIA
Pm
PRESION MANOMETRICA Pm (MPa)
(mm.Hg a 0°C)
T
TEMPERATURA T (°C)

Ábaco 1

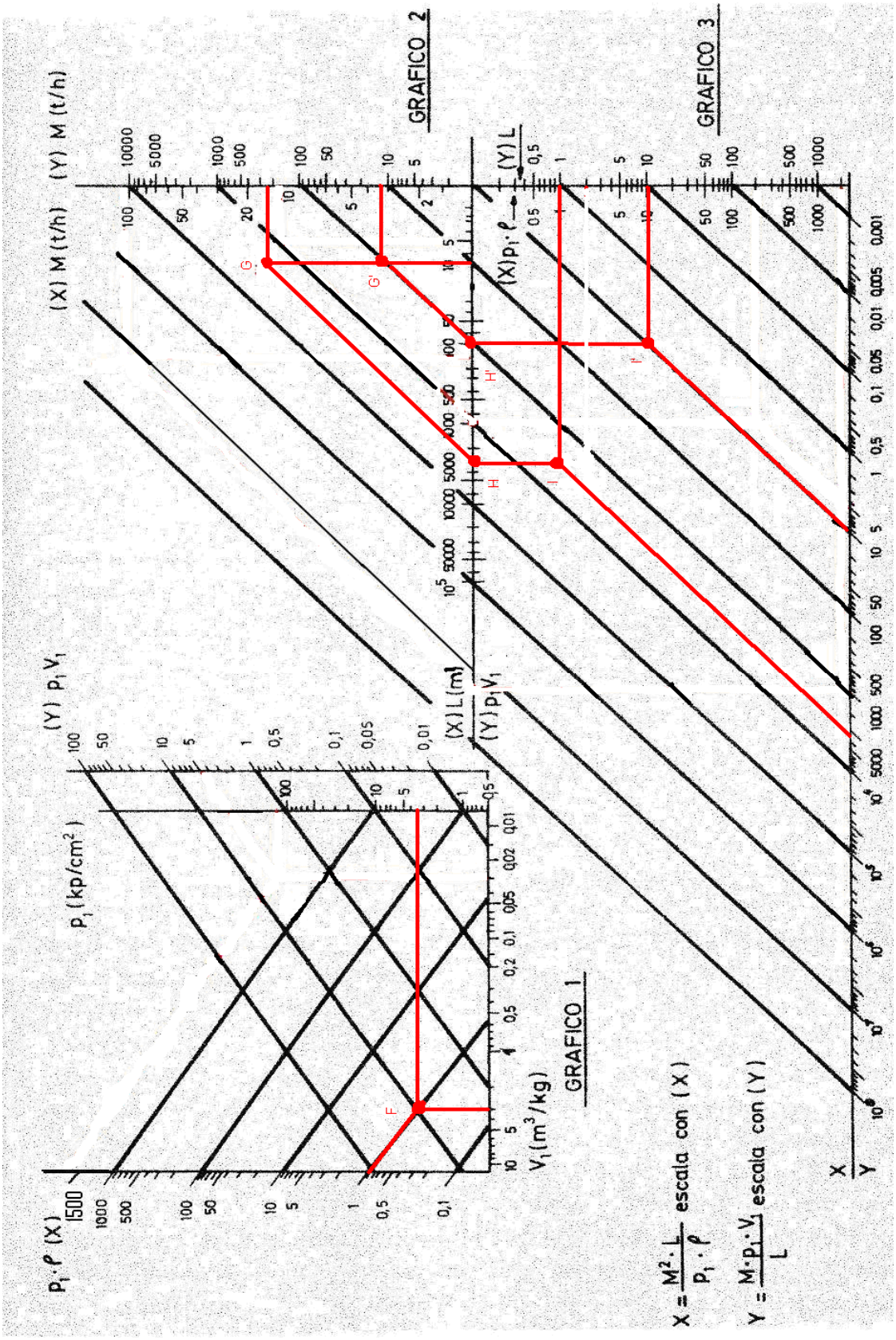


GRAFICO 1
GRAFICO 2
GRAFICO 3
(X) M (t/h)
(Y) M (t/h)
(X) L (m)
(Y) L
(X) p1 · ρ
(Y) p1 V1
p1 (kp/cm²)
V1 (m³/kg)
p1 · ρ (X)
(Y) p1 V1
X = M² · L / p1 · ρ escala con (X)
Y = M · p1 · V1 / L escala con (Y)
X
Y
F
G
G'
H
H'
I
I'

Ábaco 2

- Cálculo de F

Según la formula:

$$F = \frac{n + i \cdot \frac{n(n+1)}{2}}{1 + n \cdot i}$$

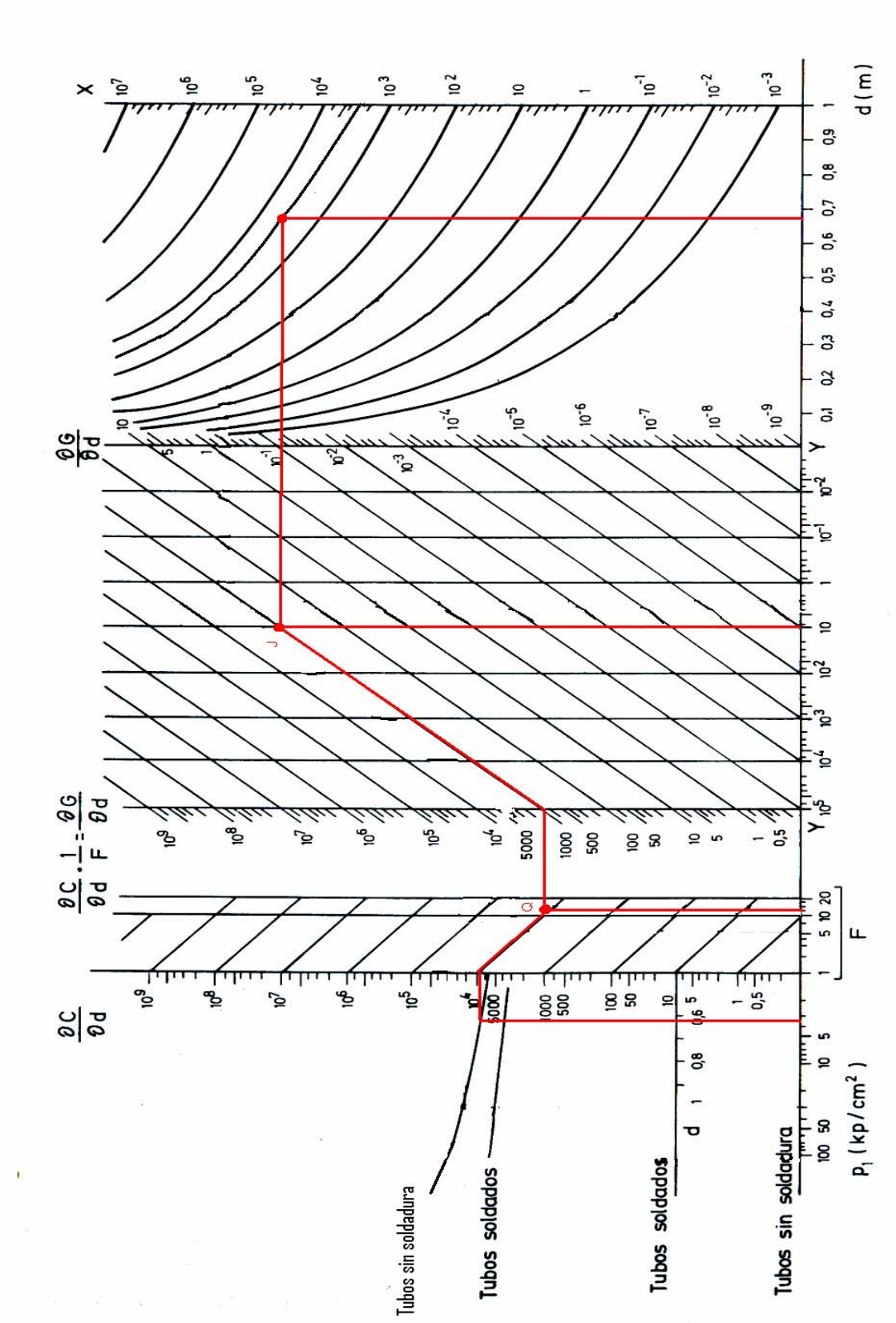
Ecuación 29

Se deduce F = 12,9

- Cálculo del diámetro óptimo (se utiliza el ábaco 3)

Para p = 3.5 kg/cm2 , se determina el valor de K en el ábaco, y con el coeficiente financiero industrial F=12,9, definen el punto Q, y este, a su vez, define el valor de $\delta G/\delta d$ = 4000.

Entre $\delta G/\delta d$ = 1000 e Y = 10 determinan J, y entre este y la curva X= 3500, se encuentra en abscisas el valor del diámetro optimo: **d = 0,68 m.**


X
d (m)
Y
F
Tubos sin soldadura
Tubos soldados
Tubos soldados
Tubos sin soldadura
d
P1 (kp / cm2)

Ábaco 3

1.5.7.3. Método de cálculo de la pérdida de carga.

Para el cálculo de la perdida de carga que se produce en una tubería se pueden utilizar varios métodos, algunos de ellos son de aplicación para todo tipo de fluidos, como la formula de Colebrook (solo en flujos turbulentos), que tiene la forma:

$$J = \frac{f \cdot v^2}{2g \cdot d}$$

Ecuación 30

J = Perdida de carga (m.c.a./m)
f = Coeficiente de frotamiento (adimensional)
v = Velocidad lineal media del fluido (m/s)
g = 9,8 m/s2
d = Diámetro interior (m)

1.5.7.4 .Calculo de la velocidad del flujo del vapor de azufre.

Vamos a comprobar la velocidad media que tiene el vapor de azufre en el diámetro que se ha hallado.

$$v = \frac{4Q}{d^2 \cdot \pi}$$

Ecuación 31

Q: Caudal de fluido (m3/s), v: velocidad media del fluido en el interior del tubo (m/s), d: diámetro tubería (m)

Por lo que para un diámetro de 0,68m tenemos una velocidad de 19.70 m/s.

1.5.7.5. Calculo de la perdida de carga.

Debido a que se han encontrado dos resultados bastante diferentes respecto al diámetro de la tubería se van a estudiar los dos resultados. Es lógico avanzar que la pérdida de carga será muy superior en el diámetro más pequeño. Como restricción en la perdida de carga no seria conveniente la elección de un diámetro en que la perdida de carga total no sea superior al 15% de la presión inicial.

d = 0,68 m
Q = 7.15 m^3/s
v= 19.70 m/s
} J = 0,44 m.c.a/m

Se puede observar que las pérdidas de carga en las tuberías son ridículas, que su trazado es recto y no llega a los 10 metros de longitud, y por tanto se deduce que no nos van a afectar a la hora de dimensionar el diámetro.

Ahora ya tenemos el diámetro interior, pero este no será el diámetro interior real de la tubería, ya que se tiene que usar un diámetro comercial estandarizado que se aproxime lo máximo posible a nuestras necesidades, pues sino el coste de la tubería se elevaría considerablemente.

Por ello se utiliza la tabla 9, en donde se pueden ver los diferentes diámetros que se fabrican y con sus correspondientes espesores y pesos.

Ya que el diámetro interior como mínimo ha de ser de 680mm, el diámetro estándar por encima de este valor mas inmediato es el de 28 pulgadas (711,2mm).

Ahora resta saber el espesor que necesitamos para nuestra tubería de API 5L B de 28".

1.5.7.6. Calculo del espesor de las tuberías.

En el cálculo del espesor se propone utilizar la formula más exacta posible, esta ecuación es explicita para tuberías de gas y aire:

$$a = \frac{8}{7}\left(\frac{p \cdot D}{2\sigma_t} + C \right)$$

Ecuación 32

a= espesor de la pared del tubo (mm).
p= 343.000 presión de diseño interna del fluido (Pa).
D= 711,2 diámetro exterior del tubo (mm).
σt = 117.210.905 esfuerzo de trabajo admisible del material (Pa)
C= 8 sobre espesor

El dato del diámetro que se ha encontrado en los puntos anteriores, es el diámetro interior, por lo que luego se escoge un diámetro exterior coherente con el dato del diámetro interior, para ello nos ayudamos de la tabla 9. En este caso se escoge el diámetro nominal de 28" que equivale a un diámetro exterior de 711,2mm.

El esfuerzo de trabajo admisible del material, depende del material, pero también depende de la temperatura a la que trabaje este material, en este caso la temperatura es de 302ºC, el esfuerzo de trabajo admisible se saca de las tablas del código ASME B31.3 Tabla A-1, donde la temperatura esta en grados farenhait y la σt en Ksi. Por lo que:

543ºC_____650ºF

Entonces encontramos un valor de 17 Ksi, que equivale a 117.210.905 Pa.

El valor de C, que es el sobre espesor, se deduce de tener en cuenta que el fluido, aunque en cantidades pequeñas lleva azufre disuelto, y este es altamente corrosivo, que la tubería ha de tener cierto nivel de rigidez estructural, y de la especificación de tuberías de la propiedad. Teniendo todos estos valores en cuenta, tenemos que C=8.

Por lo que después de resolver la ecuación 32 tenemos un valor de espesor (a) de 10,33mm.

Pero como se puede observar en la tabla 9, este espesor no esta estandarizado, asi que se opta por utilizar el inmediatamente superior, el espesor de 12,7mm o Schedule 20 (XS, extrafuerte).

Por lo tanto las tuberías quedan definidas de esta manera, 28" SCH 20 API 5L-B

Ø nominal pulgadas	Ø exterior mm	ESPESORES ANSI B-36-10 Y PESOS										ESPESORES API 5L Y PESOS		
		sch 10	sch 20	sch 30	sch 40	sch 60	sch 80	sch 100	sch 120	sch 140	sch 160	STD Standard	XS extra-fuerte	XXS doble extra-fuerte
1/8	10,29				0.36 1,73		0.46 2,41					0.36 1,73	0.46 2,41	
1/4	13,72				0.63 2,23		0.80 3,02					0.63 2,23	0.80 3,02	
3/8	17,14				0.85 2,31		1,10 3,20					0.85 2,31	1.10 3,20	
1/2	21.34				1.26 2,77		1.62 3,73				1.95 4,75	1.26 2,77	1.62 3,73	2.54 7,47
3/4	26,67				1,68 2,87		2.19 3,91				2,89 5,56	1.68 2,87	2,19 3,91	3.63 7,82
1	33.40				2.50 3,38		3.23 4,55				4.23 6,35	2.50 3,38	3.23 4,55	5.45 9,10
1¼	42.16				3.38 3,56		4,46 4,85				5.60 6,35	3,38 3,56	4.46 4,85	7.75 9,70
1½	48,26				4.05 3,68		5,40 5,08				7.23 7,14	4.05 3,68	5.40 5,08	9.54 10,16
2	60,32				5,43 3,91		7.47 5,54				11.10 8,73	5.43 3,91	7.47 5,54	13,44 11,07
2½	73.02				8.62 5,16		11.40 7,01				14.90 9,52	8.62 5,16	11.40 7,01	20,38 14,02
3	88.90				11.28 5,49		15,24 7,62				21.30 11,13	11,28 5,49	15.24 7,62	27.65 15,24
3½	101.60				13.6 5,74		18.62 8,08					13,56 5,74	18.62 8,08	
4	114,30				16.06 6,02		22.29 8,56		28,24 11,13		33,50 13,49	16.06 6,02	22.29 8,56	40.98 17,12
5	141.30				21,76 6,55		30.93 9,52		40,24 12,70		49.05 15,87	21.76 6,55	30.93 9,52	57,36 19,05
6	168.27				28.23 7,11		42,52 10,97		54.19 14,29		67.49 18,26	28.23 7,11	42.52 10,97	79.10 21,95
8	219,07		33.28 6,35	36.75 7,04	42.48 8,18	53.06 10,32	64,57 12,70	75,78 15,08	90.31 18,26	100,87 20,62	111.87 23,02	42.48 8,18	64.57 12,70	107.78 22,22
10	273.05		41,73 6,35	50.95 7,80	60.23 9,27	81.46 12,70	95.83 15,08	114.58 18,26	132.83 21,43	154,95 25,40	171.95 28,58	60.23 9,27	81,46 12,70	
12	323,85		49.68 6,35	65.13 8,38	79,71 10,32	108,95 14,27	131.79 17,48	159.65 21,43	186,73 25,40	207.84 28,57	238.57 33,32	73.76 9,52	97.36 12,70	
14	355.60	54.62 6,35	67.98 7,92	81.2 9,52	94.31 11,13	126.48 15,08	157,92 19,05	194.62 23,83	224.33 27,78	253.29 31,75	281.46 35,72	81,21 9,52	107.28 12,70	
16	406.40	62.58 6,35	77.92 7,92	93.12 9,52	123.18 12,70	160.02 16,67	203,29 21,43	245,31 26,19	286.30 30,96	332,67 36,53	364.89 40,49	93.12 9,52	123.18 12,70	
18	457,20	70,58 6,35	87.85 7,92	122,12 11,13	155.87 14,27	205,74 19,05	255.36 23,80	309,68 29,36	363.56 34,93	408.67 39.67	459.37 45,24	105,02 9,52	139.07 12,70	
20	508	78.56 6,35	116.96 9,52	154,96 12,70	183,26 15,05	247,82 20,62	311.03 26,18	381.53 32,54	441.53 38,10	508.66 44,45	564.54 50,01	116.97 9,52	154.97 12,70	
24	609,60	94.45 6,35	140.80 9,52	209.43 14,27	254.78 17,44	355.26 24,59	441,94 30,94	547.71 38,89	639.00 46,02	720,94 52,37	807.32 59,51	140.80 9,52	186.75 12,70	
26	660,40	127,50 7,92	202,83 12,70									152,87 9,52	202.83 12,70	
28	711,20	137,42 7,92	218.73 12,70	272.18 15,88								164,80 9,52	218.73 12,70	
30	762	147.36 7,92	234.64 12,70	292.05 15,88								176.73 9,52	234.64 12,70	
32	812,80	157.28 7,92	250.55 12,70	311.95 15,88	342.70 17,48							188.66 9,52	250.55 12,70	
34	863.60	167.94 7,92	266.46 12,70	331.83 15,88	364.01 17,48							200,59 9,52	266.46 12,70	
36	914.40	177.13 7,92	282.36 12,70	351,72 15,88	420.21 19,05							212.52 9,52	282.36 12,70	
38	965,20											224.54 9,52	298.24 12,70	
40	1016											236.53 9,52	314.22 12,70	
42	1066.80											248,52 9,52	330.19 12,70	

Material. longitud. pruebas. ensayo: Lo indicado en la norma correspondiente Espesores en mm Pesos en Kg /m

Tabla 9. Diámetros y espesores según ASTM-API

1.5.8. Válvulas.

Las válvulas son un tipo de accesorio de gran aplicación en las tuberías, debido a ser un tema bastante extenso, merece la pena dedicarle un punto.

La función principal de las válvulas es la de abrir, cerrar o regular el flujo de una tubería, existen varios tipos de válvulas según su forma y la modalidad de su elemento obturador, a continuación se detallan los tipos mas importantes.

Fig. 60. Válvulas bridadas

A parte del tipo de válvula, estas también se definen según el material, que debe de tener unas características similares al de la tubería; según sus extremos, como ya se ha comentado antes las válvulas se pueden unir también de las cuatro formas comentadas; según el tamaño y la presión nominal (funciona igual que en las bridas, en libras).

1.5.8.1. Válvulas de compuerta.

Son las más utilizadas en industria, su accionamiento suele ser manual. Se suelen caracterizar por tener una baja perdida de carga cuando están abiertas, y un cierre bastante hermético.

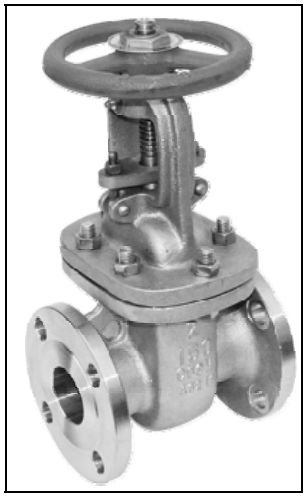


Fig. 61. Válvula de compuerta

Este tipo de válvulas deben utilizarse para el cierre del paso del fluido por la tubería, no se deben utilizar para la regulación del caudal de fluido, por lo que deben funcionar con la compuerta completamente abierta o cerrada, ya que sino se podrían producir unas vibraciones que podrían dañar dicha válvula.

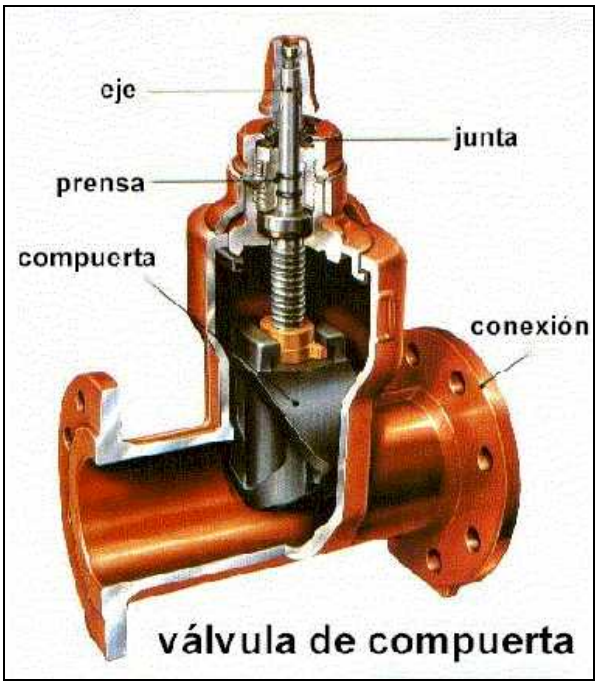


Fig. 62. Sección

Son muy aplicadas en elevadas presiones y diámetros. También es muy importante para su correcto funcionamiento, tener en cuenta que el fluido no debe tener partículas sólidas, ya que estas se podrían depositar en las guías de la compuerta y hacer que no cerrase bien.

1.5.8.2. Válvulas de asiento.

También llamadas "de globo". Su accionamiento es manual, normalmente por volante y husillo, pero las de mayor tamaño y presión también pueden accionarse a través de una cadena de engranajes. Existen varias variantes sobre este tipo de válvulas.

Fig. 63. Con extremos bridados

Con este grupo de válvulas se consigue un cierre hermético. El fluido sufre una desviación en su recorrido y las perdidas de carga son apreciables.

Además de en la función de cierre, estas válvulas son muy aplicadas en la regulación de caudales, trabajando en posición intermedia. Al sufrir perdidas de carga elevadas no es muy recomendable su aplicación cuando deban de estar normalmente abiertas. Se pueden emplear tanto en vapores como en líquidos, a elevadas presiones y temperaturas.

Fig. 64. Con extremos para soldar

1.5.8.3 Válvulas de membrana.

En realidad son una variante de las válvulas de asiento, aunque estas se caracterizan por tener unas perdidas de carga muy reducidas, al ser la pared interior lisa y sin arrugas.

Se suelen aplicar en la regulación de flujos de fluidos viscosos y corrosivos: ácidos, abrasivos, lodos, etc. No se deben utilizar en instalaciones de vacío o de aspiración.

Fig. 65. Válvula de membrana

1.5.8.4. Válvulas de mariposa.

Estas también son llamadas de compuerta giratoria, son de construcción sencilla. Provocan pequeñas perdidas de carga, tanto si se hallan en posición entreabierta, como enteramente abierta. Sin embargo en posición cerrada no siempre se consigue un cierre muy hermético.

Son de maniobra muy rápida; toman toda la gama de aperturas con pequeño giro del eje. Su corto recorrido entre el cierre y la apertura las hace muy adecuadas para accionamientos de regulación automática.

Este tipo de válvulas se aplica principalmente para la regulación de flujos de agua y aire a poca presión, en tuberías de gran diámetro.

Fig. 66. Válvula de mariposa

1.5.8.5 Válvulas de retención.

Estas válvulas permiten el paso del fluido solamente en una dirección, cerrándose automáticamente cuando intenta retroceder, debido a la acción del obturador, también llamado clapeta. Existen dos tipos principalmente: De clapeta ascendente y de clapeta oscilante.

En las válvulas de clapeta ascendente la perdida de carga es sensible y por ello se emplean en combinación con válvulas de asiento, cuando el tener perdidas notables no sea de gran importancia.

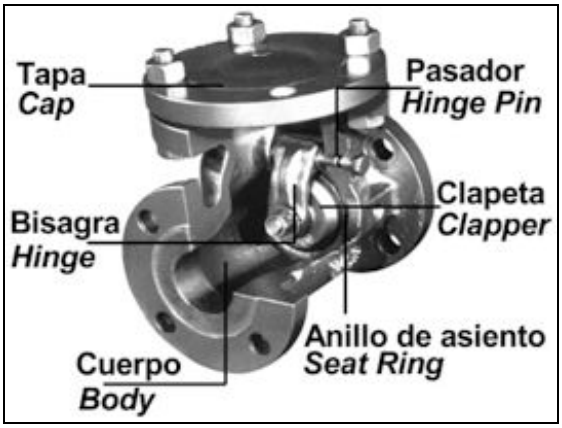


Fig. 67. Válvula de retención

Las válvulas de clapeta oscilante tienen menores perdidas de carga y se asocian con válvulas de compuerta. Toman toda la gama de aperturas con giro reducido del eje.

Ni unas ni otras consiguen un cierre muy hermético, aunque si impiden el paso a la mayor parte del fluido.

Las válvulas de clapeta ascendente se emplean sobre todo para vapor, en especial para altas presiones y grandes velocidades de flujo. También para servicio en instalaciones de agua, petróleo y gas. Se suelen utilizar en tuberías de pequeño diámetro.

Las válvulas de clapeta oscilante son aconsejables para servicios rigurosos en instalaciones de agua, petróleo y sus vapores. Se utilizan en tuberías de diámetro mayor a 2".

1.5.8.6. Válvulas reductoras de presión.

Son válvulas de asiento que estrangulan el paso del fluido, para conseguir a su salida una presión constante.

Este tipo de válvulas generalmente van provistas de un dispositivo de refrigeración por inyección de agua fría, para eliminar el calor que se produce en el estrangulamiento.

Se suelen aplicar para reducir la presión en tuberías de agua o de aire comprimido, pueden trabajar hasta con presiones de 16 kg/cm2.

Fig. 68. Válvula redecora de presión

1.5.8.7. Válvulas de seguridad.

Estas válvulas se colocan en las líneas o equipos para evitar un aumento excesivo de la presión o temperatura del fluido en ellos contenido.

Al abrir la válvula, el fluido descarga directamente en la atmósfera (válvulas de escape libre), o a través de una tubería (válvulas de escape conducido).

Para el trabajo adecuado de una válvula de seguridad, se recomienda que la presión de trabajo no exceda el 90% de la presión de apertura, en el caso de líneas de descarga de bombas y compresores, debido a las pulsaciones de presión, hay que aumentar la diferencia entre ambas presiones, para evitar actuaciones erróneas de la válvula.

Fig. 69. Válvula de seguridad.

1.5.8.8. Válvulas de control de diafragma neumático.

Regulan el caudal del fluido de forma automática, con objeto de mantener constantes algunas características, que en determinados puntos de la red, pueden variar, tales como: presión, temperatura, concentración, nivel, etc. Las más empleadas son las de accionamiento neumático.

Estas válvulas cierran o abren, parcial o totalmente, según las indicaciones de un instrumento medidor de la característica en cuestión.

Fig. 70. Válvula de control de diafragma neumático

1.5.8.9. Válvulas de guillotina o tajadera

Válvulas, que se emplean solo para bloquear o permitir el paso del fluido, ya que no sirven para regular el caudal.

Fig. 70. Válvula tajadera de piston

1.5.8.10. Válvulas a emplear en las tres tuberías

En cada una de las tres tuberías, se va a usar una válvula toma-muestras, del tipo mariposa, la cual periódicamente, servirá para ir controlando los niveles de azufre a la salida del incinerador; y también se va usar una válvula de tipo tajadera, para impedir el paso de los gases, en caso de emergencia, ya sea por fallo del incinerador, del conducto, etc.

1.6. Esfuerzos y soportes de tuberías.

1.6.1. Introducción.

Las cada vez más avanzadas técnicas de Proceso en las Industrias Química y Petroquímica dan lugar a Plantas de gran dimensión y por consiguiente a un incremento cada vez mayor de las presiones y temperaturas a que van a estar sometidas las tuberías. Por ello el diseño y el cálculo de las redes de tuberías es cada día más complejo.

El objetivo de una tubería es llevar un fluido de un punto a otro de una Planta, pero no basta con definir su configuración geométrica, sino que además ha de estar diseñada de forma que sea capaz de soportar una serie de esfuerzos y unas condiciones particulares de carga.

Un sistema de tuberías se considera como una estructura de forma irregular en el espacio, en la que las deformaciones y esfuerzos a que estará sometida pueden ser consecuencia de un montaje defectuoso, de una pretensión realizada durante la instalación, de las condiciones anormales de operación, de condiciones que pueden realizarse con escasa frecuencia y durante un periodo corto de tiempo, tales como limpieza con vapor, y por ultimo de condiciones de emergencia.

Fig. 71. Soportes con abarcones

En sus condiciones de servicio un sistema de tuberías está sometido a cargas debidas al peso propio (tuberías, accesorios, aislamiento); cargas puntuales (válvulas); viento, nieve, fluido que transporta y seísmo. Durante la operación, a estas cargas hay que sumarles las de presión (interna o externa), las debidas a las que se producen al impedir la dilatación de la tubería a causa de variaciones térmicas por medio de las conexiones a los equipos, anclajes intermedios, topes direccionales, guías, etc., y por ultimo las que producen el movimiento de los equipos a los que conexionan, asentamiento de fundaciones, o bien movimiento de estructuras sobre las que apoyan las tuberías, debido a efectos térmicos, vibraciones, etc.,

Los efectos debidos al peso propio excepto el del fluido son permanentes mientras que los efectos producidos por viento, nieve o seísmo son variables, si es que existen. El efecto producido por la presión y los cambios de temperatura, aparecen normalmente de una forma simultanea, pero pueden presentarse independientemente, o bien ser función de una determinada relación.

Las cargas debidas al viento y a seísmo producen sobre las tuberías el mismo efecto que sobre las estructuras convencionales, y la presión produce el mismo efecto que en un recipiente a presión. La diferencia entre el efecto producido por los cambios de temperatura en una tubería y una estructura sometida a los cambios de temperatura ambiente, es que las variaciones de temperatura a que está sometida una tubería son mucho mas amplias que las posibles variaciones de la temperatura ambiente.

1.6.2. Estudio de esfuerzos en tuberías.

La tubería en una planta constituye un sistema complejo, y un análisis matemático exhaustivo de todas las líneas que componen una planta seria casi imposible.

Un sistema de tuberías debe ser proyectado de manera que tenga una flexibilidad suficiente para evitar que las dilataciones o las contracciones térmicas causen: esfuerzos excesivos en los materiales, momentos flectores excesivos en las juntas de las bridas para evitar fugas, y fuerzas o momentos elevados en los equipos a las que van conectadas, así como a las restricciones intermedias que pudiesen tener.

Puede definirse la flexibilidad como la capacidad de un sistema de tuberías para absorber sus propios movimientos y los de los equipos a los que está conectado. Para que un sistema sea flexible ha de tener como mínimo un cambio de dirección entre los puntos finales del mismo.

El trazado de una tubería puede ser de diferentes maneras siempre que cumpla la condición de unir los puntos extremos a que va conectada. Estas diferentes formas de una misma tubería, darán lugar a que una misma línea tenga distinta flexibilidad según su recorrido.

Se van a exponer algunos casos prácticos donde se puede ver la flexibilidad de diferentes trazados:

- Caso a) Trazado típico de liras en "U".

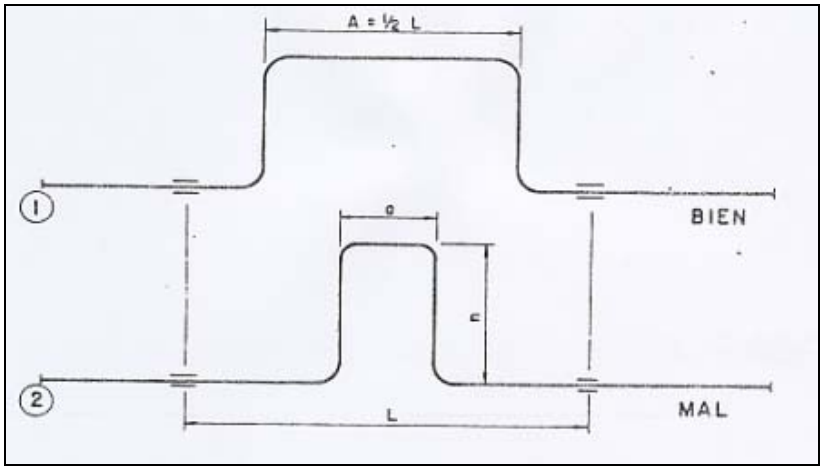


Fig. 72

Ambas liras tienen la misma distancia entre anclajes (L), pero el esfuerzo es mayor en el caso 2 que en el caso 1.

- Caso b)

Se procura que las liras estén en el punto medio de la distancia entre anclajes.

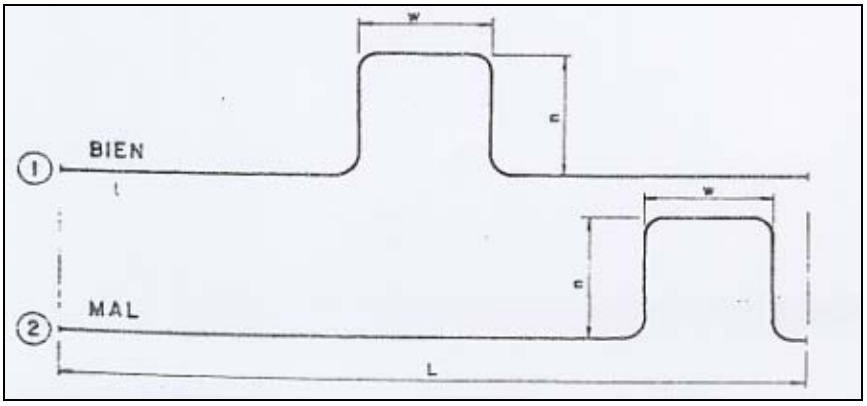


Fig. 73

Los esfuerzos en el caso 2 serán mayores que en el caso 1.

- Caso c)

Supongamos un trazado como el que se indica a continuación.

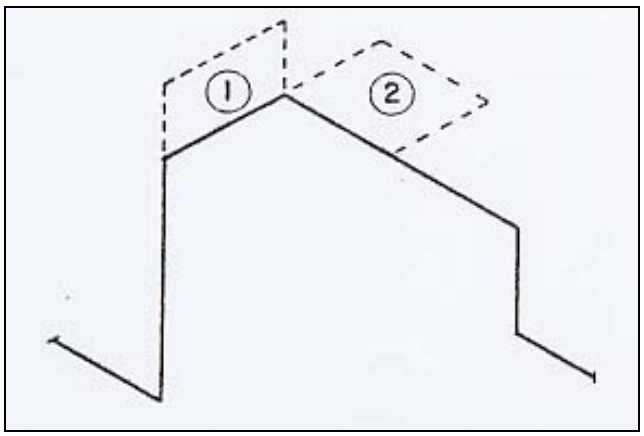


Fig. 74

Si la línea no es suficientemente flexible y queremos ganar flexibilidad, siempre que sea posible haremos la modificación 1 en lugar de la 2, porque siempre obtendremos mas flexibilidad prolongando el lado mayor que el pequeño.

- Caso d)

Por último supongamos un trazado en "L" que no sea suficientemente flexible.

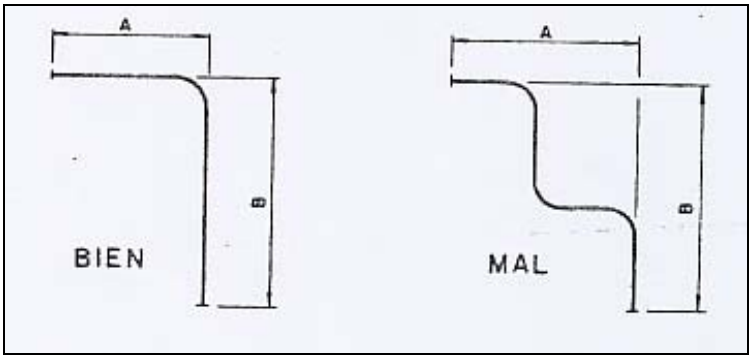


Fig. 75

Está muy generalizada la idea de que añadiendo codos el trazado se hace más flexible, e inmediatamente pensaremos en añadir dos codos, y probablemente llegaríamos a un trazado más rígido, debido a que reducimos la longitud del brazo más corto.

Esto nos sirve para recordar que la solución no está en añadir codos a una tubería para hacerla más flexible, opinión muy extendida entre personas desconocedoras de este tema, sino en analizar el comportamiento del sistema.

Se exige un cálculo completo solamente cuando se tengan dudas sobre la flexibilidad del sistema, ya que los costes son muy elevados.

Por debajo de 100ºC una dilatación térmica raramente causa tensiones excesivas, y por tanto el análisis de muchas líneas puede despreciarse debido a su baja temperatura. Este no es el caso de las líneas objeto de este proyecto.

Por otra parte, en las tuberías de 3" y menores no es habitual encontrar altas tensiones, debido a que la fatiga flectora es directamente proporcional al diámetro de las tuberías.

Como conclusión podemos afirmar que bajas temperaturas y pequeños diámetros no causan tensiones dignas de tener en cuenta, y únicamente hay que controlar las reacciones en los equipos a que van conectadas las tuberías.

Para el análisis de esfuerzos en sistemas complejos, algunas veces estos se pueden reducir a sistemas más simples, a fin de reducir al mínimo la complejidad y el tiempo de cálculo. El análisis de un sistema complejo con simplificaciones constituye uno de los más grandes problemas, y su interpretación exige experiencia para concebir correctamente la flexibilidad del sistema.

Veamos un ejemplo directamente relacionado con el proyecto que nos ocupa, un colector de vapor de considerable longitud, del que naturalmente parten una serie de ramales para distintos servicios.

El colector anclado en un punto, impondrá su dilatación a todos sus ramales, independientemente de los diámetros de estos, ya que una tubería recta no tiene flexibilidad para absorber estas dilataciones. Por supuesto, los ramales serán deformados proporcionalmente a su distancia al anclaje del colector y este anclaje debe resistir la suma de fuerzas desarrolladas en todos los injertos.

Los ramales deberán absorber su propia dilatación y la de la tubería principal, por lo que es conveniente que el colector no sufra ninguna deformación lateral, para lo cual hay que guiarlo. En caso de que el colector sea excesivamente largo y los ramales muy rígidos, es necesario anclar el colector en dos puntos y poner liras intermedias, a fin de absorber los movimientos del colector. En este caso los ramales mas afectados por la dilatación del colector serán los más próximos a las liras.

Fig. 76. Lira horizontal

Para tuberías de poco diámetro es más práctico prolongar la tubería para conseguir la flexibilidad suficiente, antes que gastar el tiempo y el dinero en hacer un cálculo riguroso.

Como norma general han de someterse a un análisis profundo las tuberías de 10" y mayores en acero al carbono, este seria el caso de nuestras tuberías y el conducto, debido al elevado coste del material con el que se construyen.

Para el estudio de tensiones en una línea o un sistema formado por varias líneas, se requieren una serie de datos que a continuación se enumeran:

a) Esquema del trazado de la tubería referido a un sistema de tres ejes coordenados, con momentos y rotaciones positivas en el sentido contrario al movimiento de las agujas del reloj. Este esquema debe ser lo mas aproximado posible a las dimensiones reales de la tubería. Bien sabido es que las tuberías se calculan con anterioridad a que estén verificadas, por lo que una vez recibida la isométrica definitiva debe compararse con las dimensiones de la calculada.

b) Las presiones y temperaturas que se indican en la lista suelen ser las normales de operación y diseño, por lo que hay que tener en cuenta cualquier condición no habitual que pueda ser más crítica que la de servicio o diseño. En el caso de líneas a baja temperatura, no hay que olvidar el efecto de la temperatura del medio ambiente, pues una línea con una temperatura de servicio de 20ºC, por ejemplo, puede alcanzar antes del funcionamiento de la planta o cuando esté fuera de servicio, temperaturas de 60ºC al sol en verano o bien -15ºC en pleno invierno.

c) El espesor de tuberías, dato que puede encontrarse en la especificación o bien habrá de ser calculado. En función del diámetro y espesor de la tubería conoceremos el momento de inercia y el modulo de flexión, que generalmente para diámetros y espesores normales suelen estar tabulados. En caso contrario hay que proceder a su cálculo.

d) La dilatación térmica y el modulo de elasticidad del material, valores que, igual que los anteriores están tabulados.

e) Tensión combinada admisible. Este valor se obtiene según el código ASME B31.3.

f) Datos de los fabricantes de equipos para conocer los valores de las fuerzas y momentos admisibles sobre las tubuladuras. Generalmente las tubuladuras de torres, columnas, reactores, cambiadores, son lo suficientemente rígidas como para soportar unos esfuerzos razonables. Sin embargo las bombas, turbinas, compresores, hornos, y en general equipos rotativos son sensibles a estos esfuerzos, y los valores que suelen soportar están por debajo de los anteriores, y el sobre pasarlos da lugar generalmente a descentramiento de los ejes, que acorta la vida de la máquina por desgate prematuro de cojinetes y vibraciones. Los fabricantes de equipos suelen dar valores muy pequeños para las fuerzas y momentos admisibles, en relación con el diámetro de la conexión, y a veces es prácticamente imposible, el diseñar la tubería de forma que los esfuerzos que transmita a la tubuladura sean menores que los admisibles. En general, para el análisis de esfuerzos y soportes de tuberías que conectan a equipos sensibles se deberán prever restricciones que protejan al equipo de movimientos excesivos.

g) Movimiento de los equipos a que conectan las tuberías, ya que los equipos también imponen sus propias deformaciones a las tuberías que los conectan.

h) El código ASME B31.3 habla claramente de la pretensión admitida pero no obstante es necesario fijar normas en cada proyecto, debido a que muchas empresas no son partidarias de emplear este método de reducir tensiones. La pretensión que se ha utilizado en una tubería por medio de un sistema de utillaje adecuado, da buena garantía de obtener el efecto deseado, sobre todo en aquellos casos en los que no se esperan esfuerzos de torsión, o sea cuando la tubería está en un plano. Normalmente la pretensión se utiliza para tubos de gran diámetro y no debe sobrepasarse del 50% de la dilatación total esperada. Yo personalmente no soy muy partidario de utilizar este sistema, ya que es muy delicado, y requiere una rigurosa supervisión del pretensado, porque si este se hiciera mal, se podrían originar unas tensiones muy peligrosas.

i) Es necesario segregar las líneas que pueden estar sometidas a vibraciones para hacer un calculo mas completo, y tratar de evitar las vibraciones que pueden ser perjudiciales para los equipos a que conectan las tuberías y para las estructuras donde están soportadas. La vibración causa debilitamiento rápido, y el código aconseja que la tensión admisible sea reducida, aunque puede seguirse este procedimiento o bien tratar de eliminar la vibración. Esta eliminación de vibraciones debe de efectuarse en obra, y una vez que la tubería este en funcionamiento, por medio de soportes adicionales. En aquellos puntos que se puedan prever serias vibraciones se deberá prever un sistema de amortiguadores por medio de muelles.

1.6.3. Juntas de dilatación

Se ha hablado de dar flexibilidad al trazado de una tubería con el fin de reducir al mínimo las tensiones que puedan aparecer debido a la temperatura, pero hay casos, en que modificar el trazado de una tubería, para hacerlo mas flexible es imposible, en estos casos existe una solución, que es la de colocar juntas de dilatación, que con su elasticidad absorben las diferencias de longitudes producidas con los cambios de temperatura.

La junta de dilatación esta compuesta por múltiples ondas de acero, material del que se aprovecha su elasticidad, sin que por ello suponga una reducción de su resistencia.

No se originan perdidas de carga en estos elementos, puesto que no disminuyen la sección de paso de la tubería, ni obligan a cambios en la dirección de la corriente del fluido.

Fig. 77. Junta de dilatación

Otras ventajas son su facilidad de montaje y seguridad de funcionamiento; no requieren vigilancia ni mantenimiento. Su vida depende de la temperatura y de la presión, que se refleja en un determinado número de ciclos.

Fig. 78. Junta de dilatación bridada

Pueden ser bridadas o soldadas, tal y como se muestra en la siguiente figura.

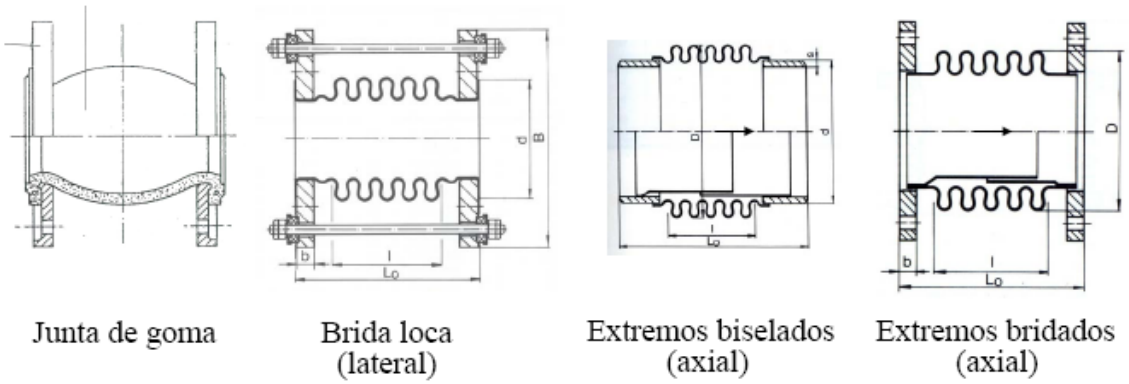


Fig. 79

Hay diferentes tipos de juntas, que absorven diferentes dilataciones, ya sean axiales, laterales o angulares, como se puede observar en la figura a continuación.

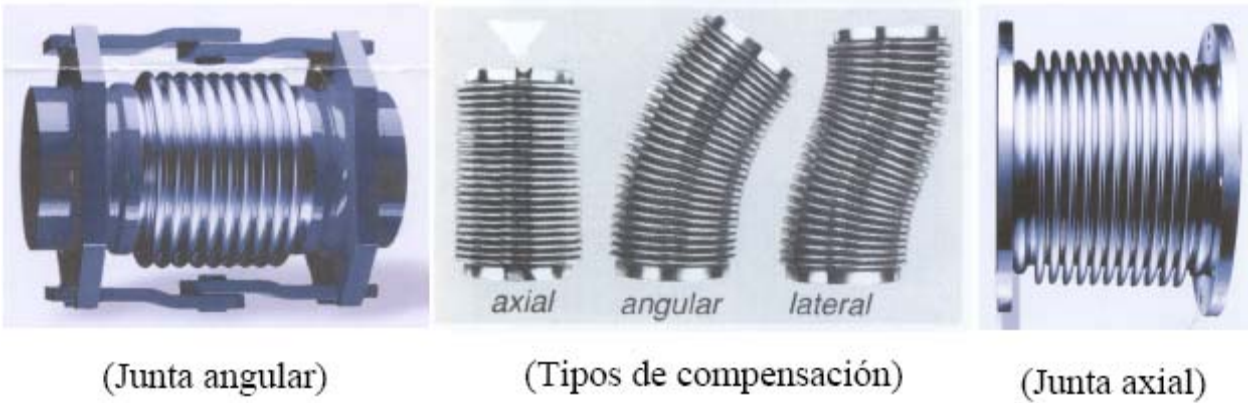


Fig. 80

Pero este elemento tiene también el inconveniente de que su utilización se ve condicionada por la temperatura y la presión, ya que a grandes presiones y elevadas temperaturas no se pueden usar.

En este proyecto, se han aplicado mucho las juntas de dilatación axiales, porque las tuberías y el conducto tienen temperaturas elevadas junto con un gran diámetro, lo cual hace que sufran grandes dilataciones y esfuerzos, y no hay espacio para poder aplicar liras.

Las juntas de dilatación aplicadas, son las que se encuentran en los planos JD01 y JD02.

1.6.4. Soportes de tuberías.

Se acaban de dar una serie de normas para el estudio de los esfuerzos térmicos, a fin de mantener estos dentro de límites admisibles y evitar que las cargas en los equipos sobrepasen las recomendadas por los fabricantes. A continuación se enumeran los tipos de restricciones y se harán una serie de recomendaciones para limitar los esfuerzos debidos al peso propio, las deflexiones y las reacciones que el peso de la tubería y sus componentes producirán en las tubuladuras de los equipos a que van conectadas.

Las luces entre soportes de tuberías vienen limitadas por el momento flector máximo producido en la tubería o bien por la flecha que el peso de la tubería y sus componentes produce. Generalmente esta segunda condición es la que limita la distancia entre soportes de tuberías, debido a que no se admiten grandes flechas para evitar la formación de bolsas que podrían dar lugar a condensado, solidificación de productos, etc. Generalmente las flechas máximas no deben ser superiores a 16mm.

Existen tablas que, en función de las flechas máximas admisibles, fijan la distancia máxima entre soportes en función del fluido que transportan y de la temperatura de servicio.

No hay que olvidar, que aunque la tubería transporte gas o vapor, es decir, casi esta vacía durante la operación normal de la planta, hay que considerar que será probada hidrostáticamente, tal y como prevé el Reglamento Español, la información se encuentra en el pliego de condiciones.

Para el caso de líneas de gran diámetro que vayan a ser probadas hidrostáticamente, se deberán de prever soportes temporales.

Pasemos a continuación a definir una restricción como un mecanismo que limita o resiste los desplazamientos térmicos de una tubería. Puede aducirse que cualquier tipo de soporte que se utilice limita el movimiento de la tubería en un sentido por lo menos, y por tanto es una restricción.

Una restricción puede utilizarse por diferentes motivos tales como proteger equipos sensibles, mantener alineado el eje de la tubería, controlar movimiento, asegurar el correcto funcionamiento de las liras de expansión, evitar vibraciones metálicas, evitar el desalineamiento de juntas de expansión y acoplamientos flexibles, proteger de esfuerzos excesivos porciones de tubería de pequeño diámetro, etc.

A continuación se exponen una serie de casos prácticos.

Una tubería de gran longitud sometida a compresión axial constituye una débil columna sometida a pandeo. La tubería debido al aumento de temperatura, tiende a moverse axialmente y la resistencia debida a la fricción hace que la tubería pandee más fácilmente. Para prevenir el pandeo de la tubería es necesario idear un mecanismo, una guía en este caso, que mantenga el eje alineado. No hay que olvidar que no es posible colocar guía cerca de los cambios de dirección ni en las zonas donde la flexibilidad de la tubería pueda disminuirse, pues ello daría lugar a un aumento de los esfuerzos que en la mayoría de los casos sobrepasarían los admisibles.

Cuando se habla de un anclaje se piensa siempre en un mecanismo rígido, capaz de mantener un punto completamente fijo, impidiendo toda rotación y toda traslación del punto.

Fig.81. Anclajes

Un tope es un mecanismo que impide el movimiento axial de la tubería permitiendo la rotación de la misma, y normalmente suelen emplearse para controlar movimientos de la tubería haciendo al mismo tiempo el papel de soporte.

Hay que considerar sobre los anclajes y topes las fuerzas debidas a la fricción, además de la producidas por los esfuerzos térmicos. Una tubería sometida a desplazamiento a causa de la variación de la temperatura produce sobre un soporte una fuerza horizontal debida a la fricción entre soporte y tubería. Esta fuerza es independiente de la temperatura de la tubería y por supuesto de la magnitud del desplazamiento. La suma de todas las fuerzas ejercidas por la tubería sobre sus soportes reaccionará sobre el anclaje, por lo que en el caso de líneas en una tubería, es conveniente situarlos lo mas simétricamente posible a fin de disminuir al máximo las fuerzas de rozamiento sobre los anclajes, ya que, al ser opuestas, las fuerzas sobre el anclaje se restarán.

El coeficiente de rozamiento puede variar entre 0.1 y 0.75 según la naturaleza de los materiales en contacto y el tipo de apoyo, pero generalmente puede considerarse entre 0,2 y 0,3.

Para reducir al máximo las fuerzas debidas al rozamiento, pueden utilizarse una serie de dispositivos especiales tales como rodillos, engrase o placas de teflón que no hacen sino que reducir el coeficiente de rozamiento hasta valores verdaderamente pequeños, como en el caso del teflón que puede ser de 0.05, reduciendo así las fuerzas sobre los anclajes y equipos. No hay que olvidar que esta serie de dispositivos que disminuyen el coeficiente de rozamiento pueden causar un efecto contrario si no han sido instalados correctamente. así por ejemplo, unas placas de teflón, sometidas a mayor temperatura que la recomendada, pueden reblandecerse y aumentar considerablemente el coeficiente de rozamiento. En el caso de rodillos hay que prever un engrase periódico para mantenerlos en buen uso y así realicen con buen uso el cometido para el que fueron previstos.

Las tuberías que están sujetas a desplazamientos verticales, requieren adicionar amortiguadores de resorte a las varillas de suspensión o de soporte, o bien muelles de carga variable o de carga constante.

Los amortiguadores solo se emplean para movimientos verticales reducidos. De esta forma, la tubería puede desplazarse libremente, evitando posibles sobrecargas bien en la propia tubería, o en sus apoyos o uniones a otros equipos.

Los muelles de carga variable son aplicables a movimientos verticales mayores; ciertos sistemas críticos en centrales, refinerías y líneas de proceso en plantas químicas, con desplazamientos importantes, requieren el uso de muelles de carga constante.

La compresión o extensión de los muelles de carga variable depende de la posición que adopte la tubería. La variación de la reacción en el apoyo depende del coeficiente de rigidez del muelle y del desplazamiento del tubo. Con estos muelles deben considerarse las posibles variaciones de la reacción, al estudiar las tensiones que actúan sobre el sistema de tuberías y al calcular las acciones sobre las uniones de extremo.

Puede así decirse, por ejemplo, que en los puntos de apoyo sujetos a movimiento vertical debe emplearse algún tipo de muelle, adecuadamente proyectado para que no produzca una variación excesiva de la reacción. La variación tolerable es función de la flexión, del control sobre el desplazamiento vertical, de los esfuerzos admisibles en las uniones, etc. también depende del tipo de sistema: si es critico se limita la variación de la reacción en los apoyos en mas menos 6% del valor normal; en sistemas no críticos dicha variación admisible se eleva a mas menos 25%.

Se admite una mayor tolerancia cuando este efecto puede transferirse directamente a un soporte rígido, o cuando se ha proyectado la unión de extremo teniéndolo en cuenta.

Una vez determinados la carga y el movimiento en cada punto de apoyo, puede procederse al proyectado de cada soporte. El movimiento determina el tipo básico; la tubería, su temperatura y la temperatura ambiente determinan respectivamente el sistema de sujeción del tubo y el material a emplear.

En cuanto a la elección de la forma de apoyo: abrazaderas o rodillos colgados, puntales, cunas, ménsulas, etc., se realiza en función de la estructura próxima existente, del espacio disponible y de la posible presencia de obstáculos.

En general, se obtienen ventajas económicas al aplicar elementos y conjuntos comerciales, calculados y probados para una carga máxima, en lugar de proyectar elementos especiales. Por esta misma razón conviene unificar y simplificar en lo posible estos elementos. Los soportes deben ser funcionales, permitir el ajuste de la posición vertical de los tubos y poder instalarse con facilidad utilizando equipo y mano de obra en campo.

1.6.4.1. Elementos y conjuntos de soportes más utilizados.

Uniones soldadas a viga:

Son el elemento de conexión entre estructura metálica y varilla de soporte del tubo. Se sueldan a la cara inferior de vigas, siendo esta unión especialmente adecuada con cargas considerables y varillas de tamaños grandes (Fig.82).

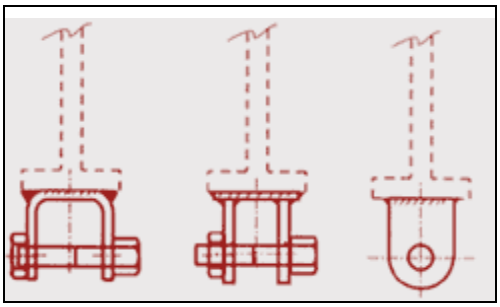


Fig. 82

Angulares:

Se unen a viga o estructura portante (por soldadura u otro sistema), lateralmente o por su cara superior. Se emplean también para conectar estructura a varillaje, aunque con cargas más ligeras que las admitidas por las uniones citadas en el apartado anterior.

Orejetas:

Se sueldan a tope o a solape a las vigas. Sirven para conectar elementos de muelles de carga variable (orejeta normal) o de carga constante (orejeta doble) a viga (Fig. 95).

Placas de apoyo:

Existen distintos tipos con varias funciones, pero la más habitual es la que se utiliza para fijar al suelo de hormigón (mediante pernos de anclaje) o a estructura metálica (por tornillos o soldadura): la placa de apoyo sencilla se utiliza como base de puntales, pilares, etc.

Grapas:

Son el elemento de unión entre dos partes de un soporte, normalmente se utilizan para unir un perfil del soporte con una estructura existente, se suelen utilizar cuando no se permite la soldadura. Existen tipos muy variados (Fig. 83).

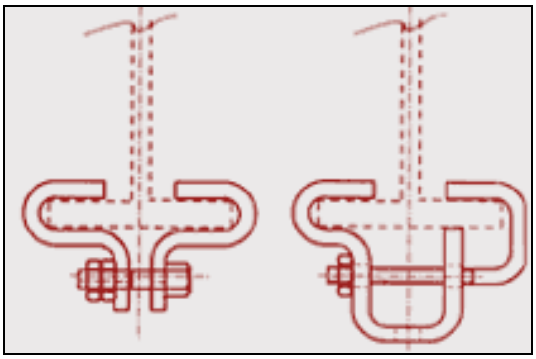


Fig. 83

Placas embebidas:

Van embebidas en el hormigón. Sirven para recibir todo tipo de soportes metálicos, vigas, perfiles, etc., que se sueldan a estas.

Patines de apoyo deslizantes:

Permiten el movimiento horizontal de la tubería, en el interior de las abrazaderas (Fig. 84).

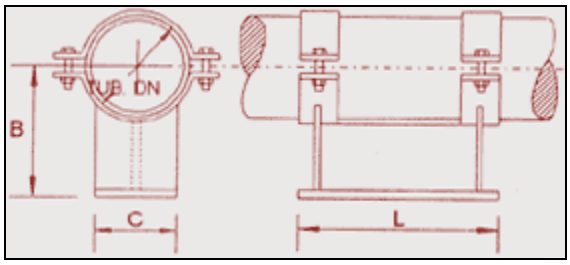


Fig. 84

Vigas intermedias:

Cuando es necesario hacer un puente entre dos vigas intermedias de una estructura, por motivo de apoyo de tuberías, se dispone perpendicularmente a aquellas una viga intermedia, de perfil IPN o doble UPN, mas usualmente, soldada por uno de sus extremos y atornillada entre dos cartelas formadas por angulares.

Brazos y alas soldados:

Para soportes de tubos verticales de tamaños pequeño y medio (hasta 12”). Ambos se sueldan al tubo, o se acompañan de dos abrazaderas atornilladas a las dos alas.

Puntales:

Constituyen un apoyo deslizante en dirección horizontal. Van soldados a la línea. Pueden ser de apoyo vertical a tubo en posición fija o regulable.

Abrazaderas:

Se emplean para amarrar el tubo. Existen una infinidad de tipos pero los más usuales son los que se muestran a continuación.

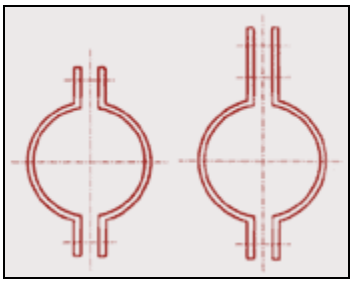


Fig. 85

Si la línea tiene aislamiento térmico se debe modificar un poco la abrazadera. También se puede dar el caso de que no haya mucho espacio entonces se le suele dar una inclinación para que ocupe menos.

Cunas:

Se utilizan para soportar tuberías horizontales. Pueden ser de posición vertical fija o regulable.

También se denominan cunas a otros elementos que se utilizan para soportar tuberías que van aisladas térmicamente.

Abarcones:

Sirven para soportar, anclar o guiar tuberías hasta 36". Se adaptan frecuentemente a puntales, angulares, o UPN (Fig. 86).

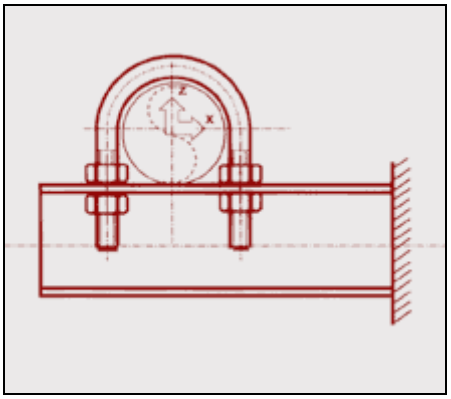


Fig. 86

Rodillos:

Son básicamente aplicables a tuberías que experimentan dilataciones térmicas considerables en sentido longitudinal, existen numerosas variantes.

Varillas roscadas:

Se obtienen a partir de redondos. Pueden disponer de ojal sin soldar o soldado, para encajar en tornillos de sujeción, o en otra varilla con ojal. Esta última opción se utiliza cuando hay que permitir el movimiento vertical del tubo.

Tensores:

Son otros elementos que intervienen en las suspensiones con varillas. Los tensores permiten una regulación vertical de los soportes de varilla.

Ménsulas:

Existen modelos para soportar cargas ligeras medias o pesadas. Van atornilladas o soldadas a estructuras metálicas, o unidas con pernos de anclaje a paredes de hormigón.

Si el tubo se soporta con varilla apoyada en la ménsula, la varilla puede situarse en cualquier posición del voladizo, lo que permite una regulación horizontal de la situación del tubo.

Para soportar cargas pesadas se utilizan voladizos de UPN soldados a placas ancladas a la pared de hormigón.

Muelles de carga variable:

Los muelles permiten obtener soportes elásticos, necesarios en líneas que trabajan a altas temperaturas. Hay dos clases de muelles: de carga variable y de carga constante.

Los muelles de carga variable se aplican con pequeños desplazamientos (hasta 40mm) del tubo en la dirección del eje del soporte. En este caso son preferibles a los de carga constante, por resultar más económicos y ocupar menos espacio. La carga varia en función de dicho desplazamiento.

Los muelles de carga variable están constituidos básicamente por un muelle helicoidal situado en el interior de una camisa cilíndrica de acero (Fig. 87).

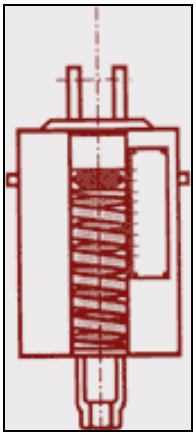


Fig. 87

Muelles de carga constante:

Se emplean para desplazamientos importantes de los tubos, debidos a altas variaciones de temperatura, durante los cuales se debe mantener constante la carga, en realidad se admite una variación del 6%.

Se componen básicamente de un cuerpo cilíndrico de alojamiento del muelle, de una carcasa con los elementos de conexión a estructura y tubería así como, en su interior, un juego de palancas regulables. además disponen de un tensor en el que se acopla la varilla que sostiene la tubería, de una junta esférica que permite a la varilla una inclinación de, al menos, 5º con respecto a la vertical, un bulón de blocaje que se emplea solo durante las pruebas hidráulicas y se quita después de estas, un indicador del recorrido que contiene las posiciones fría y caliente, y un regulador de carga que permite variaciones hasta del 10% con respecto a la carga nominal.

El tamaño del muelle se determina en función de la carga total que ha de soportar y el recorrido calculado, en la práctica se adopta un muelle con un recorrido un 20% mayor, y siempre al menos 25mm mayor, del calculado.

La carga a la que se calibra cada muelle puede modificarse, al menos, en un 10% de su valor nominal. Para ello existe una escala que permite conocer la magnitud del ajuste efectuado.

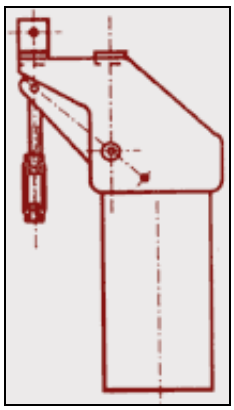


Fig. 88

Como los muelles de carga variable, los de carga constante (Fig. 88) pueden estar equipados con un dispositivo de bloque hidráulico que en una posición, normalmente la correspondiente a la carga fría, hace rígido el muelle para determinadas operaciones, tales como pruebas hidráulicas, limpieza de tuberías, etc.

Antivibratorios:

Su función principal consiste en elevar la frecuencia natural de vibración de los distintos tramos de una red de tuberías, para impedir que alguna frecuencia excitadora pueda entrar en resonancia con aquella (o, al menos, impedir que alguna frecuencia exterior pueda coincidir con la natural)

También sirven para absorber cargas de choque, guiar o restringir el movimiento del tubo debido a la dilatación térmica y reducir las oscilaciones de este.

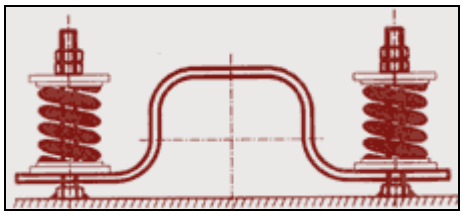


Fig. 89. De muelle

Hay dos tipos básicos de antivibratorios: de muelle e hidráulicos.

1.6.5. Conclusiones sobre las dilataciones y suportación.

El tema de esfuerzos en las tuberías, es, sin duda, extremadamente complejo, para el cual se necesita de personal técnico altamente cualificado, con un gran conocimiento en la resistencia de materiales y estructuras metálicas, asunto en el cual no se ha entrado debido a que se podría alargar mucho este punto, y de todas formas existen cantidad de libros y apuntes donde se puede encontrar mucha información. A parte de esta base en resistencia de materiales y estructuras metálicas, para ser un buen calculista de stress de tuberías, es condición necesaria tener una amplia experiencia.

Realizar el calculo de esfuerzos de una tubería pude ser una tarea faraónica, con un sin fin de cálculos si se tuviese que hacer manualmente, pero esto a cambiado con la entrada de los ordenadores, se han ido sacando programas que son de gran utilidad. Aunque actualmente existen programas muy buenos, la figura del ingeniero sigue teniendo el mismo peso, ya que el programa es una herramienta de trabajo, que como toda herramienta requiere de un buen dominio y de una correcta aplicación de la misma. Actualmente el programa mas extendido para realizar este tipo de cálculos es el CAESAR II, que es el que se ha utilizado para hacer el análisis del conjunto que se trata en este proyecto.

1.6.6. Calculo de stress de las tuberías y del conducto de humos.

Como se acaba de comentar, para realizar el cálculo de stress, se ha utilizado un potente programa informático, el Caesar II. Se deben introducir todos los datos de la tubería incluyendo la posición y el tipo de soporte, y también introducir el código de fabricación, que en este caso es el B31.3; entonces el programa calcula las tensiones producidas en los diferentes nodos de la tubería, debido a las dilataciones, peso propio de la tuberia, golpe de ariete, frecuencia, etc. Si en algún nodo las tensiones sobre pasan la tensión máxima admisible se deben retocar algunos parámetros de entrada hasta que se consigue que todas las tensiones de todos los nodos estén dentro de los limites que impone la tensión máxima admisible.

En en el caso analizado en este proyecto, se analizan tres tuberías y un conducto que transportan los humos residuales (vapor de azufre) de los incineradores a la chimenea de salida de humos de 80m de altura.

1.6.6.1. Datos de diseño

LINEA NO.	DIA. EXT. TUBERIA. (In)	SCH./ESP. (mm)	BRIDAS RATING (#)	TEMPERATURA (^{0}C)		PRESION (Kg/cm^3)		DENSIDAD (Kg/m^3)	AISLAMIENTO
				OP.	DIS.	OP.	DIS.	OP.	(mm)
28-SV-406	28”	20	150 B16.47	302	343	ATM	3.5	0.54	140
28-SV-506	28”	20	150 B16.47	302	343	ATM	3.5	0.54	140
28-SV-606	28”	20	150 B16.47	302	343	ATM	3.5	0.54	140
SV-701	(58”)	20	150 B16.47	302	343	ATM	3.5	0.54	140

Tabla 10.

- Referencias:

CODIGO	: TUBERÍAS DE PROCESO - ASME B 31.3
TEMPERATURA AMBIENTE	: 21^{0}C (MIN) / 38^{0}C (MAX)

Tabla 11.

1.6.6.2. Casos de análisis a tener en cuenta en el cálculo.

CASO DE ANÁLISIS	DESCRIPCION DEL CASO	LIMITES ADMISIBLES
SOSTENIDA	S_L = W + P + F	$\leq S_H$
OCC. (SOSTENIDA + VIENTO)	S_{OCC} = W + P + F + WIN	$\leq 1.33\ S_H$
OCC. (SOSTENIDA + SISMO)	S_{OCC} = W + P + F + U	$\leq 1.33\ S_H$
EXPANSION (TERMICO)	S_E = T + D	$\leq f(1.25\ S_C + 0.25\ S_H)$

W = PESO, P=PRESION, D=DESPLAZAMIENTO, T=TEMPERATURA, F=FUERZA, WIN=VIENTO, U=SISMO. S_L=STRESS SOSTENIDO, S_{OCC} = STRESS OCASIONAL, S_E = STRESS EXPANSION, S_H=STRESS ADMISIBLE CALIENTE, S_C = STRESS ADMISIBLE FRIO, f = FACTOR DE REDUCCION RANGO DE STRESS

Tabla 12

1.6.6.3. Cargas en las tubuladuras de los equipos:

El programa nos da las tensiones en los nodos, que son los puntos críticos, definidos por el proyectista. Estos puntos pueden ser las tubuladuras o conexiones de las tuberías con los equipos, las derivaciones de las tuberías, y los puntos donde se ubican los soportes.

En la tabla siguiente se pueden ver las cargas en las conexiones con los equipos, de las tuberías con las calderas, el conducto y la chimenea, y como se puede observar, están todas dentro del máximo admisible.

EQUIPO Nº.	TUBULADURA		CARGAS TUBULADURAS	FUERZAS Kgf.			MOMENTOS Kgf. m.		
	NO./NODO	TAMAÑO		Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz
NS-B-401	N2/10	28”	CALCULADA	42	893	147	122	2	26
			ADMISIBLE	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**
NS-B-501	N2/410	28”	CALCULADA	14	893	148	122	2	17
			ADMISIBLE	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**
NS-B-601	N2/710	28”	CALCULADA	14	893	148	122	2	17
			ADMISIBLE	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**
SV-701	10325	28”	CALCULADA	374	350	1000	580	9	191
			ADMISIBLE	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**
SV-701	10370	28”	CALCULADA	374	350	990	500	6	191
			ADMISIBLE	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**
SV-701	10420	28”	CALCULADA	374	350	590	297	16	191
			ADMISIBLE	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**
CH-700	10230	1600x 1350 mm	CALCULADA	180	2500	2400	700	1700	2200
			ADMISIBLE	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**	**OK**

Tabla 13

Las tensiones en los soportes, juntas de dilatación, etc… se pueden observar en el report de cargas y en los datos salidos del programa, que se encuentran dentro de los anexos.

En la siguiente figura se puede observar, el modelizado en 3D del conjunto de las tres tuberías y el conducto, en el programa de cálculo (CAESAR II), donde se puede observar las conexiones a las calderas, las juntas de dilatación, y los puntos de suportación.

Las distancias y materiales, están definidos en las isométricas adjuntas, en los planos 003 y 009.

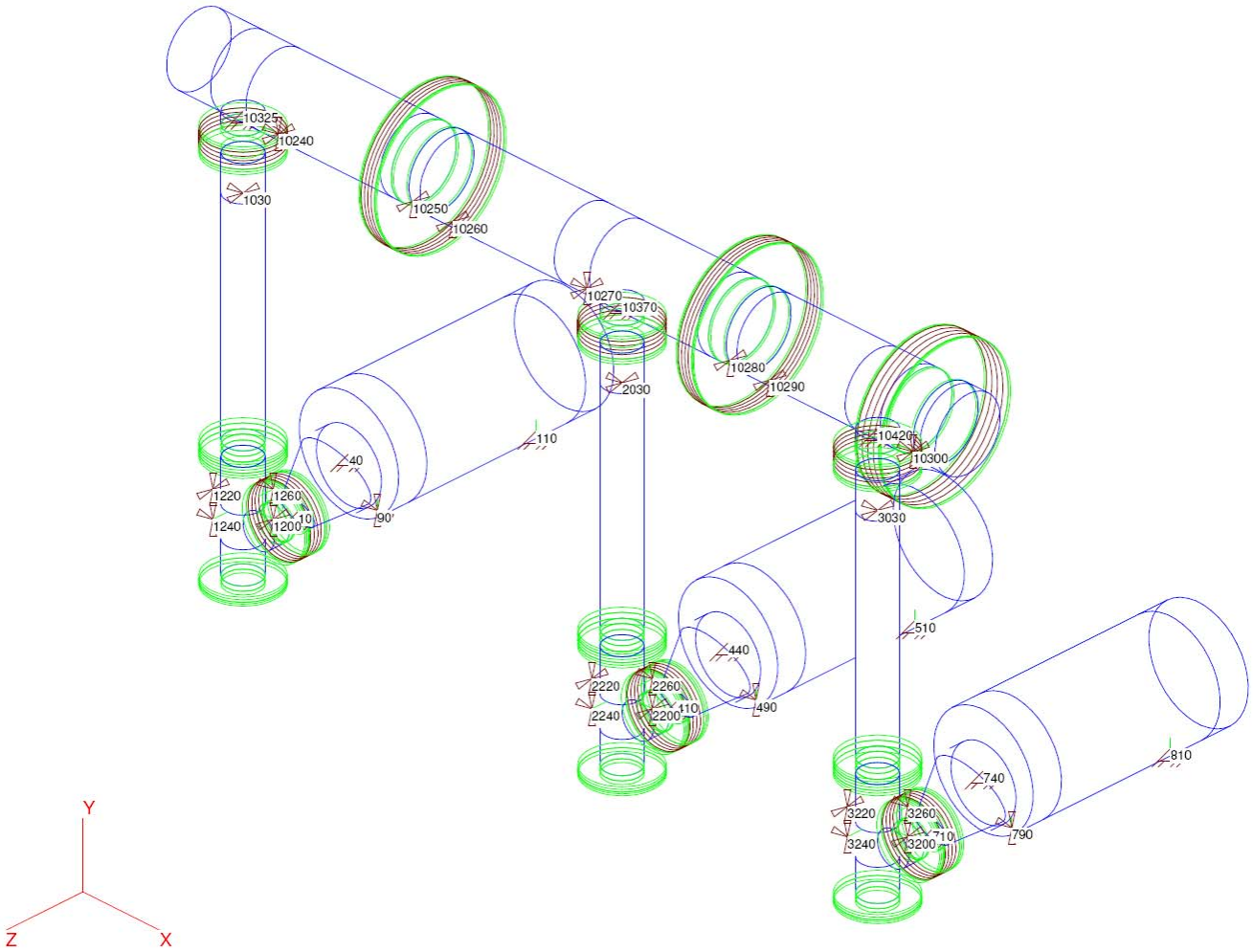


Fig. 90

1.7. Mantenimiento general.

No existe un tipo de mantenimiento específico para estas tuberías.

Se inspeccionarán en especial:

- Soportación: Estado de los soportes, rozamientos entre soportes y tubería, desplazamientos o movimientos de tubería.

- Estanqueidad.

- Estado del aislamiento térmico: Se comprobará periódicamente el estado del calorifugado.

La tornillería empleada en las uniones se deberá pintar con grafito u otro elemento de iguales o mejores prestaciones para evitar su gripaje.

Los operarios que realicen mantenimiento deberán cumplir con las medidas de calidad y seguridad establecidas en normativa interna acordes a la legislación vigente en dichas materias.

Periódicamente se realizarán pruebas exteriores, como medición de espesores, estudio de desgaste, interiores (visuales), pruebas de presión, y tarado de la válvula de seguridad.

1.8. Bibliografía

1.8.1. Libros, manuales, cursos

Manual de tuberías_____Sr. Bernardo Martín Hernández

Tuberías Industriales_____Dr. Kentish

Manual de esfuerzos y suportación_____INITEC

Curso de Análisis de esfuerzos en tuberías____Técnicas Reunidas, Madrid

Curso de proyectista de tuberías_____ Technip Iberia, Tarragona

Curso de tuberías_____Repsol YPF, Tarragona

Oil and gas pipe supports manual_____Eduardo B.C. Valentim

1.8.2. Catálogos

- Tubacero

- Pihasa

- Ferros Poch

1.8.3. Paginas Web

- http://www.pihasa.com

- http://www.coraci.es

- http://gustato.com/petroleo/claus

- http://es.wikipedia.org

1.9. Anexos